



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Eidgenössisches Departement für Umwelt, Verkehr, Energie und
Kommunikation UVEK

Bundesamt für Energie BFE

Schlussbericht Dezember 2011

Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung

Auftraggeber:

Bundesamt für Energie BFE
Forschungsprogramm Wärmepumpen, WKK, Kälte
CH-3003 Bern
www.bfe.admin.ch

Kofinanzierung:

Emerson Climate Technologies GmbH, D-13509 Berlin
Ziehl-Abegg Schweiz AG, CH-8957 Spreitenbach

Auftragnehmer:

Hochschule Luzern - Technik & Architektur HSLU T&A
CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik
Technikumstrasse 21
6048 Horw
www.hslu.ch/tevt

Autoren:

Lukas Gasser, dipl. Ing. FH, HSLU T&A
Ivan Wyssen, BSc Maschinentechnik, HSLU T&A
Maik Albert, dipl. Ing. FH, HSLU T&A
Marc Häusermann, BSc Maschinentechnik, HSLU T&A
Mirko Kleingries, Dr.-Ing., HSLU T&A
Beat Wellig, Prof. Dr. sc. techn. ETH, HSLU T&A, beat.wellig@hslu.ch

BFE-Bereichsleiter: Andreas Eckmanns, andreas.eckmanns@bfe.admin.ch

BFE-Programmleiter: Thomas Kopp, tkopp@hsr.ch

BFE-Vertrags- und Projektnummer: SI/500120-01 / SI/500120

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen ist ausschliesslich der Autor dieses Berichts verantwortlich.

Responsibility for the content and the conclusions of the report lies entirely with the authors.

Vorwort

Die vorliegende Studie entstand im Auftrag des Bundesamtes für Energie (BFE). Wir bedanken uns herzlich beim BFE, insbesondere bei Herrn Prof. Dr. Thomas Kopp, Leiter des Forschungsprogramms und Herrn Andreas Eckmanns, Leiter des BFE-Bereichs, für die finanzielle Unterstützung.

Weiter möchten wir unseren Projektpartnern Emerson Climate Technologies GmbH und Ziehl-Abegg Schweiz AG unseren herzlichen Dank für die Unterstützung mit Knowhow und innovativen Produkten aussprechen.

Um unseren Dank in spezieller Weise verdient gemacht haben sich die Mitglieder der Begleitgruppe, Herr Prof. Dr. Max Ehrbar und Herr Prof. Dr. Walter Janach. Die Diskussionen im Rahmen der Begleitgruppensitzungen waren immer sehr konstruktiv und hilfreich.

Schliesslich danken wir den Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern der Hochschule Luzern – Technik & Architektur, die in unterschiedlichster Weise zum Gelingen des Projektes beigetragen haben.

Horw, im Dezember 2011

Hochschule Luzern – Technik & Architektur

CC Thermische Energiesysteme und Verfahrenstechnik

Diese Arbeit ist Prof. Dr. Karl Hilfiker (1941–2009) gewidmet, der mit den BFE-Projekten LOREF und WEXA die Grundsteine für diese Studie gelegt hat.

Zusammenfassung

Leistungsregelung – der Schlüssel zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen

Luft/Wasser-Wärmepumpen (L/W-WP) sind heute ein weit verbreitetes System zur Bereitstellung von Heizenergie, mithin weil sie einfach zu installieren und betreiben sind. Im Hinblick auf die nachhaltige Entwicklung ist ihre Effizienzsteigerung von grossem Interesse. Verschiedene sich ergänzende Forschungsprojekte des Bundesamtes für Energie (BFE) belegen die Tatsache, dass L/W-WP ein noch grosses Potenzial zur Einsparung von Primärenergie haben. Die Fortschritte in der Kompressor- und Ventilator-technik eröffnen neue Möglichkeiten für die Prozessführung. Es bieten sich grundsätzlich zwei Massnahmen an, mit welchen die Effizienz erheblich verbessert werden kann: einerseits die kontinuierliche Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator und andererseits die konsequente Verwendung der Abtauung mit Ventilatornachlauf.

Dieses Projekt befasst sich mit der Erarbeitung allgemeingültiger Auslegungs- und Planungsgrundlagen für die Realisierung effizienter, betriebssicherer und wirtschaftlicher L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung.

Optimale Regelung – das Teillastverhalten ist entscheidend

Mittels Simulationen und Experimenten wurde eine Regelung konzipiert und entwickelt, welche in Abhängigkeit des Umgebungszustandes und des Heizbedarfs den Kältemitteldurchsatz und den Luftvolumenstrom optimal regelt. Die Untersuchungen zeigen, dass bei L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung die Teillast-Wirkungsgrade des Kompressors und des Ventilators einen grossen Einfluss auf die Effizienz haben. Insbesondere der Teillast-Wirkungsgrad des Kompressors hat neben dem Einfluss auf die Leistungszahl einen erheblichen Einfluss auf die optimale Regelung der Wärmepumpe (WP). Die maximale Reduktion des Teillastverhältnisses des Kompressors bzw. der Kompressordrehzahl wird durch zwei Faktoren limitiert. Einerseits handelt es dabei um die vom Gebäude erforderliche Heizleistung, welche stets gedeckt werden muss, und andererseits um die maximal erreichbare Effizienz. Jeder Kompressor weist ein optimales Teillastverhältnis auf, welches zur Erzielung maximaler Leistungszahlen im Teillastbetrieb nicht unterschritten werden darf. Dieses optimale Teillastverhältnis ist massgeblich abhängig vom Teillastverhalten des Kompressors. Analog verhält es sich mit dem Ventilator. Die optimalen Teillastverhältnisse von Kompressor und Ventilator können relativ einfach experimentell ermittelt werden. Die Regelung passt die erzeugte Heizleistung durch gleichmässige Reduktion der Teillastverhältnisse von Kompressor und Ventilator kontinuierlich der erforderlichen Heizleistung an, sofern dazu die optimalen Teillastverhältnisse nicht unterschritten werden müssen. Müssten diese unterschritten werden, wird die L/W-WP bei reduzierter Leistung mit den optimalen Teillastverhältnissen von Kompressor und Ventilator Ein/Aus-geregt.

Experimenteller Nachweis – markante Effizienzsteigerungen sind möglich

Zur Bestätigung des Potenzials sowie zur Überprüfung und Verfeinerung der entwickelten Regelung wurden drei verschiedene Prototypen leistungsgeregelter L/W-WP realisiert. Diese drei Prototypen unterscheiden sich in erster Linie durch die verwendeten Kompressoren. Im ersten Prototyp wurde ein Scroll Kompressor verwendet, bei welchem der Kältemittelmassenstrom mittels Digital-Modulation geregelt werden kann (Digital-Scroll Kompressor). Die weiteren Prototypen wurden mit Scroll-Kompressoren ausgestattet, welche über die Drehzahlvariation mittels Inverter eine kontinuierliche Leistungsregelung ermöglichen. Es standen zwei verschiedene Entwicklungsstufen dieser Inverter-Scroll Kompressoren zur Verfügung: ein Prototyp ohne Dampfeinspritzung, welcher nicht für WP-Anwendungen entwickelt wurde, und ein speziell an die Bedingungen für WP-Anwendungen angepasster Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung. Durch die optimale Abstimmung von Verdampfer und Ventilator wird gewährleistet, dass der verwendete Axialventilator mit EC-Motor nahezu unabhängig von der Drehzahl bei maximalem Wirkungsgrad betrieben werden kann. Zusammen mit

den tiefen luftseitigen Druckverlusten des optimierten Verdampfers führt dies zu kleinen Ventilatorleistungen.

Mit den L/W-WP-Prototypen konnten die Eignung der Kompressoren für den Einsatz in leistungsgeregelten L/W-WP, der Einfluss des Teillastverhaltens der Kompressoren auf die optimale Regelung sowie das resultierende Effizienzsteigerungspotenzial experimentell untersucht werden. Aufgrund des wesentlich grösseren Potenzials wurde in erster Linie die simultane Leistungsregelung des Kompressors und des Ventilators betrachtet.

Der L/W-WP-Prototyp mit dem Digital-Scroll Kompressor erreicht im Volllastbetrieb mit Ein/Aus-Regelung eine vergleichsweise hohe Effizienz. Die Digital-Modulation erlaubt eine exakte Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung. Aufgrund des für WP-Anwendungen ungeeigneten Teillastverhaltens ermöglicht dieser Kompressor jedoch keine signifikante Effizienzsteigerung gegenüber L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung.

Der leistungsgeregelte L/W-WP-Prototyp mit dem Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung erreicht hohe Effizienzwerte und bestätigt damit das Potenzial der Leistungsregelung eindrucklich. Mit der Leistungsregelung kann die Jahresarbeitszahl (JAZ) gegenüber L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung je nach Vergleichsbasis um rund 20–50% erhöht werden. Da dieser Kompressor nicht speziell für WP-Anwendungen entwickelt wurde, ist dessen Verwendung in Gebäuden mit hohen Heizwassertemperaturen (über ca. 45°C) aufgrund des eingeschränkten Betriebskennfelds nicht möglich. Auch die Aufbereitung von Brauchwarmwasser ist ohne den Einsatz moderner Frischwassersysteme mit tiefen Speichertemperaturen nicht möglich.

Der L/W-WP-Prototyp mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung erreicht ebenfalls hohe JAZ, welche mit 4.4 für ein Gebäude im Minergie-Standard und 3.8 für einen sanierten Altbau deutlich über den Werten Ein/Aus-geregelter L/W-WP liegen. Die gegenüber sehr guten L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung erreichbare Verbesserung der JAZ ist insbesondere bei Verwendung in sanierten Altbauten gross und beträgt abhängig von der Heizkurve zwischen 10–40%. Beim verwendeten Kompressor handelt es sich um einen speziell für WP-Anwendungen angepassten Kompressor, welcher sich neben der guten Effizienz insbesondere durch ein grosses Betriebskennfeld auszeichnet, welches u.a. durch die Dampfeinspritzung erreicht wird.

Aufgrund der sich einstellenden Temperaturen reduziert sich bei L/W-WP mit Leistungsregelung die Eis- und Frostbildung. Bei Umgebungstemperaturen über knapp 3°C tritt keine Eis- und Frostbildung im Verdampfer auf. Dadurch kann die Anzahl der periodisch erforderlichen Abtauvorgänge reduziert und die Effizienz weiter verbessert werden.

Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Leistungsregelung – energetisch und wirtschaftlich sinnvoll

Die Resultate aus den theoretischen und experimentellen Untersuchungen bestätigen das Potenzial der Leistungsregelung von L/W-WP eindrucklich. Vergleiche mit JAZ aus Feldstudien zeigen, dass durch die Leistungsregelung Effizienzsteigerungen im Bereich von 10% bis 70% erzielt werden können. Bei Verwendung von Kompressoren und Ventilatoren mit geeignetem Teillastverhalten und durch eine optimale Regelung liegen die erreichbaren JAZ leistungsgeregelter L/W-WP im Bereich von heutigen Sole/Wasser-WP mit Ein/Aus-Regelung. Damit ermöglichen künftige L/W-WP-Systeme mit Leistungsregelung nicht nur beträchtliche Energieeinsparungen, sondern sie sind anderen Heizsystemen, insbesondere bei Verwendung in sanierten Altbauten, auch wirtschaftlich überlegen. Eine Abschätzung des wirtschaftlichen Potenzials zeigt, dass die über die gesamte Abschreibungsdauer resultierende Kosteneinsparung gegenüber der Verwendung „typischer“ L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung mehrere tausend Franken betragen kann.

Abstract

The use of air/water heat pumps as heating systems for residential buildings has rapidly grown over the last decades. Air/water heat pumps require only low investments, are easy to install and reliable in their operation. However, one of the most important prerequisite for the increased proliferation of air/water heat pumps lies in the substantial increase of their efficiency.

Theoretical and experimental analysis indicate that the exergetic efficiency of common air/water heat pumps become smaller when the ambient temperature increases. The reason for this is the heat pump characteristic: the less heat is required by the building the more it delivers. In common heat pumps this is compensated by on/off operation. As a consequence, a substantial increase in efficiency requests continuous operation with capacity control of the compressor and the fan in order to adjust the generated to the required heating capacity.

The aim of this project was to develop universally valid design and planning criteria for the realisation of efficient, reliable and economic air/water heat pumps with continuous capacity control. An optimised process control depending on the applied control strategy of the heat pump has been developed using simulations as well as experiments. To verify the theoretical findings as well as to investigate different control strategies a heat pump prototype with capacity control and test facility for air/water heat pumps have been realized. The investigations show that the optimal control strategy and the efficiency of the capacity controlled heat pump strongly depend upon the partial load efficiencies of the compressor and the fan. The experimental investigations approve the great potential of the capacity control. As a result of the capacity control the seasonal performance factor can be increased by approximately 10 to 70% compared to air/water heat pumps with on/off control.

Inhaltsverzeichnis

1	Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen.....	11
1.1	Einleitung	11
1.2	Ziele	11
1.3	Vorgehen	12
2	Stand der Forschung.....	15
2.1	Regelstrategie der Wärmepumpe – Ein/Aus-Regelung vs. Leistungsregelung	15
2.2	Verdampfergeometrie	18
2.3	Abtauung des Lamellenluftkühlers/Verdampfers	19
3	Randbedingungen und Systemgrenze.....	29
3.1	Systemgrenze	29
3.2	Wärmequelle	29
3.3	Wärmesenke	31
4	Kennzahlen zur Bewertung von Luft/Wasser-Wärmepumpen	35
4.1	Leistungszahl COP	35
4.2	Arbeitszahl AZ.....	35
4.3	Jahresarbeitszahl JAZ	37
5	Wärmepumpen-Prüfstand	43
5.1	Luftaufbereitungsanlage	43
5.2	Wärmemodul.....	46
6	Auslegung von Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Leistungsregelung.....	51
6.1	Relevante Betriebszustände für die Auslegung.....	51
6.2	Optimale Paarung des Verdampfers und Ventilators	52
6.3	Luft/Wasser-Wärmepumpen-Prototypen	54
7	Regelung von Luft/Wasser-Wärmepumpen mit kontinuierlicher Leistungsregelung	67
7.1	Einleitung	67
7.2	Einflussgrösse Teillast-Wirkungsgrad Kompressor	67
7.3	Alleinige Leistungsregelung des Kompressors.....	78
7.4	Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators	82
8	Experimentelle Untersuchung von Luft/Wasser-Wärmepumpen mit kontinuierlicher Leistungsregelung	87
8.1	Zielsetzung.....	87
8.2	Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Digital-Scroll Kompressor	87
8.3	Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung.....	93
8.4	Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Inverter Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung	107
8.5	Vergleich der Jahresarbeitszahlen mit statistischen Werten aus Feldstudien	128
9	Abtauregelung	131
9.1	Einleitung	131
9.2	Anforderungen an eine optimierte Abtauregelung.....	131
9.3	Einfluss der Regelstrategie der Wärmepumpe	136
9.4	Optimierte Abtauregelung für Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung	140
9.5	Optimierte Abtauregelung für leistungsgeregelte Luft/Wasser-Wärmepumpen.....	150
9.6	Indirekte Bestimmung der relativen Feuchtigkeit.....	155
10	Wirtschaftliches Potenzial	159
10.1	Kapitalkosten	159
10.2	Energiekosten	160

10.3	Übrige Kosten	160
10.4	Externe Kosten / kalkulatorische Energiepreiszuschläge	161
10.5	Resultierende Jahreskosten / Fazit.....	161
11	Schlussfolgerungen und Ausblick	163
12	Symbolverzeichnis	165
12.1	Lateinische Symbole	165
12.2	Griechische Symbole	166
12.3	Abkürzungen	166
13	Literaturverzeichnis	169
A1	Datenblatt Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung	173
A2	Datenblatt Axial-Ventilator mit EC-Motor	175
A3	Messunsicherheiten	177

1 Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen

1.1 Einleitung

Luft/Wasser-Wärmepumpen (L/W-WP) sind heute ein weit verbreitetes System zur Bereitstellung von Heizenergie. Sie sind günstig in der Investition, einfach installierbar und zuverlässig im Betrieb. Eine wichtige Voraussetzung für die stärkere Verbreitung von L/W-WP liegt in der markanten Steigerung ihrer Effizienz. Auch im Hinblick auf eine nachhaltige Entwicklung ist ihre Effizienzsteigerung von grossem Interesse. Die an der Hochschule Luzern – Technik & Architektur (HSLU T&A) durchgeführten BFE-Forschungsprojekte LOREF [1] (Luftkühler-Optimierung durch Reduktion von Eis und Frost) und WEXA [2] (Exergie-Analyse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen) belegen die Tatsache, dass L/W-WP ein noch grosses Potenzial zur Einsparung von Primärenergie aufweisen. In diesen beiden sich ergänzenden Studien wurden wertvolle Erkenntnisse zur Effizienzsteigerung von L/W-WP gewonnen, welche in der vorliegenden Studie praxisgerecht umgesetzt werden. Die wichtigsten in LOREF und WEXA gewonnenen Erkenntnisse sind in Kapitel 2 übersichtlich zusammengefasst.

Die Fortschritte in der Kompressor- und Ventilator-technik eröffnen neue Möglichkeiten für die Prozessführung und ermöglichen damit markante Effizienzsteigerungen von Wärmepumpen (WP). Dabei bieten sich besonders zwei Massnahmen an, mit welchen die Effizienz erheblich verbessert werden kann: einerseits die kontinuierliche Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator und andererseits die konsequente Verwendung der Abtauung mit Ventilatornachlauf.

1.2 Ziele

Die Erkenntnisse aus LOREF und WEXA bilden die Basis für die Weiterentwicklung und Gesamtoptimierung von L/W-WP. Im vorliegenden Forschungsprojekt werden diese vielfältigen und viel versprechenden Erkenntnisse zur Erreichung einer markanten Effizienzsteigerung von L/W-WP praxisgerecht umgesetzt. Dabei gilt es neben dem Nachweis einer markanten Effizienzsteigerung, Auslegungs- und Planungsgrundlagen (eine Art „Wegleitung“) für die Realisierung effizienter und betriebssicherer L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung für den Einsatz in Ein- und Mehrfamilienhäusern zu erarbeiten. Damit sollen den Komponentenherstellern, Anlagenherstellern, Installateuren und Planern neue Impulse für die Weiterentwicklung und Effizienzsteigerung von L/W-WP gegeben werden. Die konkreten Projektziele sind im Einzelnen:

- Experimenteller Nachweis der markanten Effizienzsteigerung durch kontinuierliche Leistungsregelung gegenüber L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung. Dabei werden verschiedene Regelstrategien untersucht, z.B. die alleinige Regelung des Kompressors oder die simultane Regelung von Kompressor und Ventilator.
- Erarbeiten einer Regelung für die optimale Prozessführung in Abhängigkeit der gewählten Regelstrategie. Der Kältemitteldurchsatz und allenfalls die Ventilator-drehzahl sollen stets *optimal*, d.h. zur Erreichung maximaler Effizienz, geregelt werden. Die optimalen Betriebszustände sind dabei neben der gewählten Regelstrategie der WP und den Zuständen der Wärmequelle und -senke massgeblich abhängig von den Verläufen der Teillast-Wirkungsgrade von Kompressor und Ventilator. Die Bedarfsseite (Verhalten des Gebäudes) soll mit geeigneten Vereinfachungen miteinbezogen werden.
- Entwicklung einer praxisreifen Abtauregelung, unter Einbezug der Abtauung mit Ventilatornachlauf sowie mit Prozessumkehr, welche (1) den optimalen Zeitpunkt zur Einleitung der Abtauung erkennt, (2) das in Abhängigkeit des Umgebungszustandes optimale Abtauverfahren einleitet und (3) die Abtauung im „richtigen“ Zeitpunkt abbricht. Diese Regelung soll sowohl bei L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung als auch bei L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung einsetzbar sein.

Bestehende Anlagen mit Ein/Aus-Regelung sollen künftig mit dieser Regelung nachgerüstet werden können.

- Erstellen von detaillierten Auslegungs- und Planungsgrundlagen („Wegleitung“) für die Dimensionierung und Auswahl sämtlicher Komponenten zum Bau, sowie für die Regelung effizienter L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung. Der Schwerpunkt dieser Wegleitung liegt in der Konzipierung einer optimalen Regelung zur Erreichung einer optimalen Prozessführung in Abhängigkeit der gewählten Regelstrategie.

1.3 Vorgehen

Zur Erreichung der beschriebenen Zielsetzungen erfolgte die Bearbeitung in folgenden Arbeitspaketen:

I Ermittlung der Betriebsbedingungen von L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung

Das in LOREF [1] erarbeitete mathematisch-physikalische Simulationsprogramm wird durch die kontinuierliche Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators sowie durch die Abtauung mit Prozessumkehr und mit Ventilatornachlauf modifiziert, so dass die Betriebsbedingungen der L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung bestimmt werden können (Massenströme, Drücke, Temperaturen des Arbeitsfluids in Abhängigkeit des Umgebungszustandes, usw.). Dies ist erforderlich, damit in einem weiteren Schritt die Komponenten zuverlässig spezifiziert und ausgelegt werden können. Weiter wird das Simulationsprogramm für die Entwicklung und Optimierung der Regelung benötigt.

II Entwicklung einer praxisreifen Abtauregelung für L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung sowie mit Ein/Aus-Regelung

Mit Hilfe von Messdaten und des Simulationsprogramms soll eine praxisreife Abtauregelung für L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung sowie mit Ein/Aus-Regelung konzipiert werden. Die Regelung muss in der Lage sein, den optimalen Zeitpunkt zur Einleitung der Abtauung zu erkennen, das optimale Abtauverfahren (Prozessumkehr, Ventilatornachlauf) einzuleiten und die Abtauung zum optimalen Zeitpunkt zu beenden. Diese Regelung soll anschliessend im WP-Prototyp verwendet werden. Künftig sollen auch bestehende L/W-WP mit dieser optimierten Abtauregelung nachgerüstet werden können.

III Spezifikation der Anforderungen und Auswahl der einzelnen Komponenten

Der erforderliche Leistungsbereich der WP ist durch die Wahl der Wärmesenke (Gebäude: bauphysikalische Eigenschaften und Heizwärmeabgabesystem) und die Wärmequelle (Umgebungsbedingungen) gegeben. Aufgrund dieser Grössen werden in einem ersten Schritt die Anforderungen an den Kompressor definiert, da dieser die Charakteristik der WP grundlegend bestimmt. Gemeinsam mit dem Industriepartner Emerson Climate Technologies GmbH kann im Anschluss ein geeigneter Kompressor ausgewählt werden. Mit der Abschätzung der Betriebsbedingungen (Phase I) können die Anforderungen an das Expansionsventil spezifiziert werden.

Die Anforderungen an den Ventilator werden definiert und in Zusammenarbeit mit dem Industriepartner Ziehl-Abegg Schweiz AG ein geeigneter Ventilator ausgewählt. Die Charakteristik des Ventilators wird detailliert ausgemessen. Mit dem Simulationsprogramm und den ermittelten Ventilatordaten soll die Drehzahlregelung des Ventilators theoretisch untersucht werden. Das Ziel ist, eine optimale Regelung des Luftvolumenstromes zu entwickeln.

Aus LOREF [1] ist bekannt, dass Ventilator und Verdampfer für eine optimale Auslegung als „Einheit“ betrachtet werden müssen, d.h. für einen bestimmten Verdampfer gibt es einen optimalen Ventilator (und umgekehrt). Bei der Auslegung des Verdampfers ist besonders wichtig, dass sich dieser für die Abtauung mit Ventilatornachlauf eignet, da dieses Abtauverfahren bei sämtlichen lohenden

Luftzuständen konsequent angewendet werden soll. Die Auslegung des Systems Verdampfer Ventilator soll auf Basis der Erkenntnisse aus LOREF [1] erfolgen.

Die Eignung sämtlicher Komponenten für den Betrieb mit kontinuierlicher Leistungsregelung ist bei der Auswahl zu prüfen. Dementsprechend wird eine „Wegleitung“ erarbeitet, um Fehler zu vermeiden.

IV Konzipieren einer Regelung für Luft/Wasser-Wärmepumpen mit kontinuierlicher Leistungsregelung

Mit Hilfe des modifizierten Simulationsprogramms aus LOREF [1] wird eine Regelung der L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung erarbeitet und optimiert. Diese Regelung wird anschliessend für die Laboranwendung in einer geeigneten Software programmiert. Darin implementiert wird zusätzlich die optimierte Abtauregelung mit Ventilatornachlauf und Prozessumkehr. Die Bedarfsseite wird dabei vereinfacht in die Regelung miteinbezogen (Heizkurve).

Die Regelung soll durch Anpassen des Kältemitteldurchsatzes des Kompressors sowie des Luftvolumenstroms zu jedem Zeitpunkt einen optimalen Heizbetrieb bzw. optimalen Betrieb bei der Brauchwarmwasseraufbereitung gewährleisten. Die optimalen Betriebsparameter sind neben dem Umgebungszustand, Gebäudetyp und Heizsystem von weiteren Faktoren wie z.B. den Verläufen der Teillast-Wirkungsgrade des Kompressors und Ventilators abhängig.

Dieser Schritt ist von zentraler Bedeutung: Es sollen die Grundlagen geschaffen werden für die Realisierung einer optimierten Regelung von L/W-WP in Abhängigkeit der Regelstrategie (nur Kompressor oder Kompressor und Ventilator). Die Wirkungszusammenhänge und das Vorgehen werden in den Auslegungsgrundlagen detailliert und verallgemeinert beschrieben.

V Realisierung und Inbetriebnahme des Wärmepumpen-Prototyps

Der WP-Prototyp wird realisiert und in Betrieb genommen. Dazu muss vorab eine Luftkonditionierungsanlage mit verbesserter Dynamik geplant und aufgebaut werden. Erste Testmessungen und weitere Modifikationen zur Erreichung einer zuverlässigen Funktion und Betriebssicherheit werden durchgeführt.

VI Experimentelle Untersuchungen und Auswertung

Der WP-Prototyp wird in umfangreichen Messreihen getestet. Die Messungen decken dabei den relevanten Bereich der Betriebsbedingungen ab, so dass für die untersuchten Regelstrategien die Jahresarbeitszahlen (JAZ) berechnet und mit den Simulationen verglichen werden können.

In einer ersten Messreihe werden der Kompressor und Ventilator nicht geregelt, so dass die L/W-WP im Taktbetrieb (Ein/Aus-Regelung) geführt werden muss. Diese Messungen dienen als Referenz und repräsentieren eine herkömmliche L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung. Damit können die nachfolgend untersuchten Regelstrategien jeweils mit der üblichen Ein/Aus-Regelung verglichen und die resultierende Effizienzsteigerung quantifiziert werden. In einem weiteren Schritt werden die verschiedenen Regelstrategien (nur Kompressor geregelt, Kompressor und Ventilator geregelt) der kontinuierlichen Leistungsregelung experimentell untersucht.

VII Aufzeigen des wirtschaftlichen Potenzials

Das wirtschaftliche Potenzial leistungsgeregelter L/W-WP wird sowohl für den Hersteller als auch für den Nutzer transparent dargestellt. Es soll aufgezeigt werden, wie hoch die Mehrinvestitionen im Vergleich zu herkömmlichen Anlagen sein dürfen, damit diese innerhalb einer bestimmten Zeitperiode durch die eingesparten Betriebskosten amortisiert werden. Eine solche Darstellung soll Wärmepumpenherstellern zusätzliche Verkaufsargumente liefern.

2 Stand der Forschung

2.1 Regelstrategie der Wärmepumpe – Ein/Aus-Regelung vs. Leistungsregelung

Das BFE-Forschungsprojekt LOREF [1] hat eindrücklich aufgezeigt, dass zur Erreichung einer markanten Effizienzsteigerung von L/W-WP alle Teilprozesse und das Heizsystem in eine Analyse einzubeziehen sind. Thermodynamisch übersichtlich und einwandfrei gelingt dies durch eine Exergie-Analyse.

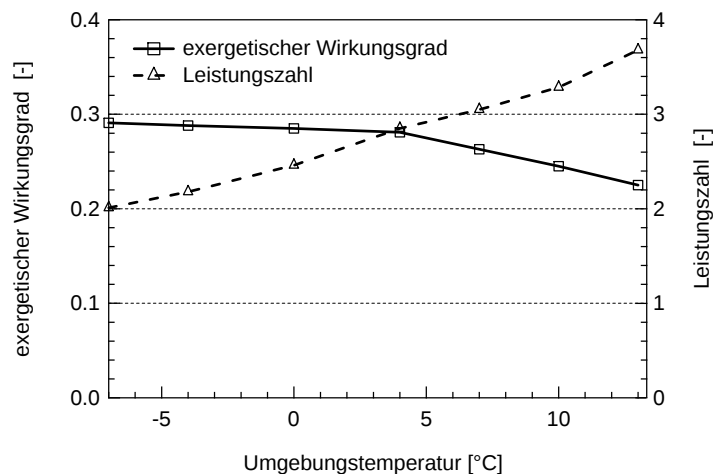


Abb. 2-1: Leistungszahl und exergetischer Wirkungsgrad einer typischen L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung in Funktion der Umgebungstemperatur (aus Messungen [2])

Die energetische Analyse ist für die Beurteilung einer WP notwendig, aber nicht hinreichend. Über die Prozessgüte gibt der zweite Hauptsatz der Thermodynamik Auskunft. Die Anwendung des zweiten Hauptsatzes erfolgt anstelle von abstrakten Entropiebilanzen vorteilhaft mit Exergiebilanzen. Baehr [3] [4] hat in zwei Beiträgen zur Thermodynamik des Heizens gezeigt, dass die Exergie eine praktische und anschauliche Bewertungsgrösse für wärme- und kältetechnische Prozesse ist. Die Ergebnisse von Exergie-Analysen sind einfach nachvollziehbar und weisen unmittelbar auf mögliche Effizienzsteigerungen hin.

Mit zunehmender Aussentemperatur steigt die Leistungszahl (Coefficient of Performance COP) typischer L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung an – im Gegensatz dazu nimmt der exergetische Wirkungsgrad jedoch ab (vgl. Abb. 2-1). Um diesen Sachverhalt in den Grundlagen zu klären wurde das BFE-Forschungsprojekt WEXA „Exergie-Analyse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen“ [2] durchgeführt. In WEXA wurde gezeigt, dass die Ursache für die mässig gute Effizienz von L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung die ungünstige Betriebscharakteristik ist und dass sich durch die kontinuierliche Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung die Energieeffizienz von L/W-WP markant steigern lässt.

2.1.1 Betriebscharakteristik von Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung

Mit steigender Umgebungstemperatur nimmt die vom Gebäude erforderliche Heizleistung ab. Demgegenüber ist das Verhalten von L/W-WP, deren Kompressor mit konstanter Drehzahl betrieben wird, gerade konträr: Je kleiner die vom Gebäude erforderliche Heizleistung und Heiztemperatur, umso höher ist die erzeugte Heizleistung und Heiztemperatur (vgl. Abb. 2-2 und Abb. 2-3).

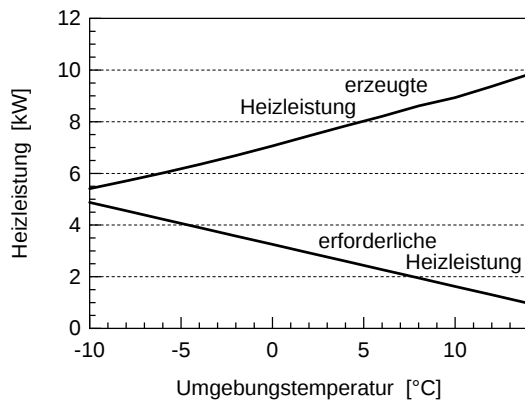


Abb. 2-2: Erzeugte und erforderliche Heizleistung einer L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung in Funktion der Umgebungstemperatur [2]

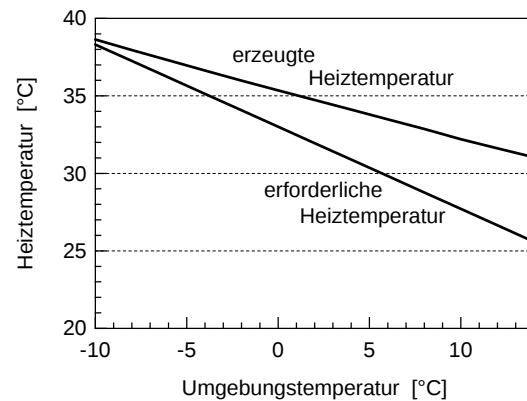


Abb. 2-3: Erzeugte und erforderliche Heiztemperatur einer L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung in Funktion der Umgebungstemperatur [2]

Dieses Verhalten hat zur Folge, dass herkömmliche L/W-WP im Taktbetrieb arbeiten (Ein/Aus-Regelung). Die Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator sowie die Diskrepanz zwischen erforderlicher und erzeugter Heiztemperatur im Heizwärmeverteilsystem steigen mit zunehmender Umgebungstemperatur an. Dies führt zu schlechten Teillastwirkungsgraden, tiefen JAZ und tiefen exergetischen Jahreswirkungsgraden.

2.1.2 Effizienz von Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung

Abb. 2-4 zeigt die Energie/Exergie-Flussbilder eines Heizsystems mit einer Ein/Aus-geregelten L/W-WP für drei verschiedene Umgebungstemperaturen ohne Berücksichtigung der mechanischen und elektrischen Antriebsverluste des Kompressors und Ventilators. Aufgeführt sind dabei jeweils die verschiedenen Exergieverlust-Verhältnisse (Exergieverluststrom bezogen auf die innere Kompressorleistung). Die Exergieverlust-Verhältnisse zeigen unmittelbar die subtraktive Auswirkung auf den exergetischen Wirkungsgrad.

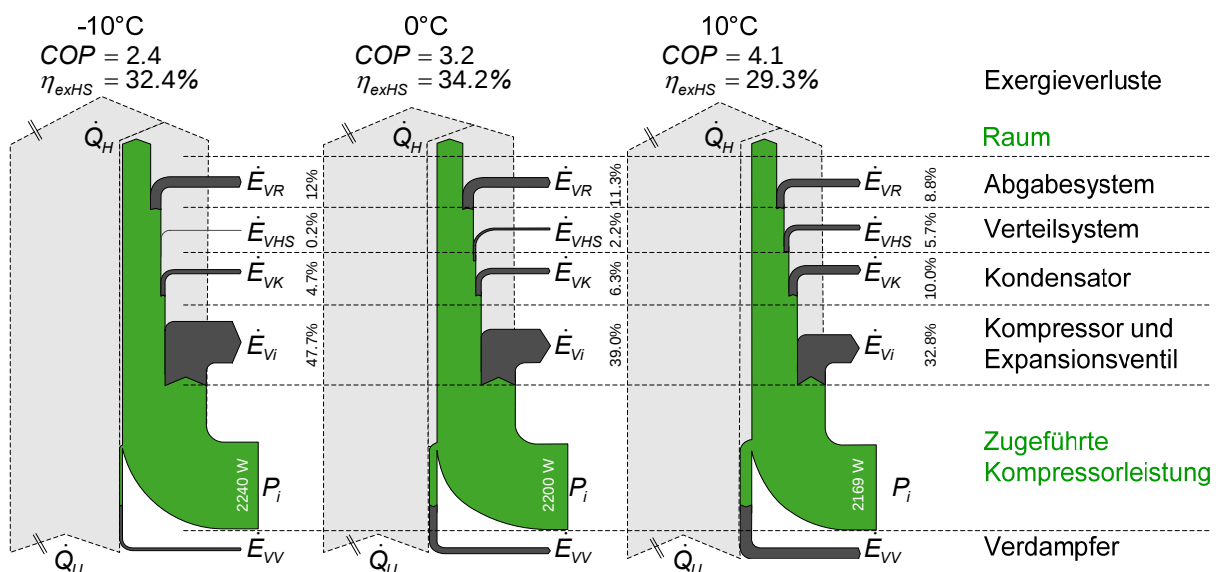


Abb. 2-4: Energie/Exergie-Flussbilder eines Heizsystems mit einer Ein/Aus-geregelten L/W-WP ([2], Energie-Flussbilder nicht massstäblich dargestellt)

Ursache für die mässig gute Effizienz herkömmlicher L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung ist die ungünstige Betriebscharakteristik, welche aus der Charakteristik des drehzahlkonstanten Kompressors resultiert. Mit zunehmender Umgebungstemperatur steigt die Leistungszahl solcher Anlagen zwar an – im Gegensatz dazu nimmt der exergetische Wirkungsgrad jedoch ab (siehe auch Messungen in Abb. 2-1). Die Thermodynamik des Heizens würde dagegen einen Anstieg des exergetischen Wirkungsgrades erlauben [3] [4]!

Zur Erreichung einer markanten Effizienzsteigerung muss die Regelung des Heizsystems und im speziellen der WP geändert werden. Durch die kontinuierliche Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung können die Leistungszahl und die JAZ gegenüber der Ein/Aus-Regelung markant verbessert werden.

2.1.3 Leistungsregelung – Schlüssel zur Effizienzsteigerung

Damit die Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung bei Teillast (also mit zunehmender Umgebungstemperatur) abnehmen statt zunehmen, muss die Diskrepanz zwischen erforderlicher und erzeugter Heizleistung und -temperatur vermieden werden (Abb. 2-2). Die Konsequenz daraus ist, dass die L/W-WP nicht im Taktbetrieb (Ein/Aus-Regelung) arbeitet, sondern kontinuierlich in Betrieb ist – ausser für notwendige Abtauprozesse. Für die Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung muss der umgewälzte Kältemittelmassenstrom geregelt werden.

Das theoretische Potenzial der Leistungsregelung wurde im BFE-Forschungsprojekt WEXA [2] detailliert untersucht. Bereits durch die alleinige kontinuierliche Leistungsregelung des Kompressors erreicht man gegenüber der Ein/Aus-Regelung bessere Leistungszahlen. Die besten COP-Werte lassen sich jedoch durch die simultane Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator erzielen (Abb. 2-5). Die Untersuchungen (ohne Berücksichtigung der mechanischen und elektrischen Antriebsverluste des Kompressors und Ventilators) zeigen, dass die JAZ im Vergleich zur Ein/Aus-Regelung ungefähr verdoppelt werden kann [2]. Ein weiterer Vorteil der kontinuierlichen Leistungsregelung ist, dass die Eis- und Frostbildung signifikant reduziert werden kann und diese erst bei tieferen Umgebungstemperaturen einsetzt.

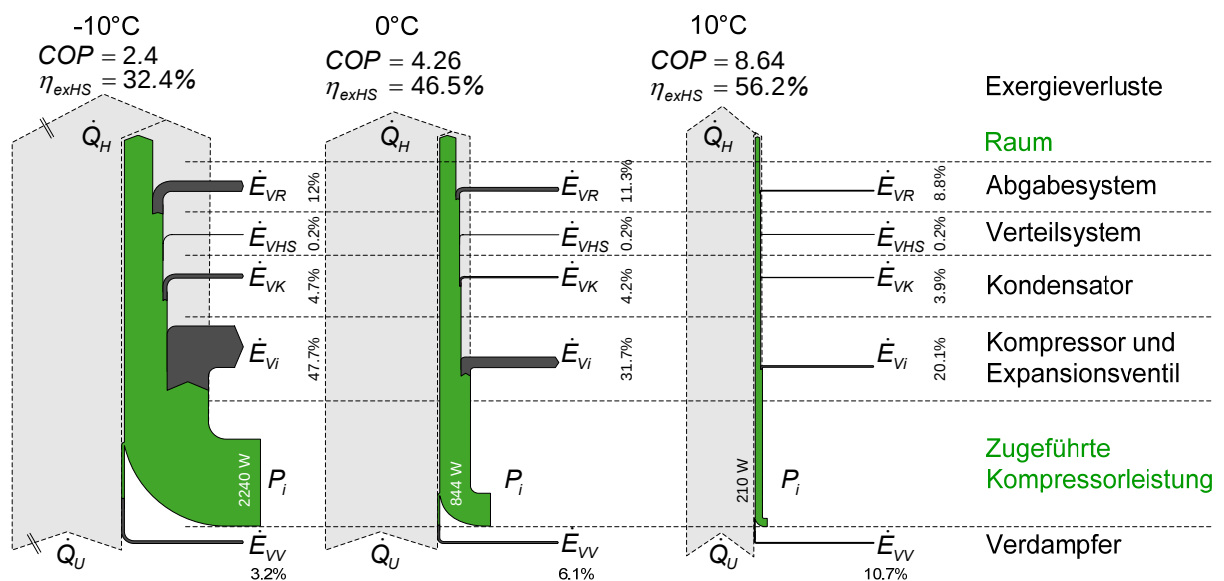


Abb. 2-5: Energie/Exergie-Flussbilder eines Heizsystems mit einer leistungsgeregelten L/W-WP ([2], Energie-Flussbild für -10°C nicht massstäblich dargestellt)

2.1.4 Leistungsregelung – Literatur und Markt

Sowohl in der Forschung als auch teilweise in der Industrie wurde das Potenzial der kontinuierlichen Leistungsregelung erkannt. Mit Projekten wie der leistungsgeregelten WP *Pioneer* [5] wurde gezeigt, dass mit der heutigen Verdichtertechnologie der Bau effizienter L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung möglich ist. Bereits heute bieten erste Hersteller¹ wie Viessmann (Schweiz) AG Geschäftsbereich SATAG Thermotechnik oder Heliotherm Wärmepumpentechnik GmbH vollmodulierende L/W-WP an, welche deutlich höhere Arbeitszahlen aufweisen als herkömmliche L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung.

In verschiedenen Forschungsarbeiten wurden einerseits das Energiesparpotenzial durch die Leistungsregelung [5] - [14] und andererseits Möglichkeiten bezüglich der technischen Umsetzung [15] - [18] und der Regelung [14] von WP mit Leistungsregelung untersucht. Weiter beschäftigen sich mehrere Forschungsarbeiten mit der Modellierung und Simulation [19] [20] von WP-Systemen mit Leistungsregelung.

Ein Grossteil der Forschungsarbeiten, welche das Energiesparpotenzial durch die Leistungsregelung von WP darstellen, beziehen sich auf Heizsysteme mit S/W-WP [6] - [9] bzw. W/W-WP [10]. Diese Studien zeigen, dass das Energiesparpotenzial der Leistungsregelung von S/W-WP mit rund 10% Effizienzsteigerung gegenüber Ein/Aus-geregelter S/W-WP relativ gering ausfällt. Gemäss den Forschungsarbeiten [11] - [14] ist das Potenzial für Effizienzsteigerungen bei der Leistungsregelung von L/W-WP bzw. L/L-WP deutlich grösser. Ursache dafür sind die über das Jahr bzw. die Heizperiode stärker variierende Quellentemperatur bei der Nutzung von Umgebungsluft als Wärmequelle.

Neben dem Energiesparpotenzial befassen sich diverse Studien mit der technischen Umsetzung der Leistungsregelung von WP und dabei insbesondere mit der Anpassung des Kältemitteldurchsatzes durch die Drehzahlregelung des Kompressors [15] - [17]. In [15] und [16] werden verschiedene Methoden zur Erreichung einer Leistungsregelung von WP verglichen und dabei aufgezeigt, dass es bei der inverter-basierten Drehzahlregelung des Kompressors um die effizienteste Variante der Leistungsregelung handelt. In einer weiteren Studie [18] wird der Einfluss des Expansionsapparates (Kapillare bzw. elektronisches Expansionsventil) auf die Effizienz leistungsgeregelter WP untersucht und aufgezeigt, dass sich bei Verwendung elektronischer Expansionsventile sowohl die Heizleistung als auch die Leistungszahl steigern lassen.

Wichtige Erkenntnisse bezüglich der Regelung und Simulation von WP mit Leistungsregelung liefern die Beiträge [14] [19] und [20].

2.2 Verdampfergeometrie

Im Forschungsprojekt LOREF [1] wurde die Kontrolle und Reduktion der Eis- und Frostbildung im Lamellenluftkühler, welche den Luftvolumenstrom und somit den Wärme- und Stoffübergang vermindert, intensiv untersucht. Das Hauptziel von LOREF [1] war, die energetische Effizienz von L/W-WP durch geeignete Massnahmen an der Geometrie des als Lamellenluftkühler ausgeführten Verdampfers zu steigern. In der ersten Phase wurden mit umfangreichen Experimenten und theoretischen Untersuchungen die ingenieurwissenschaftlichen Grundlagen der Eis- und Frostbildung erarbeitet. In der zweiten Phase wurden die gewonnen Erkenntnisse in die Praxis umgesetzt. Es wurde versucht, optimale Verhältnisse für Luftströmung sowie Wärme- und Stoffübertragung bei Frostausscheidung zu erarbeiten. Dazu wurde der Einfluss der Geometrie des Verdampfers (Lamellenabstand, Anzahl Rohrreihen, Anströmquerschnitt usw.) auf die Effizienz mit umfangreichen Experimenten und Simulationen untersucht. Dabei wurden die Lufttemperatur und Feuchtigkeit, die

¹ Aufzählung nicht abschliessend

Temperaturdifferenz für die Wärmeübertragung und die Luftgeschwindigkeit systematisch variiert, um allgemeingültige Aussagen für den relevanten Betriebsbereich zu erhalten.

Die in LOREF [1] gewonnenen Resultate zeigen, dass das Potenzial für eine Effizienzsteigerung der L/W-WP alleine durch die Optimierung der Verdampfergeometrie relativ gering ist. Nachfolgend sind die wichtigsten Erkenntnisse aus LOREF [1] bezüglich optimierter Verdampfergeometrien aufgeführt:

- Bei der Auslegung einer L/W-WP müssen der Verdampfer und der Ventilator als *ein* System betrachtet werden. Die beiden Komponenten dürfen nicht für sich alleine betrachtet werden, sondern müssen bestmöglich aufeinander abgestimmt werden, so dass die Ventilatorleistung möglichst gering ist und der Ventilator bei optimalem Wirkungsgrad läuft.
- Das Potenzial für eine Effizienzsteigerung der L/W-WP alleine durch die Optimierung der Verdampfergeometrie ist relativ gering. Bezüglich Verfestung ist zu beachten, dass die Lamellenabstände nicht zu klein gewählt werden. Grössere Lamellenabstände erlauben längere Heizphasen, d.h. es sind weniger häufig Abtaungen erforderlich. Weiter kann die Ventilatorleistung aufgrund des tieferen luftseitigen Druckverlustes reduziert und so die Effizienz der L/W-WP gesteigert werden.
- Eine optimierte Verdampfergeometrie weist deutliche Vorteile hinsichtlich der Abtaung mit Ventilatornachlauf auf. Dank grösseren Lamellenabständen bleibt der Luftvolumenstrom auch bei hohen Frostmassenbelastungen gross. Dies ermöglicht eine effiziente Abtaung mit Ventilatornachlauf.

Als wertvolle Referenzen mit einschlägigen Forschungsarbeiten über die Frostbildung am Lamellenluftkühler/Verdampfer für L/W-WP sind die Arbeiten von Egolf *et al.* [21] und Fahlén *et al.* [22] zu erwähnen.

2.3 Abtaung des Lamellenluftkühlers/Verdampfers

L/W-WP entziehen der Umgebungsluft Wärmeenergie, indem diese im Verdampfer (Lamellenluftkühler) abgekühlt wird. Bei tiefen Umgebungstemperaturen unterschreitet die Oberflächentemperatur des Verdampfers den Gefrierpunkt von Wasser, wodurch Wasserdampf aus der Luft an der Lamellen- und Rohroberfläche als Eis bzw. Frost ausgeschieden wird. Die Eis-/Frostschicht führt zu einer Versperrung des freien Strömungsquerschnitts und verkleinert so den Luftvolumenstrom, was zu einer Verschlechterung der Wärmeübertragung und Effizienz der WP führt. Der Verdampfer muss mit relativ hohem Energieaufwand periodisch abgetaut werden. Diese periodischen Abtauprozesse reduzieren die JAZ ebenfalls. Aus diesem Grund beschäftigten sich in der Vergangenheit mehrere Forschungsprojekte mit der Optimierung der Abtaung.

Die in der Praxis am weitesten verbreiteten Abtauverfahren für Verdampfer von L/W-WP sind die Heissgasabtaung und die Prozessumkehrabtaung. Bereits heute bieten einige Hersteller L/W-WP an, die bei genügend hohen Lufttemperaturen mit Umgebungsluft abtauen, indem diese mit Hilfe des Ventilators bei ausgeschaltetem Kompressor durch den Verdampfer gefördert wird (Abtaung mit Ventilatornachlauf). Detaillierte Untersuchungen zu verschiedenen Abtauverfahren erfolgten im BFE-Projekt „Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern“, welches in drei Phasen durchgeführt wurde [23] - [25]. Dabei ist besonders Phase 3 [25] zu erwähnen, in welcher die Abtaung mit Ventilatornachlauf experimentell untersucht wurde. Die nachfolgenden Abschnitte geben einen kurzen Überblick zu den Abtaumethoden Prozessumkehr- und Heissgasabtaung sowie einen Einblick in die Theorie der Abtaung mit Ventilatornachlauf.

2.3.1 Abtaung mit Heissgas

Bei einer Heissgasabtaung wird der Ventilator ausgeschaltet und der Verdampfer wird mit dem Kompressor über ein Magnetventil kurzgeschlossen. Das aus dem Kompressor austretende Heissgas erwärmt den Verdampfer und schmilzt die Eis- und Frostschicht. Vereinzelt kondensiert dabei das

Arbeitsfluid im Verdampfer. Damit der Kompressor bei der Wiederaufnahme des Heizbetriebs kein flüssiges Arbeitsfluid ansaugt, wird die WP in den meisten Fällen mit einem Sauggasakkumulator oder einem Sauggasüberhitzer ausgestattet. Abb. 2-6 zeigt das Schema einer L/W-WP mit Heissgasabtauung für den Heiz- und Abtaubetrieb.

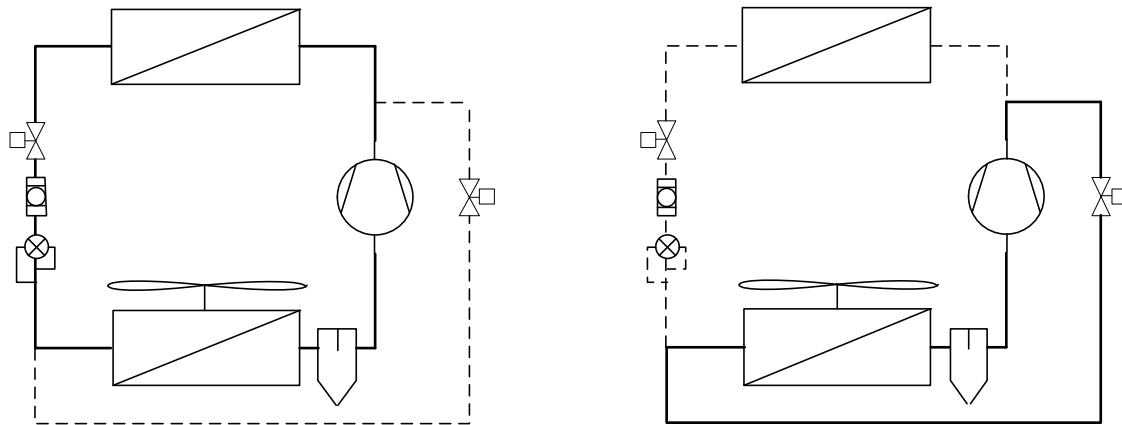


Abb. 2-6: Vereinfachtes Prinzipschema einer L/W-WP mit Heissgasabtauung (links Heizbetrieb, rechts Abtaubetrieb)

Die Heissgasabtauung zeichnet sich durch die geringen Kosten für die Abtaueinrichtung aus. Da lediglich ein Magnetventil betätigt werden muss, ist die Steuerung einer Heissgasabtauung relativ einfach zu realisieren. Gegenüber der Abtauung mit Prozessumkehr ist die erforderliche Abtaudauer grösser, da die Abtauleistung geringer ist. Die Abtauleistung entspricht bei der Heissgasabtauung gerade der Kompressorleistung. Diese ist infolge des kleinen Druckverhältnisses bei einer Abtauung mit Heissgas verhältnismässig klein. Eine leichte Steigerung der Abtauleistung der Heissgasabtauung kann durch eine Saugdruckregelung erzielt werden [25]. Aufgrund der ohnehin relativ geringen Abtauleistung und Abtaueffizienz wurde die Heissgasabtauung in den letzten Jahren vermehrt durch die Prozessumkehrabtauung ersetzt.

2.3.2 Abtauung mit Prozessumkehr

Bei der Prozessumkehrabtauung wird der Kreisprozess der WP bei ausgeschaltetem Ventilator mittels Vierweg-Umschaltventil so geschaltet, dass der Verdampfer zum Kondensator und der Kondensator zum Verdampfer wird. Das unter hohem Druck stehende Heissgas wird dem verrosteten Verdampfer zugeführt und kondensiert, wodurch der Verdampfer erwärmt und die Eis- und Frostschrift geschmolzen wird. Um das im Verdampfer auf hohem Druck kondensierte Kältemittel wieder zu entspannen, muss für die Abtauung mit Prozessumkehr ein zusätzliches Expansionsventil verwendet werden. Anstelle eines separaten Expansionsventils für die Abtauung kann auch ein Biflow-Ventil verwendet werden, welches in beide Richtungen durchströmt werden kann und somit sowohl für den Heiz- als auch für den Abtaubetrieb verwendet werden kann. Das auf tieferen Druck entspannte Arbeitsfluid wird im Kondensator der WP verdampft und nimmt dabei Wärme aus dem Heizwasserkreislauf des Gebäudes auf. Ein beträchtlicher Anteil der mit der Prozessumkehr-Abtauung erzeugten Abtauenergie wird somit dem Gebäude entzogen (so genannter „Wärmeklau“).

Im Vergleich zu einer Abtauung mit Heissgas zeichnet sich die Abtauung mit Prozessumkehr vor allem durch die bessere Effizienz, die höhere Abtauleistung und die daraus resultierenden kürzeren Abtauzeiten aus. Der Energieverbrauch für die Abtauung ist bei einer mittleren Senktemperatur von ca. 35°C im Schnitt etwa um 20% tiefer als bei der Heissgasabtauung [24]. Ein Nachteil der Abtauung mit Prozessumkehr ist die erhöhte thermische Belastung der Komponenten aufgrund der stark schwankenden Temperaturen im Verdampfer und Kondensator beim Umschaltvorgang vom Heiz- auf Abtaubetrieb. Je nach WP und Arbeitsfluid kann nach dem Umschalten auf Abtauung, die Temperatur

im Verdampfer rasch um bis zu 40 K ansteigen und die Temperatur im Kondensator um bis zu 25 K abfallen. Diese starken thermischen Belastungen können sich nachteilig auf die Materialbeschaffenheit der Komponenten auswirken und im Extremfall zu undichten Lötstellen führen [23]. In Abb. 2-7 ist das Schema einer L/W-WP mit Prozessumkehr-Abtauung sowohl für den Heiz- als auch für den Abtaubetrieb dargestellt.

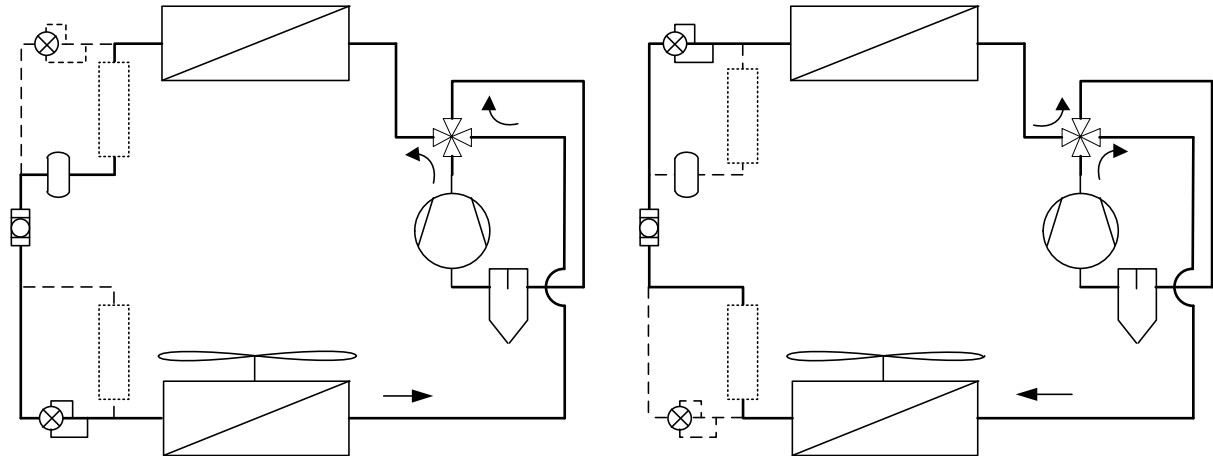


Abb. 2-7: Vereinfachtes Prinzipschema einer L/W-WP mit Prozessumkehrabtauung (links Heizbetrieb, rechts Abtaubetrieb)

2.3.3 Abtauung mit Ventilatornachlauf

Die Idee der Abtauung mit Ventilatornachlauf ist, dass bei geeigneten Bedingungen mit Umgebungsluft abgetaut wird. Der Heizbetrieb wird durch Ausschalten des Kompressors unterbrochen, während der Ventilator weiter Umgebungsluft durch den Verdampfer fördert. Durch Wärme- und Stofftransport von der Umgebungsluft an die Frost- bzw. Eisschicht wird die benötigte Schmelzwärme zum Abtauen aufgebracht. Eine erste Untersuchung zu diesem Thema erfolgte in der Studie von Bertsch *et al.* [24].

Experimente mit Versuchsluftkühlern, welche im Rahmen von LOREF [1] durchgeführt wurden, zeigen, dass das Effizienzsteigerungspotenzial der Abtauung mit Ventilatornachlauf gross ist. Der Schlüssel zur erfolgreichen Abtauung mit Ventilatornachlauf liegt im Zustand der Umgebungsluft: Neben der Lufttemperatur spielt die Luftfeuchtigkeit eine bedeutende Rolle und muss zwingend auf geeignete Weise berücksichtigt werden. Je höher die Luftfeuchtigkeit, umso schneller und effizienter kann abgetaut werden. Wenn bei geeignetem Luftzustand mit Ventilatornachlauf abgetaut wird, kann der Aufwand an elektrischer Energie gegenüber der Abtauung mit Prozessumkehr um bis zu Faktor 10 reduziert werden (vgl. LOREF [1]). Damit dieses grosse Potenzial ausgeschöpft werden kann, muss eine wichtige Erkenntnis aus LOREF [1] konsequent angewendet werden: Eine effiziente Abtauung mit Ventilatornachlauf ist nur möglich, wenn Verdampfer und Ventilator optimal aufeinander abgestimmt sind.

Eine Abtauung mit Ventilatornachlauf ist nur bei Luftzuständen über dem Gefrierpunkt von Wasser möglich. Bei tieferen Temperaturen muss eine herkömmliche Abtaumethode angewendet werden. Die Effizienz der Abtauung hängt neben der Lufttemperatur wesentlich von der relativen Feuchtigkeit der Luft ab. Je höher der Wassergehalt in der Luft, desto effizienter die Abtauung. Bei hohen Luftfeuchtigkeiten kondensiert Wasserdampf am Frost bzw. Schmelzwasser und die freiwerdende Kondensationswärme unterstützt die Abtauung. Bei tiefen Luftfeuchtigkeiten wird die Abtauung durch Verdunsten von Wasser und durch Sublimation von Frost gehemmt, da dem Schmelzwasserfilm und der Frostsicht die Verdampfungs- bzw. Sublimationswärme entzogen wird (vgl. LOREF [1]). Bei

diesen Bedingungen erfolgt der Abbau der Eis- bzw. Frostsicht sehr langsam, was die Effizienz der Ventilatornachlaufabtauung vermindert.

Simultane Wärme- und Stoffübertragung bei der Abtauung mit Ventilatornachlauf

Zur Bestimmung der Einflüsse der Lufttemperatur, Luftfeuchtigkeit sowie der Strömungsgeschwindigkeit auf die Abtauleistung und -effizienz wurde in LOREF [1] ein mathematisch-physikalisch Modell der Abtauung mit Ventilatornachlauf erarbeitet. Diese Modellierung dient als Grundlage für die Simulationen der Abtauung mit Ventilatornachlauf des hier vorliegenden Projektes.

Um die simultanen Wärme- und Stoffübergangsprozesse an der mit einer Wasserschicht überzogenen Frostsicht zu formulieren, wird ein lokales Lamellenelement gemäss Abb. 2-8 betrachtet. Es wird angenommen, dass durch die Abtauung auf der Eis- bzw. Frostsicht ein Wasserfilm entstanden ist. Der Wasserfilm setzt sich je nach Zustand der Umgebungsluft nur aus Schmelzwasser, oder aus Schmelzwasser und aus der feuchten Luft ausgeschiedenem Wasserdampf (Kondensat) zusammen.

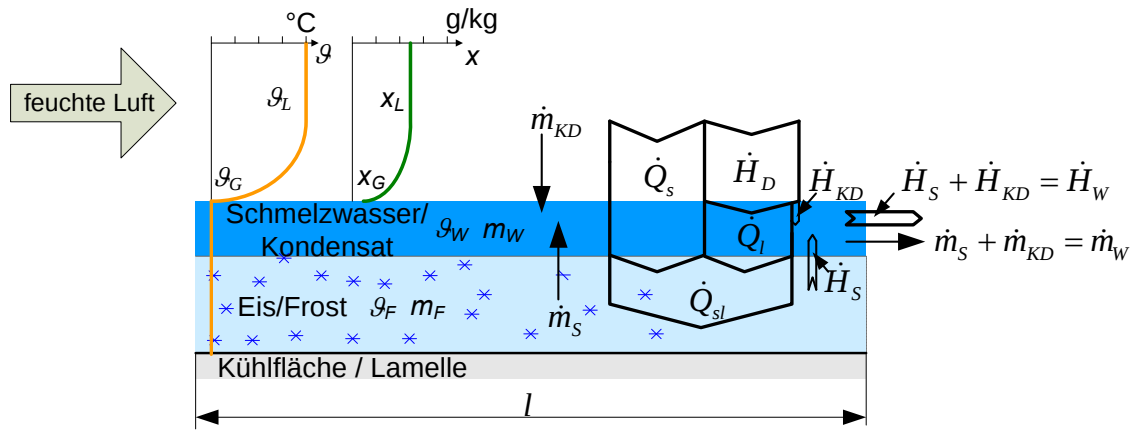


Abb. 2-8: Flächenelement einer Lamelle mit Eis bzw. Frost und Wasserfilm bei der Abtauung mit Ventilatornachlauf

Aus der Energiebilanzgleichung folgt, dass der totale Wärmestrom zum Schmelzen $\dot{Q}_{sl}$ gleich der Summe von sensiblem $\dot{Q}_s$ und latentem Wärmestrom $\dot{Q}_l$ ist. Der latente Wärmestrom entspricht dabei der Differenz zwischen dem Enthalpiestrom des ausgeschiedenen Wasserdampfes und dem Enthalpiestrom des abfliessenden Kondensates.

$$\dot{Q}_{sl} = \dot{Q}_s + \dot{Q}_l = \dot{Q}_s + \dot{H}_D - \dot{H}_K \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{sl} &= \dot{Q}_s + \dot{Q}_l = \dot{Q}_s + \dot{H}_D - \dot{H}_K = \dot{m}_L \cdot (h_{fLE} - h_{fLA}) - \dot{m}_K \cdot h_K \\ &= \dot{m}_L \cdot [c_{pL} \cdot (g_{LE} - g_{LA}) + \Delta h_v \cdot (x_{LE} - x_{LA}) + c_{pD} \cdot (x_{LE} \cdot g_{LE} - x_{LA} \cdot g_{LA}) - c_{pK} \cdot g_K (x_{LE} - x_{LA})] \end{aligned} \quad (2)$$

Oder vereinfacht gilt:

$$\dot{Q}_{sl} = \dot{m}_L \cdot [c_{pL} \cdot (g_{LE} - g_{LA}) + \Delta h_v \cdot (x_{LE} - x_{LA})] \quad (3)$$

Infolge des Temperaturgefälles zwischen der feuchten Luft und der Phasengrenzschicht (Wasseroberfläche) findet die Übertragung eines sensiblen Wärmestromes statt. Durch die sensible Wärmestromdichte $\dot{q}_s$ kann die Grösse des Wärmestromes unabhängig von der Verdampferoberfläche ausgedrückt werden. Der sensible Wärmestrom bewirkt eine Abkühlung der Luft. Simultan zum sensiblen Wärmestrom wird ein latenter Wärmestrom übertragen (Partialkondensation, Verdunstung oder Sublimation von Wasser). Analog zum Temperaturgefälle bei der Wärmeübertragung ist das Konzentrationsgefälle der Antrieb für die Stoffübertragung. In den meisten

technischen Anwendungen können Wärme- und Stoffübertragung verknüpft werden, wobei die Lewis-Zahl Le die Beziehung zwischen Wärme- und Stoffübertragung beschreibt. Für die vorliegende Anwendung kann mit $Le = 1$ gerechnet werden (vgl. LOREF [1]). Die nutzbare Wärmestromdichte für die Abtauung mit Ventilatornachlauf beträgt:

$$\dot{q}_{sl} = \underbrace{\alpha_L \cdot (g_L - g_G)}_{\dot{q}_s} + \underbrace{\frac{Le \cdot \alpha_L}{c_{pL}} \cdot (x_L - x_G) \cdot \Delta h_V}_{\dot{q}_l} \quad (4)$$

Das Konzentrationsgefälle und somit die latente Wärmestromdichte kann ja nach Feuchtigkeit der Luft positiv oder negativ sein. Ist das Konzentrationsgefälle positiv, kondensiert Wasserdampf aus der feuchten Luft an der Phasengrenzfläche (Wasserfilm). Die an den Wasserfilm abgegebene Kondensationswärme trägt zusätzlich zum sensiblen Wärmestrom zum Schmelzen der Eis- und Frostschrift bei und beschleunigt so den Abtauvorgang. Ist das Konzentrationsgefälle bei tiefer Luftfeuchtigkeit negativ, verdunstet Schmelzwasser an der Phasengrenzfläche. Die dazu erforderliche Verdunstungswärme wird dem Schmelzwasser entzogen, was den totalen Wärmestrom zum Schmelzen der Frostschrift reduziert.

Der sensible und latente Wärmestrom können im Mollier-Diagramm graphisch dargestellt und interpretiert werden. Durch Umformen erhält man aus (4):

$$\underbrace{\dot{q}_{sl} \cdot \frac{c_{pL}}{\alpha_L}}_{\dot{q}_{sl}} = \underbrace{c_{pL} \cdot (g_L - g_G)}_{\dot{q}_s} + \underbrace{Le \cdot (x_L - x_G)}_{\dot{q}_l} \quad (5)$$

$$\dot{q}_{sl} = \dot{q}_s + \dot{q}_l \quad (6)$$

Durch die Umformung werden die Wärmestromdichten $\dot{q}$ mit der Einheit W/m^2 in spezifische Wärmen q mit der Einheit J/kg umgewandelt. Die spezifischen Wärmen beziehen sich auf die Masse der trockenen Luft. Unter der Annahme $Le = 1$ können diese spezifischen Wärmen für beliebige Luftzustände einfach im Mollier-Diagramm dargestellt werden (vgl. Bošniakovic *et al.* [26]). Dazu kann auf die Nebelisothermen zurückgegriffen werden, welche aufgrund der verhältnismässig geringen spezifischen Enthalpie von flüssigem Wasser mit den Linien konstanter Enthalpie zusammenfallen.

In Abb. 2-9 sind die sensiblen, die latenten und die daraus resultierenden totalen spezifischen Wärmen für fünf verschiedene Luftzustände dargestellt. Alle fünf Luftzustände weisen die gleiche Temperatur ($3^\circ C$), aber unterschiedliche Feuchtigkeiten auf. Die sensible spezifische Wärme bleibt also bei allen Luftzuständen konstant, während die latente spezifische Wärme je nach Luftzustand einen anderen Wert annimmt. Damit kann der Einfluss der Luftfeuchtigkeit auf die Abtauleistung eindrücklich verdeutlicht werden.

Luftzustand L1 ($3^\circ C$, 95% rH, $x_L > x_G$)

Die Luft im Zustandspunkt L1 ist nahezu mit Wasserdampf gesättigt. Aus dem Mollier-Diagramm lässt sich herauslesen, dass die Differenz der absoluten Feuchtigkeit positiv ist. Das bedeutet, dass Wasserdampf aus der feuchten Luft am Wasserfilm kondensiert und ein latenter Wärmestrom an das Schmelzwasser und den Frost abgegeben wird. Das Abtauen der Frostschrift wird durch die sensible und latente spez. Wärme unterstützt und ist in diesem Bereich optimal (vgl. Abb. 2-11Abb. 2-11). Beim Luftzustand L1 ist der totale Wärmestrom für die Abtauung durch Schmelzen am grössten.

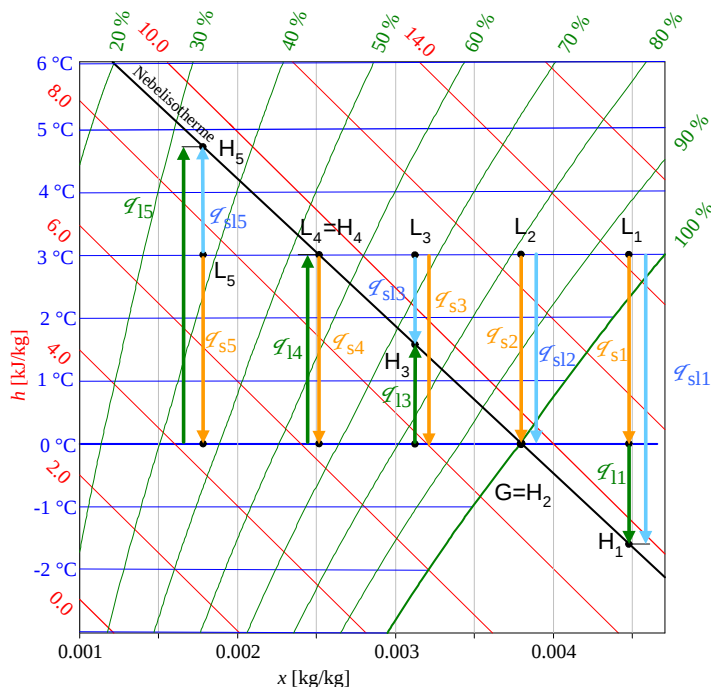


Abb. 2-9: Darstellung der abgegebenen sensiblen und latenten Wärmemengen bei der Strömung von Luft über eine mit Schmelzwasser und Kondensat überzogene Frostschrift von 0°C bei verschiedenen Luftzuständen. Die resultierende Gesamtwärmemenge ermöglicht die Beurteilung der Abtauung mit Ventilatornachlauf. Der Oberflächengrenzpunkt G bezeichnet die Oberfläche des Schmelzwassers von 0°C. Die Luftzustände sind mit L₁ bis L₅ bezeichnet. Die Punkte H₁ bis H₅ sind Hilfspunkte zur graphischen Ermittlung der Wärmemengen.

Luftzustand L2 (3°C, 81% rH, $x_L = x_G$)

Beim Luftzustand L2 sind die absoluten Feuchtigkeiten in der Luft und am Schmelzwasser- und Kondensatfilm gleich gross. Es wird kein latenter Wärmestrom übertragen. Die totale spez. Wärme für die Abtauung durch Schmelzen ist gleich der sensiblen spez. Wärme.

Luftzustand L3 (3°C, 67% rH, $x_L < x_G$)

Die Differenz der absoluten Feuchtigkeiten zwischen der Luft, mit dem Zustand L3, und der Phasengrenzschicht ist negativ, was eine Verdunstung von Wasser am Wasserfilm zur Folge hat. Die total nutzbare spez. Wärme für die Abtauung durch Schmelzen ist um die latente spez. Wärme kleiner als die sensible spez. Wärme. Die total nutzbare spez. Wärme ist in diesem Fall um mehr als die Hälfte kleiner als bei Luftzustand L1.

Luftzustand L4 (3°C, 47% rH, $x_L < x_G$)

Der Luftzustand L4 befindet sich auf der Verlängerung der Nebelisothermen. Die vom Wasserfilm an die Luft abgegebene latente spez. Wärme ist gleich gross wie die von der Luft an den Wasserfilm abgegebene sensible spez. Wärme. Die resultierende spez. Wärme für die Abtauung ist somit gleich null. Der Wasser- und Frostschrift wird also kein Wärmestrom zu- oder abgeführt. Dieser Luftzustand bildet den theoretischen Grenzfall: Das Abtauen mit Ventilatornachlauf durch Schmelzen der Frostschrift ist nicht mehr möglich. Trotzdem wird die Frostschrift bei diesem Luftzustand reduziert. Durch Sublimation von Wasserdampf aus dem Frost infolge der Stoffübertragung wird die Frostschrift langsam abgebaut. Die dafür aufzuwendende Sublimationswärme ist rund achtmal grösser als die Schmelzwärme, was den Prozess entsprechend langsam und nicht relevant für die Entfroston des Verdampfers in L/W-WP macht.

Luftzustand L5 (3°C, 32% rH, $x_L < x_G$)

a) Mit Schmelzwasserfilm zu Beginn der Abtauung

Der Luftzustand L5 befindet sich links der verlängerten Nebelisothermen (Mollier-Diagramm). Die vom Wasserfilm an die Luft abgegebene latente spez. Wärme ist grösser als die von der Luft an den Wasserfilm abgegebene sensible spez. Wärme. Die totale Wärmemenge für die Abtauung durch Schmelzen ist somit negativ. Als Folge gefriert der vorhandene Wasserfilm zu Eis. Ist die Wasserschicht vollständig gefroren, stellen sich die Vorgänge wie beim Zustand ohne Wasserfilm zu Beginn der Abtauung ein.

b) Ohne Schmelzwasserfilm zu Beginn der Abtauung

Bei diesem Luftzustand ist keine Abtauung durch Schmelzen mit Ventilatornachlauf möglich, da der Verdampfer nicht auf 0°C erwärmt werden kann, es entsteht kein Schmelzwasserfilm. Der latente Wärmestrom entsteht nicht durch Verdunstung, sondern durch Sublimation von Wasser vom Frost an die Luft. Es stellt sich selbständig eine Frosttemperatur unterhalb 0°C ein, so dass die latente und sensible spez. Wärme gleich gross sind (Abb. 2-10). Wie beim Luftzustand L4 wird auch hier die Frostschrift durch reine Sublimation reduziert, was aufgrund des langsamen Abbaus der Frostschrift für eine Abtauung des Verdampfers in L/W-WP nicht interessant ist.

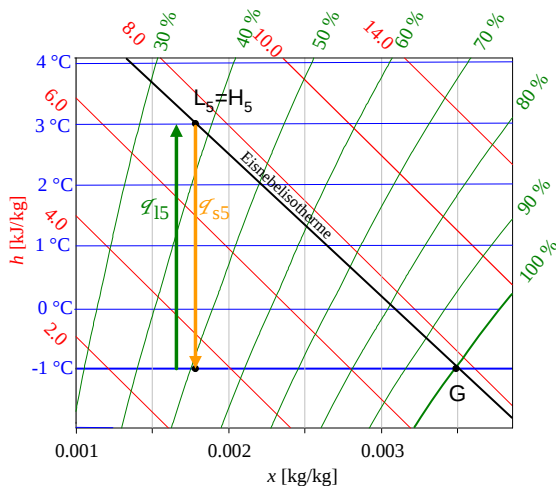


Abb. 2-10: Sensible und latente Wärmemenge wenn Luft mit Zustand L5 über eine Frostschrift strömt. Die Grenzschichttemperatur auf der Frostschrift stellt sich so ein, dass der sensible und der latente Wärmestrom entgegengesetzt gleich gross sind. Der Luftzustand L5 und der Zustand der Grenzschicht liegen auf der gleichen Eisannebelisothermen.

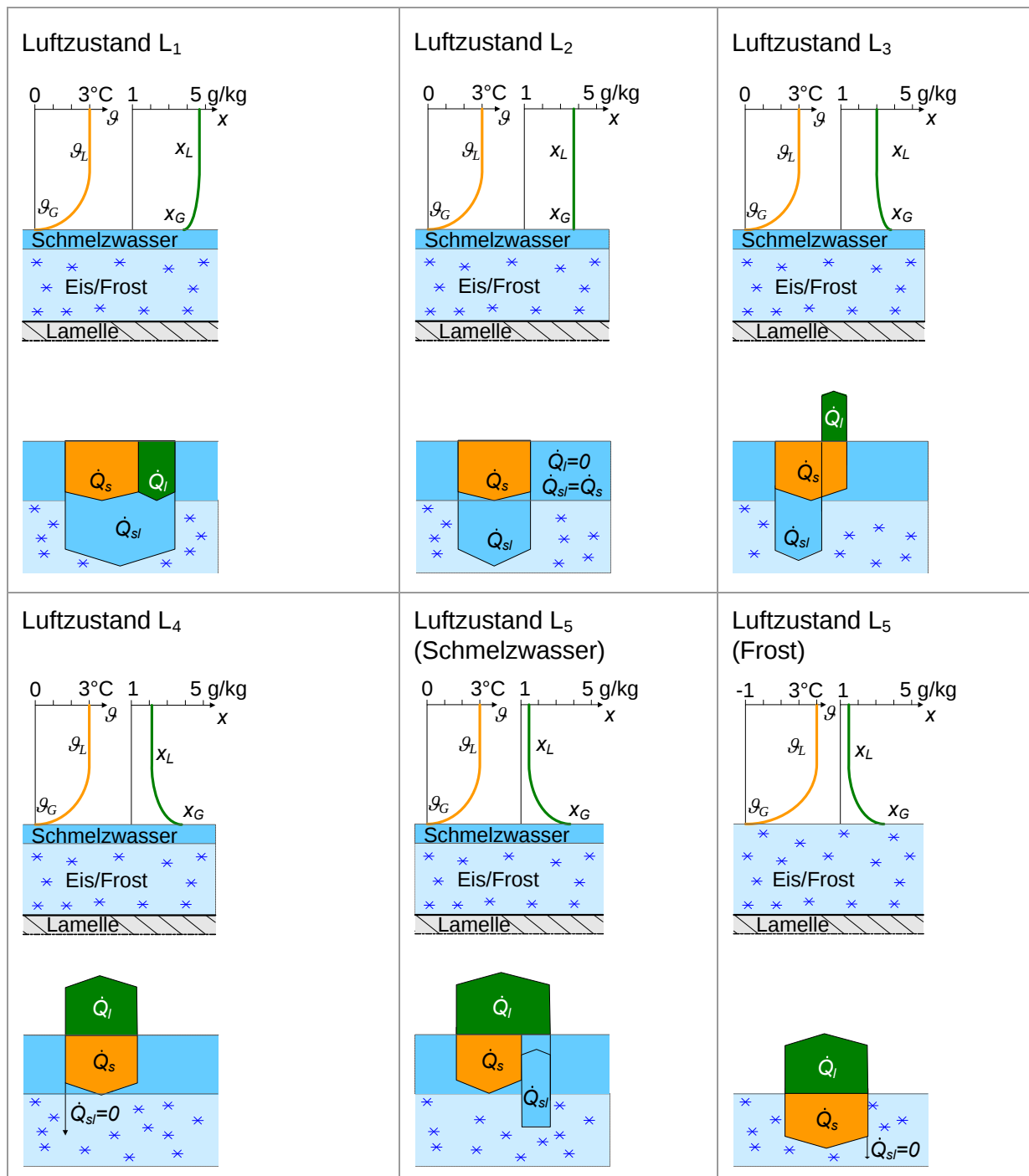


Abb. 2-11: Temperaturverlauf und Verlauf der absoluten Luftfeuchte von der Luftströmung bis zur Grenzschicht für die Luftzustände L₁ bis L₅ mit Darstellung der sich einstellenden Wärmeströme

Effizienz der Abtaugung mit Ventilatornachlauf

Mit den in LOREF [1] durchgeführten Versuchen und mathematisch-physikalischen Simulationen konnte aufgezeigt werden, dass die Abtauleistung mit Ventilatornachlauf bereits bei einer Lufttemperatur von 2°C und einer relativen Feuchtigkeit von 87% ungefähr gleich gross ist wie bei einer Heissgasabtaugung. Das bedeutet, dass die aufgewendete elektrische Energie für eine vollständige Abtaugung mit Ventilatornachlauf gegenüber der Prozessumkehrabtaugung um das Verhältnis von Kompressor- zu Ventilatorleistung abnimmt, also rund um den Faktor 6 – 10.

Die Abtauleistung mit Ventilatornachlauf ist neben der Lufttemperatur stark abhängig von der Luftfeuchtigkeit. Vor allem bei Lufttemperaturen bis 3°C kann bei entsprechend tiefer Luftfeuchtigkeit die Abtauung durch Schmelzen von Eis bzw. Frost stark verlangsamt oder gar verunmöglicht werden. Will man in Zukunft mit Umgebungsluft bei Temperaturen wenig oberhalb von 0°C abtauen, muss die Luftfeuchtigkeit zwingend berücksichtigt werden. Ein Pluspunkt der Abtauung mit Ventilatornachlauf ist, dass diese bei Luftzuständen mit viel Frostbildung (neuralgischer Temperaturbereich) besonders wirksam ist.

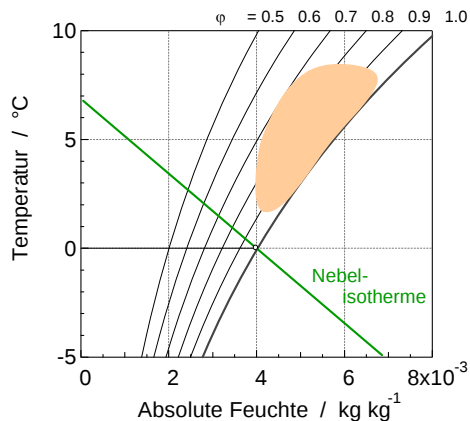


Abb. 2-12: Relevante Luftzustände im Mollier-Diagramm für eine Abtauung mit Ventilatornachlauf

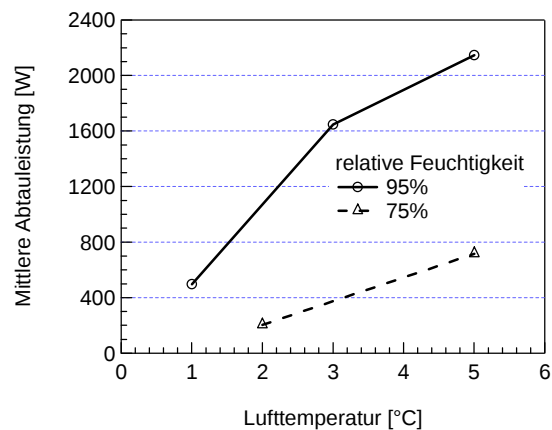


Abb. 2-13: Abtauleistung der Abtauung mit Ventilatornachlauf in Abhängigkeit der Lufttemperatur und relativen Feuchtigkeit aus Messungen am L/W-WP-Prototypen bei einem Luftvolumenstrom von 3000 m³/h

Abb. 2-12 zeigt die theoretisch relevanten Luftzustände bei denen eine Abtauung mit Ventilatornachlauf effizient möglich ist. In Abb. 2-13 ist die mittlere Abtauleistung in Abhängigkeit der Lufttemperatur und der relativen Feuchtigkeit für fünf Messpunkte aufgezeigt. Die Abtauleistung bei eher tiefen Luftfeuchtigkeiten (rel. Feuchtigkeit 75%) nimmt gegenüber Luftzuständen mit hohen Feuchtigkeiten stark ab, was den massgeblichen Einfluss der Luftfeuchtigkeit auf die Effizienz der Abtauung mit Ventilatornachlauf verdeutlicht.

Die Abtauung mit Ventilatornachlauf bringt gegenüber konventionellen Abtaumethoden eine erhebliche Energieeinsparung, da die Ventilatorleistung effizienter Ventilatoren im Vergleich zur Kompressorleistung klein ist. Ein zusätzlicher Vorteil gegenüber der Abtauung mit Prozessumkehr ist, dass dem Gebäude während dem Abtauvorgang keine Wärmeenergie entzogen wird.

3 Randbedingungen und Systemgrenze

3.1 Systemgrenze

Das im Rahmen dieser Studie betrachtete und zu optimierende System umfasst die L/W-WP und insbesondere die Regelung der WP. Die Regelung der WP soll durch die Anpassung des Kältemitteldurchsatzes des Kompressors sowie des Luftvolumenstromes zu jedem Zeitpunkt einen einwandfreien Heizbetrieb bei optimaler Effizienz der L/W-WP gewährleisten. Die optimale Regelung bzw. die optimalen Betriebsparameter von Kompressor und Ventilator sind neben dem Umgebungszustand (Wärmequelle) und der Bedarfsseite (Wärmesenke) massgeblich von den Verläufen der Teillast-Wirkungsgrade des Kompressors und Ventilators abhängig. Zur Erreichung der in Kapitel 1.2 beschriebenen Zielsetzungen ist es erforderlich, das Verhalten der Bedarfsseite und damit auch das Zusammenwirken zwischen Gebäude und WP geeignet zu vereinfachen, so dass die optimalen Betriebsparameter von Kompressor und Ventilator für einen gegebenen Umgebungszustand und Gebäudetyp ermittelt werden können. Zur Vereinfachung werden das dynamische Verhalten der Wärmequelle und Wärmesenke und insbesondere das dynamische Zusammenwirken von WP, Wärmequelle und Wärmesenke im Rahmen dieser Studie weitgehend vernachlässigt.

Es ist denkbar, die WP-Regelung in einem Folgeprojekt bezüglich des dynamischen Zusammenwirkens von WP, Wärmequelle und Wärmesenke weiter zu verbessern. Dadurch könnte die Effizienz der WP ggf. weiter gesteigert werden. Es kann jedoch davon ausgegangen werden, dass die mittels der hier durchgeführten Optimierung der Prozessregelung der L/W-WP erzielte Effizienzsteigerung markant grösser ausfällt.

3.2 Wärmequelle

Bei Heizsystemen mit L/W-WP hat der Zustand der Umgebungsluft neben dem erforderlichen Heizbedarf und der erforderlichen Heiztemperatur einen entscheidenden Einfluss auf den Betriebszustand der WP, da diese als Anergiequelle dient. Im Rahmen dieser Studie wird die Regelung der L/W-WP, welche auch die Abtauregelung beinhaltet, für verschiedene Strategien (alleinige Leistungsregelung des Kompressors bzw. simultane Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator), in Abhängigkeit des Umgebungszustandes sowie des Heizbedarfs und der Heiztemperatur optimiert. Da die Effizienz der Abtauung mit Ventilatornachlauf sowie der Betriebszustand der WP neben der Temperatur stark abhängig sind von der Feuchtigkeit der Umgebungsluft, müssen im Rahmen dieser Studie zwingend Temperatur und Feuchtigkeit berücksichtigt werden.

Die Abhängigkeiten der optimalen Regelung und Regelparameter aber auch des Vorgehens bei der Auswahl und Dimensionierung der einzelnen WP-Komponenten vom Standort der WP sollen untersucht werden. Dazu werden in Absprache mit den Projektpartnern drei verschiedene Standorte mit jeweils unterschiedlicher Charakteristik bezüglich Temperatur und Feuchtigkeit der Umgebungsluft betrachtet:

- Hamburg
- Lyon
- Zürich

Der Standort Hamburg wurde aufgrund der tendenziell hohen Feuchtigkeiten ausgewählt, was sich positiv auf die Abtauprozesse auswirkt, da die Abtauung mit Ventilatornachlauf besonders bei hohen Feuchtigkeiten sehr effizient ist. Demgegenüber haben die hohen Feuchtigkeiten jedoch auch eine verstärkte Eis- und Frostbildung zur Folge. Der Standort Lyon zeichnet sich durch besonders grosse jährliche Amplituden der Temperatur und Feuchtigkeit aus. Dies stellt besonders bei der Auslegung und Dimensionierung der einzelnen WP-Komponenten eine Herausforderung dar. Weiter wurde der Standort Zürich gewählt, welcher das schweizerische Mittelland repräsentiert und mit seiner hohen

Bevölkerungsdichte für unsere Betrachtungen interessant ist. Die Tagesmittelwerte der Temperaturen und absoluten Feuchtigkeiten der unterschiedlichen Standorte sind in Abb. 3-1 und Abb. 3-2 dargestellt.

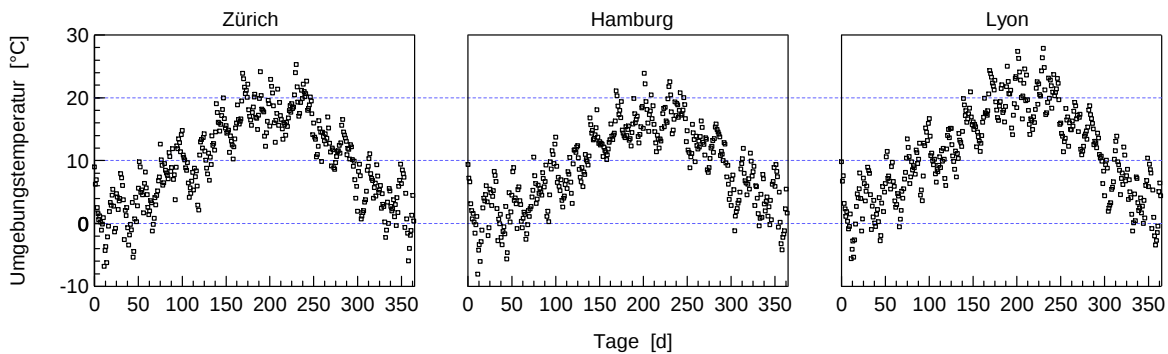


Abb. 3-1: Jahresverläufe der Tagesmitteltemperaturen der Standorte Zürich, Hamburg und Lyon (beginnend am 1. Januar)

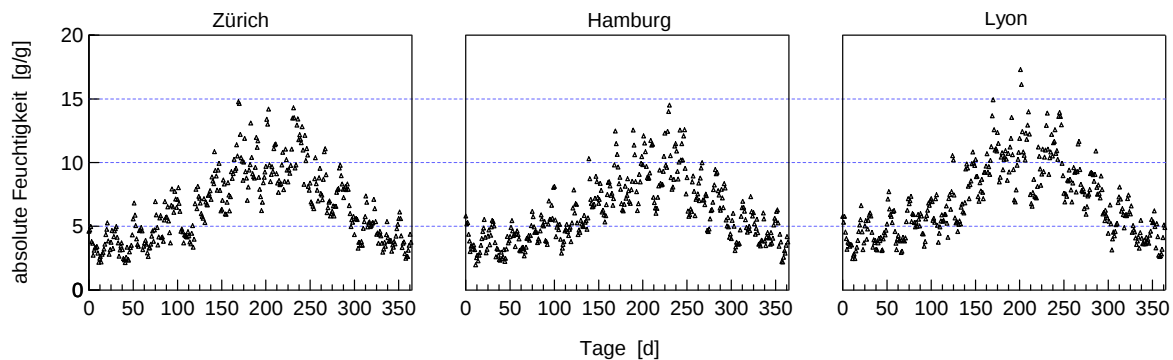


Abb. 3-2: Jahresverläufe der Tagesmittelwerte der absoluten Feuchtigkeit der Standorte Zürich, Hamburg und Lyon (beginnend am 1. Januar)

Die verwendeten Daten wurden mit der Software Meteonorm 6.0 der Firma Meteotest ermittelt und repräsentieren jeweils die aus statistischen Mittelwerten generierte Jahresverläufe (DRY – Design Reference Year).

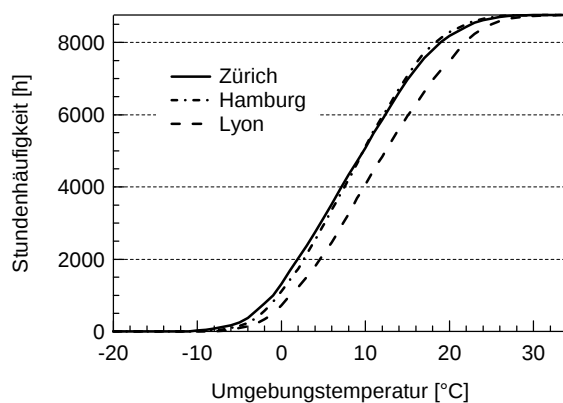


Abb. 3-3: Stundenhäufigkeitsverteilung der Temperaturen der Standorte Zürich, Hamburg und Lyon

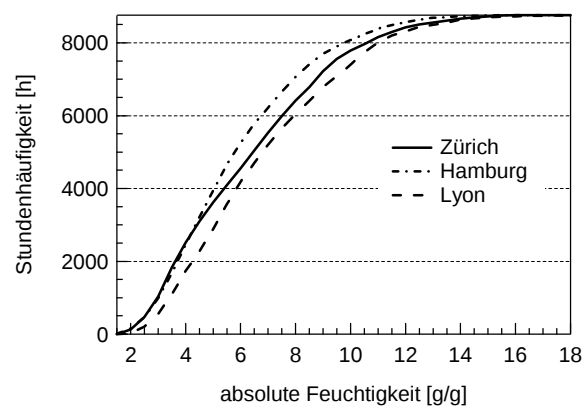


Abb. 3-4: Stundenhäufigkeitsverteilung der absoluten Feuchtigkeiten der Standorte Zürich, Hamburg und Lyon

Die in Abb. 3-3 und Abb. 3-4 dargestellten Verläufe der Stundenhäufigkeitsverteilung der Temperaturen und absoluten Feuchtigkeiten zeigen die unterschiedlichen Charakteristika der verschiedenen Standorte, insbesondere von Hamburg und Lyon deutlich.

3.3 Wärmesenke

3.3.1 Untersuchte Gebäudetypen/Heizsysteme

Der Gebäudetyp und das Heizsystem (Heizwärmeverteils- und Abgabesystem) geben die in Abhängigkeit der Aussentemperatur erforderlichen Heizwassertemperaturen und Heizwasservolumenströme vor und haben aus diesem Grund einen erheblichen Einfluss auf die Betriebsbedingungen der L/W-WP. Der Einfluss des Gebäudetyps und des Heizsystems auf die optimale Regelung, die optimalen Regelparameter sowie auf das Vorgehen bei der Auswahl und Dimensionierung der WP-Komponenten soll untersucht werden. Dazu werden die folgenden, typischen Kombinationen aus Gebäudetyp und Heizsystem herangezogen:

- Neubau im Minergie-Standard mit Flächenheizsystem
- Sanierter Altbau mit Radiatorheizsystem
- Hochwertig sanierter Altbau (gemäss BFE-Projekt LOREF [1])

Die L/W-WP wird unabhängig vom Gebäudetyp monovalent betrieben. Die Auslegungstemperatur der L/W-WP wird auf -10°C festgelegt. Damit kann ein monovalenter Betrieb der L/W-WP innerhalb der betrachteten Klimaregionen ohne Komforteinbußen gewährleistet werden.

Im Rahmen dieser Studie wird jeweils der alleinige Heizbetrieb der WP ohne den kombinierten Betrieb „Heizen und Brauchwarmwasseraufbereitung“ betrachtet. Erfolgt die Brauchwarmwasseraufbereitung durch die WP, gilt es die Prozessregelung nicht nur für den Heizbetrieb sondern auch für die Brauchwarmwasseraufbereitung zu optimieren. Es wird angestrebt, die Prozessregelung in einem weiteren Schritt für den kombinierten Betrieb „Heizen und Brauchwarmwasseraufbereitung“ zu optimieren.

3.3.2 Einbindung der Wärmepumpe in das Heizsystem

In der Praxis finden sich diverse Varianten zur Einbindung der WP in das Heizsystem (Heizwärmeverteils- und Abgabesystem). In dieser Studie wird eine möglichst einfache, aber dennoch praxisorientierte Schaltungsvariante verwendet werden.

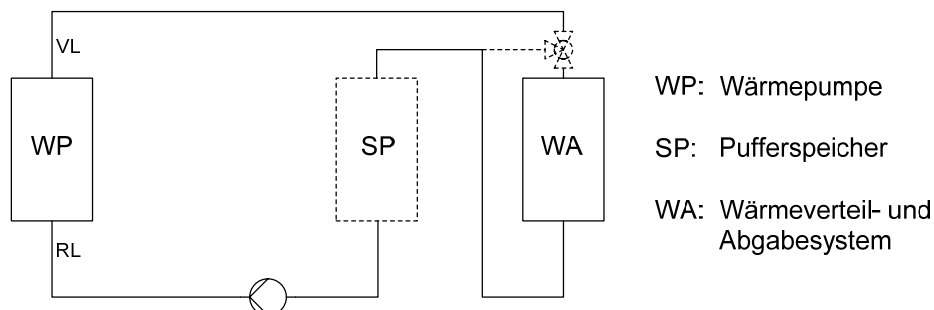


Abb. 3-5: Einbindungsvariante ohne Brauchwarmwasseraufbereitung mittels WP gemäss STASCH-Planungshilfen [27]

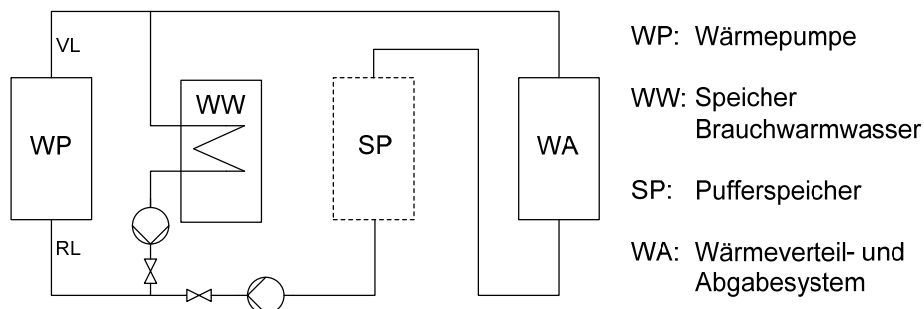


Abb. 3-6: Einbindungsvariante mit Brauchwarmwasseraufbereitung mittels WP gemäss STASCH-Planungshilfen [27]

Die Einbindung der WP in das Heizsystem erfolgt gemäss den STASCH-Planungshilfen [27] und ist für den alleinigen Heizbetrieb in Abb. 3-5 und für den kombinierten Betrieb Heizen und Brauchwarmwasseraufbereitung in Abb. 3-6 jeweils mit Pufferspeicher dargestellt. Wird mit der WP Brauchwarmwasser aufbereitet, muss der Heizbetrieb bis zur Erreichung der erforderlichen Brauchwarmwasser-Temperaturen unterbrochen werden, was bei der Festlegung der Heizkurve zwingend berücksichtigt werden muss.

Es ist darauf zu achten, dass Thermostatventile mit Vorsicht und ausschliesslich in Kombination mit Radiatoren eingesetzt werden, da diese die Hydraulik des Heizwärmeverteils- und Abgabesystems nachteilig beeinflussen (Reduktion des Heizwasservolumenstromes infolge erhöhter Druckverluste). Anzustreben ist eine korrekte Einstellung der Heizkurve, so dass auf die Verwendung von Thermostatventilen vollständig verzichtet werden kann. Werden L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung in modernen, gut wärmegeprägten Gebäuden oder hochwertig sanierten Gebäuden betrieben, kann aufgrund der erzeugten Vorlauftemperatur, welche idealerweise jederzeit der erforderlichen Vorlauftemperatur entspricht, auf eine Mischschaltung (siehe Abb. 3-5) verzichtet werden. Insbesondere in Gebäuden mit Flächenheizsystemen soll je nach „Trägheit“ des Gebäudes und des Wärmeabgabesystems auch auf die Verwendung eines Speichers verzichtet werden.

3.3.3 Wärmebedarf Heizen

Im Rahmen dieser Studie soll das Verhalten der betrachteten Gebäudetypen „Minergie-Standard“ und „sanierter Altbau“ möglichst einfach wiedergegeben werden können. Ziel ist die Regelung der WP so zu optimieren, dass die WP in Abhängigkeit des Umgebungszustandes sowie in Abhängigkeit des Gebäudetyps (Heizbedarf und Heiztemperatur) mit den jeweils optimalen Einstellungen des Kompressors und Ventilators betrieben werden kann. Zur Vereinfachung wird daher der Wärmebedarf der verschiedenen Gebäudetypen lediglich in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur mathematisiert, ohne dabei das dynamische Verhalten des Gebäudes zu berücksichtigen. Es ist denkbar, die Regelung der L/W-WP in einem weiteren Schritt durch das dynamische Verhalten des Gebäudes zu erweitern.

Der in Abb. 3-7 und Abb. 3-8 abgebildete Wärmebedarf in Abhängigkeit der Tagesmittelwerte der Umgebungstemperatur für die Gebäudetypen „Minergie-Standard“ und „sanierter Altbau“ stammen aus Simulation, welche vom Zentrum für Integrale Gebäudetechnik (ZIG) der HSLU T&A durchgeführt wurden. Durch die Verwendung der Tagesmittelwerte der Umgebungstemperaturen kann die Streuung des Wärmebedarfs reduziert und Problematik der Gebäudeträgheit entschärft werden.

Zur Vereinfachung des Gebäudeverhaltens wird der Wärmebedarf der jeweiligen Gebäudetypen mit Hilfe einer linearen Funktion in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur dargestellt. Der linearisierte Wärmebedarf in Funktion der Umgebungstemperatur ist in Abb. 3-7 für das Gebäude im „Minergie-Standard“ und in Abb. 3-8 für den „sanierten Altbau“ dargestellt. Diese linearen Verläufe des

Wärmebedarfs erlauben in einem weiteren Schritt die Berechnung der Heizkurven der unterschiedlichen Gebäudetypen.

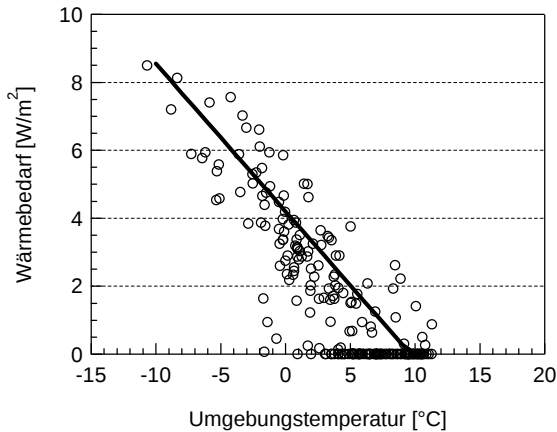


Abb. 3-7: Wärmebedarf in Abhängigkeit der Tagesmitteltemperatur und linearisierter Wärmebedarf in Funktion der Umgebungstemperatur: Neubau im Minergie-Standard mit Flächenheizsystem

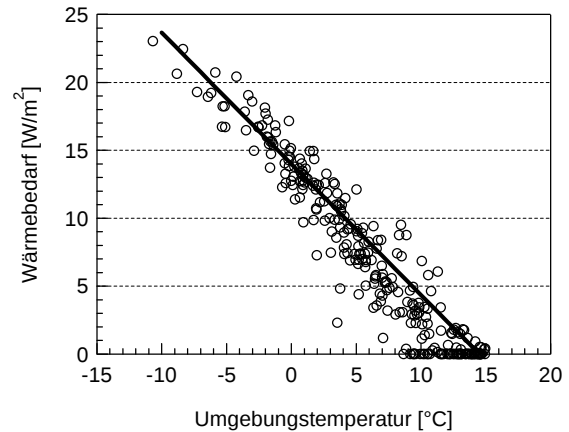


Abb. 3-8: Wärmebedarf in Abhängigkeit der Tagesmitteltemperatur und linearisierter Wärmebedarf in Funktion der Umgebungstemperatur: Sanierter Altbau mit Radiatorheizsystem

3.3.4 Heizkurven

In Abhängigkeit der in Abschnitt 3.3.3 aufgeführten (linearisierten) Verläufe des Wärmebedarfs sowie in Abhängigkeit der verwendeten Heizwärmeabgabe- und Verteilsysteme (Flächenheizsystem bzw. Radiatorheizsystem) wurden die nachfolgend dargestellten Heizkurven ermittelt. Dabei wurde angenommen, dass die Heizwasserumwälzpumpe drehzahlkonstant arbeitet und damit unabhängig von der Umgebungstemperatur einen konstanten Volumenstrom fördert. Die erforderliche Heizleistung bei Auslegungstemperatur (-10°C) beträgt rund 8 kW.

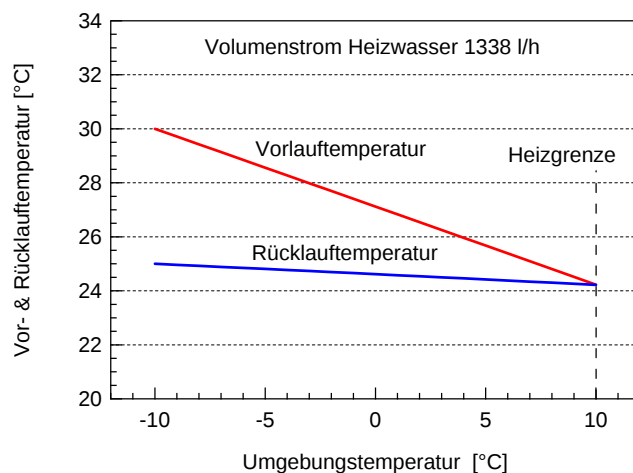


Abb. 3-9: Heizkurve Minergie-Standard: Neubau im Minergie-Standard mit Flächenheizsystem

Abb. 3-9 zeigt die Heizkurve eines Gebäudes mit Flächenheizsystem im Minergie-Standard mit einer tiefen Heizgrenztemperatur und tiefen erforderlichen Heizwassertemperaturen. Die Heizgrenztemperatur beträgt 10°C und die maximal erforderliche Heizwassertemperatur bei einer Umgebungstemperatur von -10°C beträgt 30°C . Zusätzlich zu den Vor- und Rücklauftemperaturen ist in Abb. 3-9

der zugehörige Volumenstrom des Heizwassers aufgeführt. Es handelt sich um Mehrfamilienhaus mit einer Wohnfläche von rund 800 m².

Abb. 3-10 zeigt die Heizkurve eines sanierten Altbaus mit einer hohen Heizgrenztemperatur von 15°C und hohen erforderlichen Heizwassertemperaturen. Die maximal erforderliche Vorlauftemperatur des Heizwassers beträgt 46°C bei einer Umgebungstemperatur von -10°C. Die Wohnfläche dieses Einfamilienhauses beträgt rund 200 m².

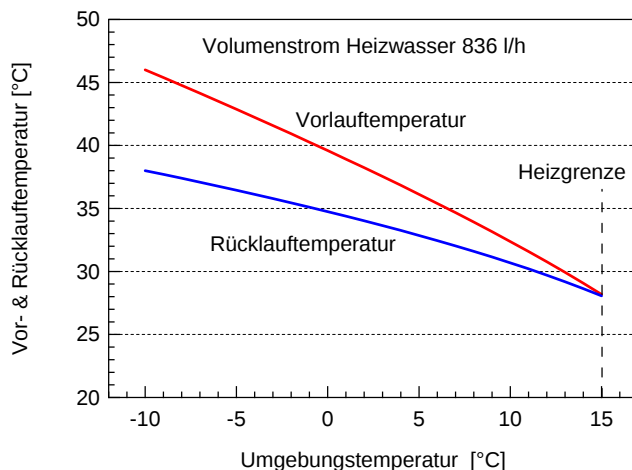


Abb. 3-10: Heizkurve sanierter Altbau: Sanierter Altbau mit Radiatorheizsystem

Im Rahmen des Forschungsprojektes LOREF [1] erfolgte die Untersuchung einer marktüblichen L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung. Die genauen Spezifikationen können in [1] entnommen werden. Damit die Effizienz des L/W-WP-Prototyps mit Leistungsregelung mit der in LOREF untersuchten L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung verglichen werden kann, wird zusätzlich zu den Heizkurven „Minergie-Standard“ und „sanierter Altbau“ auch die in Abb. 3-11 dargestellte Heizkurve „hochwertig sanierter Altbau“ untersucht. Diese Heizkurve zeichnet sich aus durch die hohe Heizgrenztemperatur von 15°C und die relativ hohen erforderlichen Heizwassertemperaturen und repräsentiert damit eine Heizkurve eines hochwertig sanierten Altbaus mit einer Wohnfläche von rund 280 m².

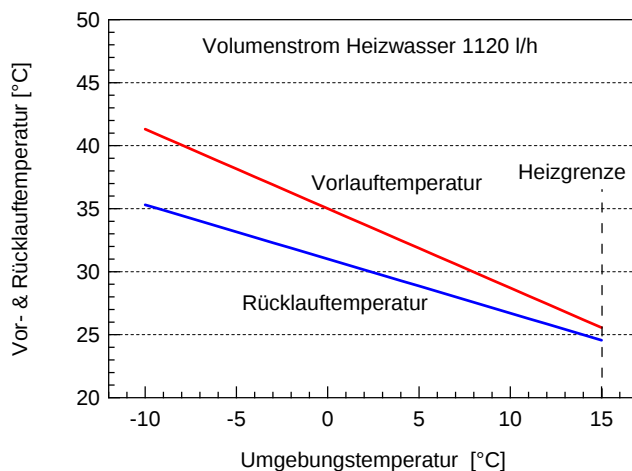


Abb. 3-11: Heizkurve hochwertig sanierten Altbau: Hochwertig sanierter Altbau mit Radiatorheizsystem

4 Kennzahlen zur Bewertung von Luft/Wasser-Wärmepumpen

4.1 Leistungszahl COP

Die gängigste Kennzahl zur energetischen Bewertung von WP ist die Leistungszahl (Coefficient of Performance COP). Die Leistungszahl beschreibt das Verhältnis der von der WP erzeugten Heizleistung $\dot{Q}_H$ bezogen auf die Summe der aufgewendeten elektrischen Leistungen P_{el} .

$$COP = \frac{\dot{Q}_H}{P_{el}} \quad (7)$$

Mit der obigen Definition der Leistungszahl wird der jeweilige Momentanzustand der WP bewertet (LOREF [1]).

4.2 Arbeitszahl AZ

Die Arbeitszahl AZ ist als Massstab für die Bewertung der Energieeffizienz besser geeignet, da es sich im Gegensatz zur Leistungszahl nicht um eine Momentanbetrachtung handelt. Die Arbeitszahl Heizen AZ_H ist das Verhältnis von erzeugter Heizenergie und der Summe der aufgewendeten elektrischen Energien während eines bestimmten Zeitintervalls.

$$AZ_H = \frac{\int_{t_0}^t \dot{Q}_H \cdot dt}{\int_{t_0}^t P_{el} \cdot dt} \quad (8)$$

Als betrachtendes Zeitintervall t der Arbeitszahl kann ein Tag ($t = 1d$), eine Woche ($t = 1w$), o.ä. gewählt werden.

Nachfolgend wird ein Zeitintervall betrachtet, welches je nach Umgebungstemperatur eine Heizphase ($t = \text{Heizdauer}$) oder, falls eine Abtauung erforderlich ist, ein Zyklus Heizen & Abtauen ($t = \text{Heizdauer} + \text{Abtaudauer}$) beinhaltet wie in Abb. 4-1 bzw. Abb. 4-2 dargestellt. Im Rahmen dieser Studie werden die zusätzlich zur Kompressorleistung P_{Kp} und Ventilatorleistung P_V aufzuwendenden elektrischen Leistungen wie z.B. für Umwälzpumpen und Steuerung nachfolgend nicht berücksichtigt.

4.2.1 Arbeitszahl Heizen AZ_H

Die Arbeitszahl Heizen AZ_H bezieht sich auf eine Heizphase der WP und ist gleichbedeutend mit der über eine Heizphase gemittelten Leistungszahl. Die Arbeitszahl Heizen AZ_H berechnet sich mit der während der Heizphase ($t = t_1 = \text{Heizdauer}$) erzeugten Heizenergie Q_H bezogen auf die aufgewendeten elektrischen Energien für Kompressor W_{KpH} und Ventilator W_{VH} (vgl. Abb. 4-1 bzw. Abb. 4-2).

$$AZ_H = \frac{\int_{t_0}^{t_1} \dot{Q}_H \cdot dt}{\int_{t_0}^{t_1} (P_{KpH} + P_{VH}) \cdot dt} = \frac{Q_H}{W_{KpH} + W_{VH}} \quad (9)$$

4.2.2 Arbeitszahl Heizen & Abtauen AZ_{H+A}

Die Arbeitszahl Heizen & Abtauen AZ_{H+A} beinhaltet neben der eigentlichen Heizphase den periodisch notwendigen Abtauprozess. Die Abtauung wirkt aufgrund der dafür erforderlichen Energie reduzierend auf die Arbeitszahl. Daher fällt die Arbeitszahl Heizen & Abtauen AZ_{H+A} bei Umgebungszuständen, welche Eis- bzw. Frostbildung im Verdampfer der L/W-WP zur Folge haben, kleiner aus als die

Arbeitszahl Heizen AZ_H . Das Zeitintervall der Arbeitszahl Heizen & Abtauen AZ_{H+A} bezieht sich auf den gesamten Zyklus Heizen & Abtauen. Es gilt zu beachten, dass während der Abtaugung keine Heizenergie durch die WP erzeugt wird.

Die beiden in dieser Studie angewendeten Abtauvarianten Prozessumkehr und Ventilatornachlauf gilt es bei der Berechnung der Arbeitszahl Heizen & Abtauen AZ_{H+A} aufgrund der unterschiedlichen Funktionsweisen separat zu betrachten. Im Fall der Abtaugung mit Prozessumkehr wird ein Teil der benötigten Energie zum Abtauen des mit Eis- und Frost beaufschlagten Verdampfers dem Heizwasser bzw. Gebäude entzogen („Wärmeklau“), da das Gebäude während der Abtaugung als Wärmequelle dient. Bei der Abtaugung mit Ventilatornachlauf hingegen wird dem Heizwasser bzw. Gebäude während der Abtaugung keine Energie entzogen.

a) Abtaugung mit Prozessumkehr

Erfolgt der Abtauvorgang mittels Prozessumkehr, wird dem Heizwasser bzw. Gebäude während der Abtaugung Wärme entzogen Q_{Klau} , da dieses bei der Prozessumkehrabtaugung als Wärmequelle dient. Die dem Gebäude entzogene Energie Q_{Klau} ist um den Betrag der für die Abtaugung aufgewendeten Kompressorarbeit W_{KpA} kleiner als die zur Abtaugung der Eis- bzw. Frostschrift benötigte Energie. Bei der Abtaugung mit Prozessumkehr wird die über den gesamten Zyklus Heizen & Abtauen erzeugte Heizenergie gegenüber der während der Heizphase erzeugten Heizenergie Q_H um die entzogene Energie Q_{Klau} reduziert (vgl. Abb. 4-1).

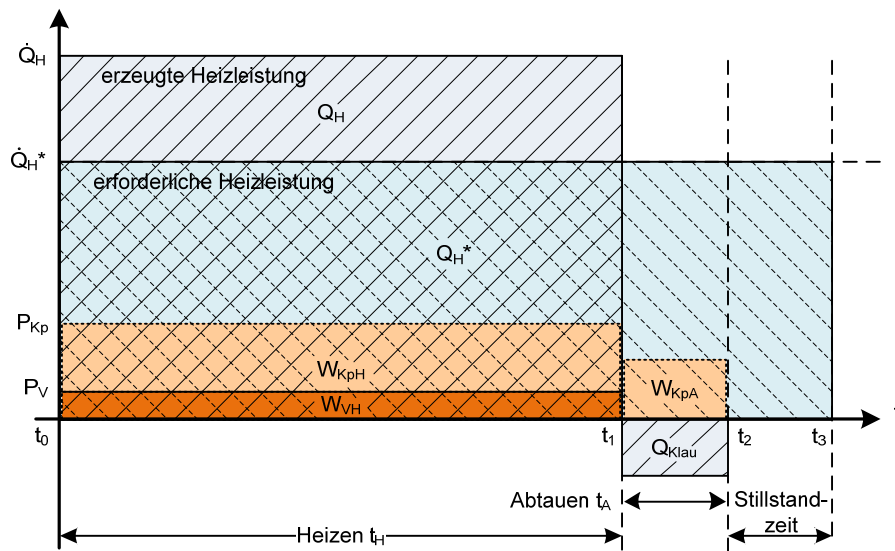


Abb. 4-1: Zeitlicher Verlauf der Energien während des Zyklus Heizen & Abtauen mit Prozessumkehr

Die Aufwände während des Zyklus Heizen & Abtauen ($t = t_2 =$ Heizdauer und Abtaudauer) bei Anwendung einer Abtaugung mit Prozessumkehr, berechnen sich mit der elektrischen Energie für den Kompressor während des Zyklus Heizen & Abtauen $W_{KpH} + W_{KpA}$ und der elektrischen Energie für den Ventilator während der Heizphase W_{VH} . Die Arbeitszahl Heizen & Abtauen AZ_{H+A} bei Abtaugung mit Prozessumkehr setzt sich somit wie folgt zusammen:

$$AZ_{H+A} = \frac{\int_{t_0}^{t_1} \dot{Q}_H \cdot dt + \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_H \cdot dt}{\int_{t_0}^{t_1} (P_{KpH} + P_{VH}) \cdot dt + \int_{t_1}^{t_2} P_{KpA} \cdot dt} \quad (10)$$

$$AZ_{H+A} = \frac{Q_H + Q_{Klau}}{W_{KpH} + W_{VH} + W_{KpA}} = \frac{Q_H - |Q_{Klau}|}{W_{KpH} + W_{VH} + W_{KpA}} \quad (11)$$

Die dem Gebäude entzogene Energie Q_{Klau} ist negativ (dem Heizwasser bzw. Gebäude entzogen) und vermindert daher die während dem Zyklus Heizen & Abtauen erzeugte Heizenergie.

b) Abtattung mit Ventilatornachlauf

Bei der Abtattung mit Ventilatornachlauf wird dem Heizwasser bzw. dem Gebäude keine Energie zur Abtattung der Eis- bzw. Frostsicht entzogen. Die Abtattung des Verdampfers findet lediglich durch simultane Wärme- und Stoffübertragung von der Umgebungsluft an die Eis- bzw. Frostsicht statt. Während der Abtauphase wird dem Heizwasser bzw. Gebäude keine Energie zugeführt, da während der Abtattung der Kompressor nicht in Betrieb ist (vgl. Abb. 4-2).

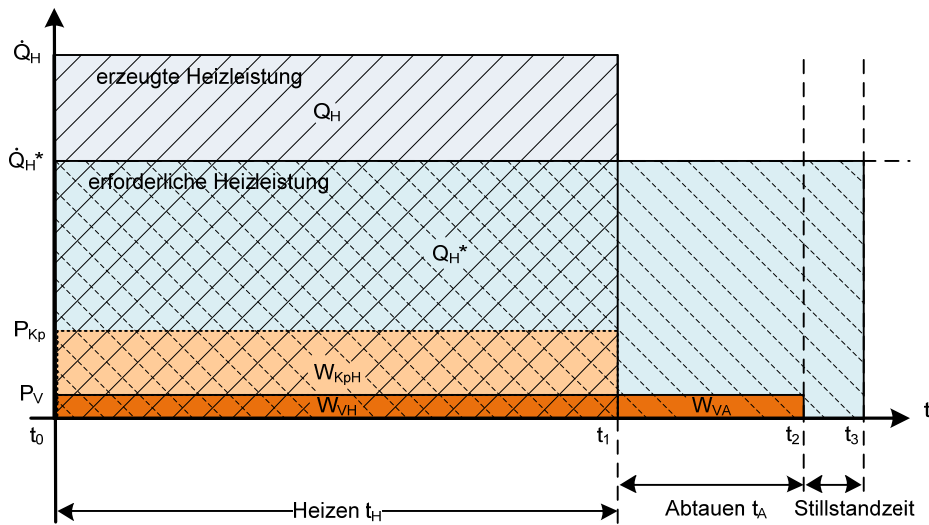


Abb. 4-2: Zeitlicher Verlauf der Energien während des Zyklus Heizen & Abtauen mit Ventilatornachlauf

Die Aufwände während des Zyklus Heizen & Abtauen ($t = t_2 =$ Heizdauer und Abtaudauer) bei Anwendung einer Abtattung mit Ventilatornachlauf, berechnen sich mit der elektrischen Energie für den Kompressor während der Heizphase W_{KpH} und der elektrischen Energie für den Ventilator während des Zyklus Heizen & Abtauen $W_{VH} + W_{VA}$. Die Arbeitszahl Heizen & Abtauen AZ_{H+A} bei Abtattung mit Ventilatornachlauf setzt sich wie folgt zusammen:

$$AZ_{H+A} = \frac{\int_{t_0}^{t_1} \dot{Q}_H \cdot dt}{\int_{t_0}^{t_1} (P_{KpH} + P_{VH}) \cdot dt + \int_{t_1}^{t_2} P_{VA} \cdot dt} \quad (12)$$

$$AZ_{H+A} = \frac{Q_H}{W_{KpH} + W_{VH} + W_{VA}} \quad (13)$$

4.3 Jahresarbeitszahl JAZ

Wird das betrachtende Zeitintervall der Arbeitszahl über ein Jahr gewählt ($t = 1a$), so spricht man von der Jahresarbeitszahl (JAZ). Die JAZ kann allgemein analog zur Arbeitszahl gemäss folgender Gleichung berechnet werden:

$$JAZ = \frac{\int_0^{1a} \dot{Q}_H \cdot dt}{\int_0^{1a} P_{el} \cdot dt} \quad (14)$$

4.3.1 Bedeutung der Jahresarbeitszahl

Die JAZ ist eine wichtige Bewertungsgrösse für Heizsysteme mit WP, sie dient als Qualitätskriterium und häufig auch als Verkaufsargument. Es ist deshalb wichtig, dass die JAZ einen direkten Vergleich zwischen verschiedenen WP zulassen. Damit die Vergleichbarkeit gewährleistet ist, müssen die Rahmenbedingungen (unabhängig davon ob berechnet oder gemessen) bei der Ermittlung der JAZ jeweils identisch sein. Die JAZ des Gesamtsystems ist neben der verwendeten WP massgeblich vom Standort (klimatische Bedingungen) sowie vom Gebäude (erforderliche Heizleistung, erforderliche Heizwassertemperaturen) abhängig ist. Die Berechnung der JAZ von L/W-WP erfordert wegen den stark variierenden Umgebungstemperaturen während eines Jahres ($t = 1a$) eine systematische Vorgehensweise.

4.3.2 Berechnungsmethoden – Literatur

In der Literatur sind verschiedene Methoden zur Berechnung der JAZ zu finden, die sich teilweise recht stark unterscheiden.

Die Bestimmung der JAZ nach dem Berechnungsverfahren VDI 4650 [34] berücksichtigt drei definierte Messpunkte gemäss EN 14511 [38], welche mit tabellarischen Korrekturfaktoren korrigiert werden. Eine weitere Methode zur Bestimmung der JAZ ist das Berechnungsverfahren gemäss Schibuola [33] und ASHRAE [36] nach dem Ausnutzungsfaktor. Diese Verfahren berücksichtigen das WP-Betriebsverhältnis bzw. die relative Einschaltdauer. Das modifizierte Berechnungsverfahren von Schibuola [33] eignet sich besonders für die Bestimmung der JAZ bei taktendem Betrieb. ASHRAE [36] weist zusätzlich ein Berechnungsverfahren nach der sogenannten Bin-Methode aus. Die Berechnungsgrundlage bilden Leistungszahlen gemäss drei definierten Messpunkten. Obwohl das Berechnungsverfahren nach ASHRAE [36] im Gegensatz zu den hier beschriebenen Berechnungsverfahren sämtliche physikalischen Faktoren berücksichtigt, eignet es sich für die Bestimmung der JAZ nicht, da die definierten Messpunkte stark von den europäischen Messpunkten gemäss EN 14511 [38] abweichen. Weitere Berechnungsverfahren mittels der Bin-Methode sind die Berechnungsverfahren nach Annex 28 [37], Wemhöner und Afjei [35] und DIN 14825 [32]. Diese Berechnungsverfahren berücksichtigen die Stundenhäufigkeitsverteilung der relevanten Umgebungstemperaturen (Bin-Temperatur) an einem spezifischen Standort (klimatische Bedingungen aus repräsentativen Meteodaten). Zur Berechnung der JAZ werden die Leistungszahlen gemäss Normmesspunkte über den Bereich der zu betrachteten Bin-Temperaturen energetisch gewichtet und aufaddiert. Ein ähnliches Vorgehen, jedoch ohne Verwendung der Messpunkte nach EN 14511 [38], ist das modifizierte Berechnungsverfahren nach P. v. Böckh [5].

Bei der Bestimmung der Leistungszahl mittels Normmesspunkten schneidet eine leistungsgeregelte L/W-WP im Gegensatz zu einer taktgeregelten L/W-WP deutlich schlechter ab. Berechnungsverfahren zur Bestimmung der JAZ mittels Normmesspunkten eignen sich nicht, da eine „zu schlechte“ JAZ resultieren würde. Die Bin-Methode bietet eine solide Grundlage zur Berechnung der JAZ mittels „Handrechenverfahren“ von WP mit Ein/Aus-Regelung. Aufgrund des stark nicht linearen Verhaltens der Leistungszahlen von L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung muss die Anzahl der Bins erhöht werden.

4.3.3 Jahresarbeitszahlen aus Feldmessungen

Bei der Bestimmung der JAZ aus Messdaten im realen Betrieb der WP werden die erzeugte Heizenergie und die zugeführten elektrischen Energien über ein Jahr, zumindest aber über eine gesamte Heizperiode, messtechnisch erfasst. Die JAZ berechnet sich nach Gl. (14).

Der relativ grosse Messaufwand und die lange Messdauer sind wesentliche Nachteile bei der Bestimmung der JAZ mittels Feldmessungen. Ausserdem lassen sich die ermittelten JAZ nur beschränkt miteinander vergleichen. Das Gebäude- und Benutzerverhalten sowie die Witterungs-

einflüsse sind bei jedem Messobjekt zu jedem Zeitpunkt unterschiedlich. Dieses Verhalten hat einen grossen Einfluss auf die JAZ. Im Rahmen der Feldstudie FAWA [29], der Fraunhofer-Studie [30] und der Studie der Agenda 21 Gruppe Lahr [31] wurden JAZ von unterschiedlichen L/W-WP im Feld messtechnisch erfasst und statistisch ausgewertet (siehe Kapitel 8.5).

4.3.4 Modifiziertes Berechnungsverfahren gemäss P. v. Böckh

Im Rahmen dieses Projekts wurde ein vereinfachtes Berechnungsverfahren für die Bestimmung der JAZ von leistungsgeregelten L/W-WP entwickelt. Im Wesentlichen basiert das Berechnungsverfahren auf der Methode von P. v. Böckh [5], welches für die vorliegende Studie angepasst wurde. Wie bereits erwähnt, werden im Rahmen dieser Studie die zusätzlich aufzuwendenden elektrischen Leistungen wie z.B. für Umwälzpumpen und die Steuerung in der JAZ nicht berücksichtigt.

Überblick

Die Grundlage des Berechnungsmodells besteht darin, die JAZ aus einzelnen Arbeitszahlen zu berechnen. Für die Dauer eines Zyklus Heizen & Abtauen wird die Arbeitszahl bei verschiedenen, jeweils konstant gehaltenen Luftbedingungen experimentell ermittelt. Die Bestimmung der jeweiligen Arbeitszahlen Heizen & Abtauen AZ_{H+A} erfolgt dabei nach Gl. (10) bzw. (12).

Im Rahmen dieser Studie werden Temperaturklassen (Bin-Temperaturen) mit einer Intervallbreite von 2°C im Bereich von -20°C bis zur Heizgrenztemperatur gebildet. Mit Hilfe der Stundenhäufigkeitsverteilung werden die Temperaturklassen danach energetisch gewichtet und aufaddiert.

Heizkurven

Die Heizkurve hat einen wesentlichen Einfluss auf die JAZ. Die vom Gebäude erforderliche Heizleistung kann aus der Heizkurve entnommen werden. Im Rahmen dieser Studie wurden drei unterschiedliche Heizkurven gemäss Kapitel 3.3.4 verwendet. Das Benutzerverhalten wird mit dem Berechnungsverfahren nach P. v. Böckh [5] nicht berücksichtigt.

Klimadaten

Der Standort des Gebäudes ist mit dem entsprechend Klima verbunden. Im Rahmen dieser Studie wurden drei verschiedene Standorte mit unterschiedlichen klimatischen Bedingungen gewählt (siehe Kapitel 3.2). Die in Abb. 3-3 dargestellten Stundenhäufigkeitsverteilungen der Temperaturen zeigen die unterschiedlichen Charakteristika der verschiedenen Standorte deutlich. Die aus statistisch repräsentativen Meteodaten generierten Stundenhäufigkeitsverteilungen der Temperaturen wurden mit der Software Meteororm 6.0 der Firma Meteotest ermittelt (DRY – Design Reference Year).

Die durchschnittliche relative Feuchtigkeit während der gesamten Heizperiode beträgt für die Standorte Zürich, Hamburg und Lyon und die Heizkurven „sanierter Altbau“ und „hochwertig sanierter Altbau“ (vgl. Abb. 3-10 und Abb. 3-11) rund 81%. Die mittlere relative Feuchtigkeit während der Heizperiode gemäss Heizkurve Minergie-Standard (Umgebungstemperatur unterhalb 10°C) beträgt für die Standorte Zürich, Hamburg und Lyon ca. 83%. Im Rahmen dieser Studie wird die relative Luftfeuchtigkeit für die experimentellen Untersuchungen mit konstant 85% angenommen. Die Annahme von 85% relativer Luftfeuchtigkeit ist somit bezüglich Eis- und Frostbildung und der damit erforderlichen periodischen Abtauprozesse eher konservativ.

Relative Laufzeit

Die relative Laufzeit ist definiert als das Verhältnis zwischen der während des Zyklus Heizen & Abtauen erforderlichen Wärmemenge und der während dieser Dauer erzeugten Wärmemenge. Die relative Laufzeit stellt insbesondere bei der Entwicklung der optimierten Abtauregelung für L/W-WP mit Leistungsregelung eine wichtige Grösse dar, da anhand der relativen Laufzeit beurteilt werden

kann, ob der Wärmebedarf des Gebäudes mit den jeweiligen Einstellungen des Kompressors und Ventilators gedeckt werden kann. Nimmt die relative Laufzeit Werte über Eins an, zeigt das, dass der Heizenergiebedarf des Gebäudes nicht gedeckt werden kann – die während der Heizphase erzeugte Heizleistung muss erhöht werden.

Bei L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung ist die relative Laufzeit massgeblich abhängig von der Umgebungstemperatur, da die von Ein/Aus-geregelten L/W-WP erzeugte Heizleistung mit steigender Aussenlufttemperatur zunehmend grösser wird. Dies hat zur Folge, dass die relative Laufzeit mit steigender Umgebungstemperatur kleiner wird und damit die resultierenden Stillstandzeiten zunehmend grösser werden.

Erfordert der Zustand der Umgebungsluft einen Abtauprozess, beschreibt die relative Laufzeit das Verhältnis der erforderlichen Heizenergie Q_H^* zur effektiv erzeugten Heizenergie Q_H über einen ganzen Zyklus Heizen & Abtauen. Erfolgt der Abtauvorgang mittels Prozessumkehr, wird dem Gebäude während der Abtauung Wärme entzogen, da dieses bei der Prozessumkehrabtauung als Wärmequelle dient. Somit gilt bei Anwendung einer Abtauung mit Prozessumkehr für die relative Laufzeit:

$$\tau_{WP} = \frac{\int_{t_0}^{t_2} \dot{Q}_H^* \cdot dt}{\int_{t_0}^{t_2} \dot{Q}_H \cdot dt} = \frac{Q_H^*}{Q_H - |Q_{Klau}|} \leq 1 \quad (15)$$

Erfolgt die Abtauung mittels Ventilatornachlauf, wird dem Gebäude durch die WP keine Wärme entzogen. Die relative Laufzeit kann bei Anwendung einer Abtauung mit Ventilatornachlauf somit ermittelt werden mit:

$$\tau_{WP} = \frac{\int_{t_0}^{t_2} \dot{Q}_H^* \cdot dt}{\int_{t_0}^{t_2} \dot{Q}_H \cdot dt} = \frac{Q_H^*}{Q_H} \leq 1 \quad (16)$$

Wird die relative Laufzeit grösser Eins kann der Heizenergiebedarf des Gebäudes nicht gedeckt werden. Werte kleiner Eins zeigen, dass der Heizenergiebedarf gedeckt werden kann und dass zur Anpassung der erzeugten Heizenergie an die erforderliche Heizenergie Stillstandzeiten erforderlich sind (vgl. Kapitel 9.3). Beträgt die relative Laufzeit gerade Eins, ist ein kontinuierlicher Betrieb der L/W-WP bestehend aus Heiz- und Abtauphasen möglich, was dem Idealfall bei kontinuierlich leistungsgeregelten L/W-WP entspricht.

Jahresarbeitszahl Heizen JAZ_H

Die Jahresarbeitszahl Heizen JAZ_H, also ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung, berechnet sich aus den bekannten Grössen der erforderlichen Heizleistung und der Arbeitszahl Heizen AZ_H:

$$JAZ_H = \frac{\int_0^{1a} \dot{Q}_H^*(\vartheta_L(t)) \cdot dt}{\int_0^{1a} \dot{Q}_H^*(\vartheta_L(t)) \cdot \frac{1}{AZ_H(\vartheta_L(t))} \cdot dt} \quad (17)$$

Die Jahresarbeitszahl Heizen JAZ_H wird mit Hilfe der vom Gebäude erforderlichen Heizleistung $\dot{Q}_H^*(\vartheta_L(t))$ bei bestimmter Lufttemperatur (Bin-Temperatur) und der bei der experimentellen Untersuchung unter konstanter Luftbedingung bestimmter Arbeitszahl Heizen AZ_H gemäss Gl. (9) berechnet. Das Verhältnis zwischen der, bei konstanter Lufttemperatur, erforderlichen Heizleistung und

der erzeugten Heizleistung repräsentiert die relative Laufzeit der WP (vgl. Gl. (22)). Die relative Laufzeit der WP wird bei der Bestimmung der JAZ_H somit indirekt berücksichtigt.

$$JAZ_H = \frac{\int_0^{1a} \dot{Q}_H^*(\vartheta_L(t)) \cdot dt}{\int_0^{1a} \dot{Q}_H(\vartheta_L(t)) \cdot \tau_{WP}(\vartheta_L(t)) \cdot \frac{1}{AZ_H(\vartheta_L(t))} \cdot dt} \quad (18)$$

Demgemäss ist das hier vorgestellte Berechnungsverfahren zur Bestimmung der Jahresarbeitszahl Heizen JAZ_H ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung für leistungsgeregelte L/W-WP zulässig.

Jahresarbeitszahl Heizen & Abtauen JAZ_{H+A}

Die Jahresarbeitszahl Heizen & Abtauen JAZ_{H+A} , also mit Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung, wird nach der analogen Vorgehensweise wie die JAZ_H berechnet. Bei der Berechnung der Jahresarbeitszahl Heizen & Abtauen JAZ_{H+A} müssen die Arbeitszahlen Heizen & Abtauen AZ_{H+A} verwendet werden. Die AZ_{H+A} wird in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur (Bin-Temperatur) mit Berücksichtigung der Abtauung vorgängig experimentell ermittelt.

$$JAZ_{H+A} = \frac{\int_0^{1a} \dot{Q}_H^*(\vartheta_L(t)) \cdot dt}{\int_0^{1a} \dot{Q}_H^*(\vartheta_L(t)) \cdot \frac{1}{AZ_{H+A}(\vartheta_L(t))} \cdot dt} \quad (19)$$

5 Wärmepumpen-Prüfstand

Für den Nachweis einer markanten Effizienzsteigerung durch die kontinuierliche Leistungsregelung wurde ein L/W-WP-Prototyp mit kontinuierlicher Leistungsregelung realisiert und in umfangreichen Messreihen experimentell untersucht. Die Messungen decken dabei den relevanten Bereich der Betriebsbedingungen ab, so dass für die jeweilige Regelstrategie die JAZ mit der in Kapitel 4.3.4 diskutierten Methode berechnet werden kann.

Zur Durchführung der experimentellen Untersuchungen ist ein geeigneter WP-Prüfstand mit einer Luftaufbereitungsanlage zur Konditionierung beliebiger Luftzustände (Temperatur und Feuchtigkeit) unerlässlich. Insbesondere Betriebsbedingungen, welche Abtauprozesse erfordern, stellen dabei hohe Anforderungen an den WP-Prüfstand. Solche Betriebsbedingungen erfordern eine hohe Dynamik der Luftaufbereitung. Aus diesem Grund wurde parallel zur Entwicklung des L/W-WP-Prototypen eine neue Luftaufbereitungsanlage entwickelt und realisiert, welche nebst einer hohen Dynamik äusserst stabile Prüfbedingungen ermöglicht. Der WP-Prüfstand besteht aus der Luftaufbereitungsanlage und dem sogenannten „Wärmemodul“.

5.1 Luftaufbereitungsanlage

5.1.1 Konzept

In der Luftaufbereitungsanlage werden Verdampfer und Ventilator der WP in einem geschlossenen Kreislauf (Primärkreis) betrieben. Die Luft im Primärkreis wird durch den Verdampfer der WP und je nach Betriebszustand durch den nachgeschalteten Luftkühler abgekühlt und entfeuchtet. Durch Beimischen wärmerer und feuchterer Luft aus einem zweiten Kreislauf (Sekundärkreis) wird die Temperatur und Feuchtigkeit des in den Verdampfer der WP eintretenden Luftstroms exakt eingestellt. In Abb. 5-1 ist der Prozess im h,x -Diagramm dargestellt.

Im Sekundärkreislauf wird die Luft über einen Lamellenwärmeübertrager mit warmer Sole (Wasser/Glykol) aus dem Wärmemodul erwärmt. Die Befeuchtung erfolgt durch die Zerstäubung von Wasser direkt in den Luftstrom.

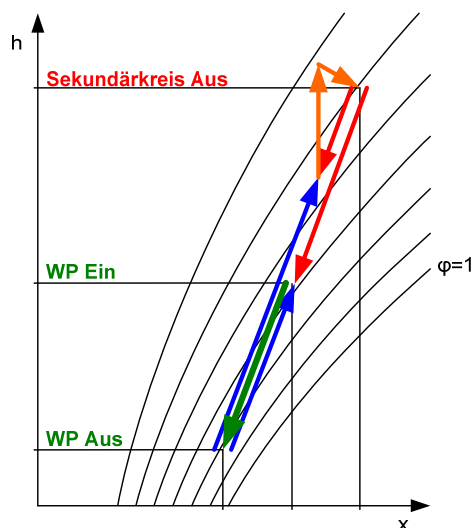


Abb. 5-1: Funktionsprinzip der Luftaufbereitungsanlage im h - x -Diagramm

Das gewählte Verfahren bietet den Vorteil, dass unabhängig vom Volumenstrom durch die WP im Sekundärkreis eine hohe Strömungsgeschwindigkeit und somit eine hohe Dynamik aufrechterhalten werden kann. Zudem lässt die wesentlich höhere Temperatur im Sekundärkreislauf auch bei

Luft Eintrittstemperaturen in die WP unter 0°C eine Befeuchtung mit flüssigem Wasser zu (keine Dampfbefeuchtung notwendig).

5.1.2 Konstruktiver Aufbau

Die Luftaufbereitungsanlage besteht wie oben beschrieben aus zwei geschlossenen Luftkreisläufen, dem Primär- und Sekundärkreislauf. Im Primärkreislauf befinden sich, neben dem Verdampfer und dem Ventilator der WP, ein Kanalventilator mit Frequenzumformer (VE-401), ein Luftkühler (LK), eine Drosselklappe (DK-401) sowie die Messstrecke für die Messung des Luftvolumenstromes (FIC 401). Im Sekundärkreislauf befinden sich ein weiterer Kanalventilator (VE-402), welcher ebenfalls mit einem Frequenzumformer ausgestattet ist, ein Lufterhitzer (LE), eine weitere Drosselklappe (DK-403) und die adiabate Befeuchtungsstrecke mit zwei pneumatischen Zerstäubern. Eine zusätzliche Drosselklappe (DK-402) zur Einstellung der Beimischung von Luft aus dem Sekundär- in den Primärkreislauf befindet sich in der Mischstrecke zwischen den beiden Kreisläufen. Sowohl der Luftkühler als auch der Lufterhitzer werden mit einer Wasser/Glykol-Mischung, welche durch den Wärmemodul auf die jeweiligen Temperaturen konditioniert wird, gekühlt bzw. beheizt. In Abb. 5-2 ist die Luftaufbereitungsanlage schematisch dargestellt.

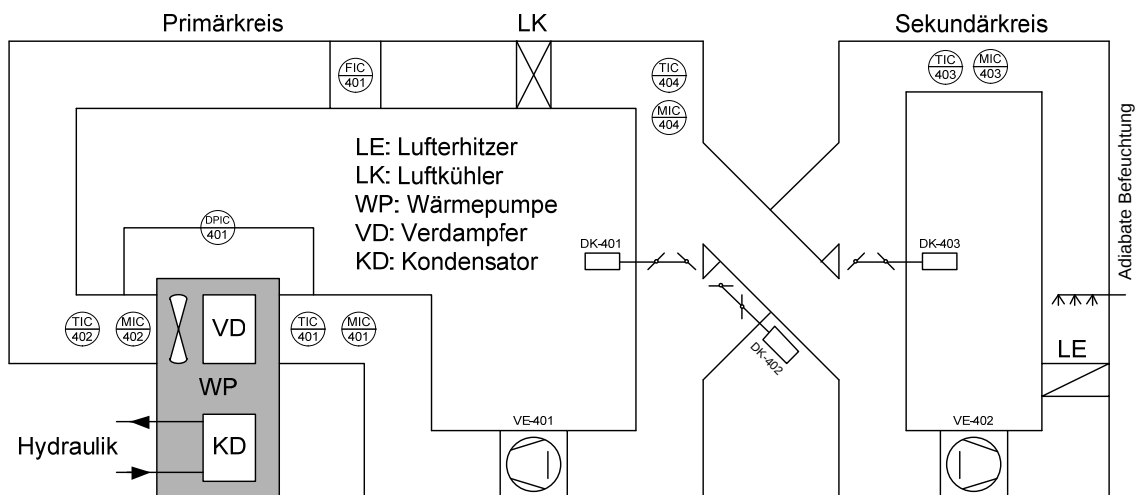


Abb. 5-2: Schematische Darstellung der Luftaufbereitungsanlage

Am Ein- und Austritt des Verdampfers der WP werden die Lufttemperaturen und Luftfeuchtigkeiten gemessen (TIC 401, TIC 402, MIC 401, MIC 402). Zusätzlich werden für die Regelung der Luftaufbereitungsanlage die Lufttemperaturen und Luftfeuchtigkeiten nach dem Luftkühler im Primärkreislauf (TIC 404, MIC 404) sowie nach der Befeuchtungsstrecke im Sekundärkreislauf (TIC 403, MIC 403) gemessen. Die Regelung erfordert ausserdem die Messung des luftseitigen Differenzdruckes über die WP (DPIC 401). Der Luftvolumenstrom wird am Austritt aus der WP gemessen. Abb. 5-3 zeigt den Aufbau der Luftaufbereitungsanlage zusammen mit dem L/W-WP-Prototyp im Labor der HSLU T&A.

Homogene Lufterintrittsbedingungen

Zur Gewährleistung homogener Lufterintrittsbedingungen in den Verdampfer der L/W-WP verfügt die Luftaufbereitungsanlage über einen 1.5 m langen Einströmkanal, welcher den gleichen Querschnitt aufweist wie der Verdampfer der WP. Zusätzlich befindet sich am Eintritt des Einströmkanals ein Lochblech, welches die in den Krümmern erzeugten Turbulenzen eliminiert. Damit wird eine über den gesamten Strömungsquerschnitt homogene Luftgeschwindigkeit erreicht. Das Strömungs- und Temperaturprofil am Eintritt in den Verdampfer der WP wurde im Rahmen der Inbetriebnahme der Luftaufbereitungsanlage mit einem Flügelrad-Anemometer bzw. mit Thermoelementen kontrolliert. Die

lokalen Messwerte der Luftgeschwindigkeit und der Lufttemperatur liegen innerhalb $\pm 5\%$ der mittleren Strömungsgeschwindigkeit bzw. der mittleren Lufttemperatur. Da das Geschwindigkeits- und Temperaturprofil am Eintritt der WP homogen sind, kann davon ausgegangen werden, dass dies auch für die Feuchtigkeit gilt.



Abb. 5-3: Luftaufbereitungsanlage mit L/W-WP-Prototyp (links) und Wärmemodul (rechts) im Labor der HSLU

5.1.3 Leistungsdaten

Um ein günstiges Regelverhalten der Luftaufbereitungsanlage zu erreichen, wurde der Leistungsbereich nur leicht grösser ausgelegt als dies für den Betrieb des L/W-WP-Prototypen nötig ist. Die Spezifikationen sind in Tab. 5-1 ersichtlich.

Prozess- / Zustandsgrößen	Einheit	Min.	Max.
Leistung thermisch (Verdampfer L/W-WP)	kW	-	20
Luftvolumenstrom	m ³ /h	0	6000
Lufttemperatur	°C	-12	20
Relative Feuchtigkeit	%	40	100

Tab. 5-1: Einsatzbereich der Luftaufbereitungsanlage

Für die zulässigen Abweichungen während den jeweiligen Messungen (inkl. den erforderlichen Abtauvorgängen) wurden die Vorgaben gemäss der Prüfnorm EN14511 als Anforderung übernommen (vgl. Tab. 5-2). Die im Betrieb effektiv resultierenden Abweichungen des Luftzustandes vom Sollwert sind deutlich geringer als die in der Prüfnorm EN14511 spezifizierten.

Prozess- / Zustandsgrößen	Einheit	Zulässige mittlere Abweichung	Zulässige momentane Abweichung
Trockentemperatur	K	0.3	1
Feuchttemperatur	K	0.3	1
Relative Feuchtigkeit	%	3	7

Tab. 5-2: Zulässige Abweichungen von den Sollwerten gemäss Prüfnorm EN14511

Ein besonderes Augenmerk bei der Entwicklung der Luftaufbereitungsanlage wurde auf die Umschaltvorgänge zwischen Heiz- und Abtaubetrieb gelegt. Dabei gilt es, bei einer Abtaugung mit

Ventilatornachlauf rasch auf die entfallende Kältelast der L/W-WP (Verdampferleistung) zu reagieren und dadurch eine zu starke Schwankung des Luftzustandes (Temperatur und Feuchtigkeit) am Eintritt der WP zu verhindern. Durch den Luftkühler, welcher sich nach der WP befindet, wird der Temperatursprung gedämpft, so dass der Regelung mehr Zeit zur Verfügung steht um den erforderlichen Betriebszustand anzufahren.

5.1.4 Regelung

Regelung der Lufttemperatur und Feuchtigkeit

Die Regelung von Temperatur und Feuchtigkeit erfolgt über zwei kaskadierte Regler. Dabei werden, basierend auf den Istwerten der Lufttemperatur und Feuchtigkeit am Eintritt der L/W-WP, durch die äusseren Regelkreise die Sollwerte für Temperatur und Feuchtigkeit im Sekundärkreislauf vorgegeben. Diese wiederum werden dann im inneren Regelkreis über reale Aktoren beeinflusst. Die Lufttemperatur im Sekundärkreislauf wird dabei über die Temperatur der Wasser/Glykol-Mischung, mit welcher der Lufterhitzer durchströmt wird, eingestellt. Die Konditionierung der Wasser/Glykol-Mischung erfolgt über Mischventile im Wärmemodul (MV-202, MV-401). Die verwendete Schaltung ermöglicht es, den Lufterhitzer sowohl als Erhitzer als auch als Kühler zu verwenden (vgl. Abb. 5-5). Dadurch kann mit entsprechend hoher Dynamik auf ändernde Sollwerte der Lufttemperatur reagiert werden.

Die Luftfeuchtigkeit im Sekundärkreislauf wird über den Wasserdurchfluss auf die pneumatischen Zerstäuber eingestellt. Die Beeinflussung des Wasserdurchflusses erfolgt über ein pulsweitenmoduliertes Nadelventil.

Da der erforderliche Zustand im Sekundärkreis direkt abhängig ist vom Beimischungsverhältnis zwischen Primär- und Sekundärluft, muss dieses über die Drosselklappen DK-402 und DK-403 so eingestellt werden, dass im Sekundärkreis eine minimale Lufttemperatur für die adiabate Befeuchtung von 5°C nicht unterschritten wird.

Regelung der luftseitigen Druckdifferenz über die Wärmepumpe

Da die WP über Kanäle direkt mit der Luftaufbereitungsanlage verbunden ist, muss für eine realitätsnahe Simulation der jeweiligen Aufstellungsart der L/W-WP zusätzlich die luftseitige Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt der WP (DPIC 401) geregelt werden. Diese Druckdifferenz entspricht in der Realität gerade den Druckverlusten die bei Innenaufstellung der WP durch die Anschlusskanäle verursacht werden. In der Regelsoftware wird der Sollwert der luftseitigen Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt der WP in Funktion des Luftvolumenstromes berechnet. Geregelt wird der luftseitige Druckverlust mit Hilfe des Kanalventilators (VE-401), welcher mit einem Frequenzumrichter ausgestattet ist. Durch dieses Regelkonzept kann der reale Einfluss bestimmter Kanäle reproduziert werden und die Charakteristik des in der WP eingebauten Ventilators kann realitätsgetreu abgebildet werden.

5.2 Wärmemodul

5.2.1 Konzept und Aufbau

Der Wärmemodul stellt Fluidströme bereit, deren Temperaturen und Massenströme mit hoher Genauigkeit und Dynamik geregelt werden können. Entwickelt und gebaut wurde der Wärmemodul an der HSLU T&A. Der Wärmemodul bietet eine Vielzahl von Anschlussmöglichkeiten und Betriebsweisen. So können beispielsweise die Wärmequelle und Wärmesenke unterschiedlichster WP-Systeme simuliert werden (L/W-WP, S/W-WP, W/W-WP). Abb. 5-3 zeigt den Aufbau des Wärmemoduls im Labor der HSLU T&A.

In Abb. 5-4 ist das Schema des Wärmemoduls dargestellt. Der Wärmemodul wird in zwei Primärkreisläufe und zwei Sekundärkreisläufe unterteilt. Die Sekundärkreisläufe sind jeweils mit einem Speicher (Wärme- und Kältespeicher) verbunden und dienen in erster Linie zur Konditionierung der Primärkreisläufe. Zur Konditionierung des Kälte- und Wärmespeichers verfügt der Wärmemodul über eine Kälteanlage, welche mit zwei Kondensatoren ausgestattet ist. Es kann wahlweise Wärme an den Wärmespeicher oder aber über den Netzwasserkondensator an das Netzwasser abgeführt werden. Die Umschaltung erfolgt über die Ventile V-401 und V-402. Die Primärkreisläufe sind mit präzisen Coriolis-Durchflussmessgeräten (FIC 201, FIC 301) und drehzahlvariablen Pumpen (PU-201, PU-301) ausgestattet. Ausserdem verfügen die Primärkreisläufe jeweils über Mischventile (MV-201, MV-301), welche eine genaue Regelung der Temperatur über Rücklauf-Beimischung ermöglichen. Der zusätzliche Wärmeübertrager zwischen den beiden Primärkreisläufen ermöglicht eine interne Wärmerückgewinnung und reduziert damit den Energie- und Kühlwasserverbrauch während den Versuchen auf ein Minimum. Zur Vermeidung von Kavitation in den Pumpen ist das gesamte System bedruckt.

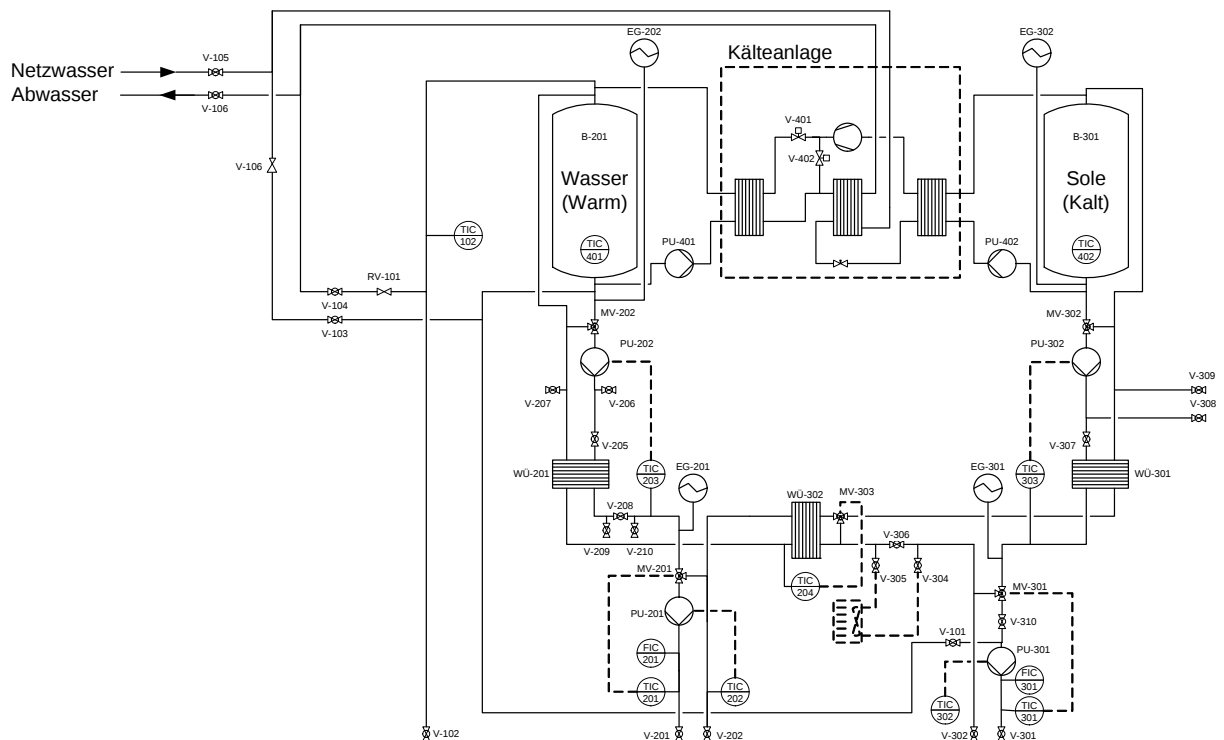


Abb. 5-4: Schematische Darstellung des Wärmemoduls

5.2.2 Einbindung der Wärmepumpe in Luftaufbereitungsanlage und Wärmemodul

In Abb. 5-5 ist die Einbindung der L/W-WP in die Luftaufbereitungsanlage und das Wärmemodul schematisch dargestellt.

Der Kondensator der L/W-WP ist direkt mit dem Wärmespeicher des Sekundärkreislaufs des Wärmemoduls (B-201) gekoppelt. Die Förderung des Heizwassers erfolgt mit Hilfe der drehzahlvariablen Pumpe (PU-301), welche sich im Primärkreislauf des Wärmemoduls befindet. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, dem Heizwasser durch Öffnen des Ventils RV-101 Netzwasser beizumischen. Diese Schaltung ist für die Regelung der Heizwasserrücklauftemperatur erforderlich. Die Durchflussmessung erfolgt mittels Coriolis-Durchflussmessgerät (FIC 301), welches sich nach der Pumpe PU-301 im Primärkreislauf des Wärmemoduls befindet.

Der Luftkühler der Luftaufbereitungsanlage ist mit dem Kältespeicher (B-301) gekoppelt, welcher sich im Sekundärkreislauf des Wärmemoduls befindet. Die Förderung der Wasser/Glykol-Mischung erfolgt

über die Pumpe (PU-302). Diese befindet sich ebenfalls im Sekundärkreislauf des Wärmemoduls. Die Temperatur der Wasser/Glykol-Mischung, welche durch den Luftkühler gefördert wird, kann sowohl über die Temperatur des Kältespeichers als auch über das Mischventil MV-402 (Rücklauf-Beimischung) beeinflusst werden.

Der Lufterhitzer der Luftaufbereitungsanlage ist mit dem warmen Primärkreislauf des Wärmemoduls gekoppelt. Die Förderung der Wasser/Glykol-Mischung erfolgt über die sich in diesem Kreislauf befindliche, drehzahlvariable Pumpe (PU201). Die Temperatur der warmen Wasser/Glykol-Mischung kann über das Mischventil MV-201 durch Rücklauf-Beimischung beeinflusst werden. Zur Gewährleistung einer hohen Dynamik der Luftaufbereitungsanlage kann der Lufterhitzer zusätzlich als Luftkühler verwendet werden. Dazu kann über das Mischventil MV-401 Wasser/Glykol-Mischung aus dem Kältespeicher beigemischt werden. Wird das Mischventil MV-201 auf volle Rücklaufzirkulation geschaltet und das Mischventil MV-401 voll geöffnet, wird der Lufterhitzer ausschliesslich mit Wasser/Glykol-Mischung aus dem Kältespeicher durchströmt.

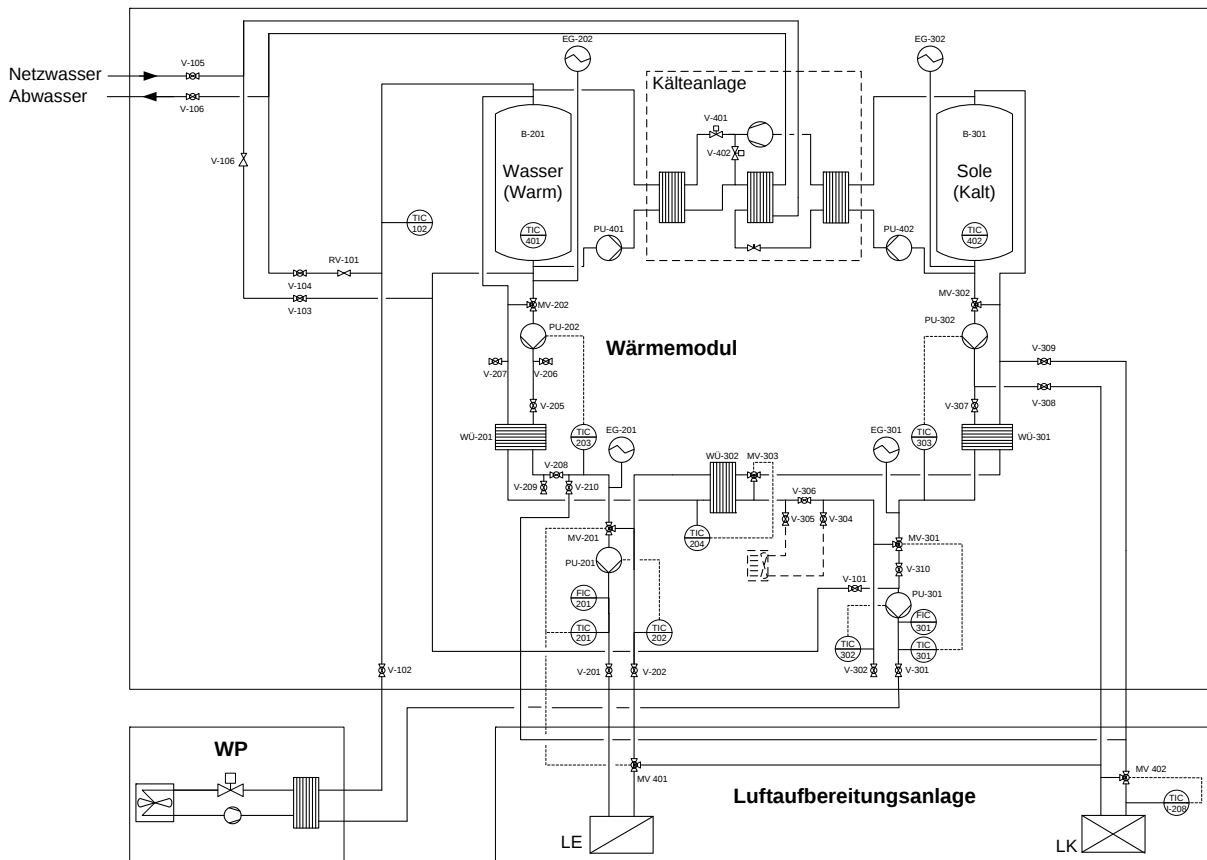


Abb. 5-5: Schematische Darstellung der Verschaltung des Wärmemoduls, der Luftaufbereitungsanlage und der WP

5.2.3 Regelung

Temperatur im Kältespeicher

Die Temperatur der Wasser/Glykol-Mischung im Kältespeicher wird innerhalb eines einstellbaren Bereichs (je nach Betriebsbedingungen der Luftaufbereitungsanlage und der WP) geregelt. Dazu wird die Kälteanlage des Wärmemoduls über einen Zweipunktreger im Taktbetrieb betrieben. Überschreitet die Temperatur im Kältespeicher (B-301) den frei wählbaren oberen Grenzwert, wird die Kälteanlage eingeschaltet. Die Wasser/Glykol-Mischung des Kältespeichers wird im Verdampfer der

Kälteanlage abgekühlt, bis der untere Grenzwert der Temperatur, welcher ebenfalls frei gewählt werden kann, erreicht ist und die Kälteanlage wieder ausschaltet.

Temperatur im Wärmespeicher

Mit der Kälteanlage des Wärmemoduls kann auch der Wärmespeicher (B-201) geladen werden. Die Kälteanlage kann somit gleichzeitig als WP eingesetzt werden. Infolge der Wärmeeinbrüche in den Luftkreislauf benötigt der WP-Prüfstand weniger Wärme- als „Kälteenergie“. Die von der Kälteanlage erzeugte Wärmeleistung ist jedoch um den Betrag der inneren Kompressorleistung grösser als die Kälteleistung. Überschüssige Wärme muss deshalb in einem zweiten Kondensator (Netzwasserkondensator) abgeführt werden. Die Kälteanlage hat deshalb zwei Betriebszustände für die Kondensation des Arbeitsfluids. Muss der Wärmespeicher geladen werden, wird das Arbeitsfluid mit dem Wasser des Wärmespeichers kondensiert und dieses dabei erwärmt. Muss jedoch überschüssige Wärmeleistung abgeführt werden, wird das Arbeitsfluid mit Netzwasser im zusätzlichen Netzwasserkondensator kondensiert.

Unterschreitet die Temperatur im Wärmespeicher den unteren Grenzwert, welcher frei gewählt werden kann, werden die Ventile in der Kälteanlage so geschaltet, dass das Wasser im Wärmespeicher erwärmt wird. Erreicht die Temperatur im Wärmespeicher den oberen Grenzwert, welcher ebenfalls frei gewählt werden kann, werden die Ventile in der Kälteanlage so geschaltet, dass die Kondensation im zusätzlichen Netzwasserkondensator erfolgt.

Massenstrom und Temperatur des Heizwasserrücklaufs

Der Kondensator des L/W-WP-Prototypen wird mit Wasser aus dem Wärmespeicher durchströmt. Die Förderung dieses Wassers erfolgt mit Hilfe der drehzahlvariablen Pumpe PU-301. Dieser Kreis verfügt über ein Coriolis-Durchflussmessgerät (FIC 301), mit welchem der Istwert des Massenstroms kontinuierlich gemessen wird. Die Pumpendrehzahl wird durch den Regler so beeinflusst, dass der Istwert stets dem Sollwert des Massenstroms entspricht.

Die Temperatur des Heizwasserrücklaufs wird durch Zumischen von Netzwasser mit Hilfe des Ventils RV-101 eingestellt. Auf diese Weise kann die gewünschte Rücklauftemperatur äusserst genau geregelt werden. Wichtig ist dabei jedoch, dass die Temperatur im Wärmespeicher stets höher ist als die erforderliche Rücklauftemperatur.

5.2.4 Versuchsdurchführung

In jedem Versuch werden dem L/W-WP-Prototypen entsprechend dem Versuchsprogramm bestimmte Betriebsbedingungen vorgegeben. Der eigentliche Versuchsablauf erfolgt in Anlehnung an die Prüfnorm EN 14511 und besteht aus drei Phasen.

Phase 1: Anfahren/Vorbehandlungszeit

Die Versuchsdurchführung beginnt mit dem Anfahren bzw. mit der Vorbehandlungszeit. Die Sollwerte für Lufttemperatur, Luftfeuchtigkeit, Heizwassermassenstrom und Heizwasserrücklauftemperatur werden in der Regelsoftware des WP-Prüfstandes eingegeben, die Regelung aktiviert und die WP eingeschaltet. Während der Vorbehandlungszeit werden die Sollwerte des Luftzustandes und Zustandes des Heizwassers bei eingeschalteter WP angefahren. Diese Phase der Versuchsdurchführung kann je nach Sollwert des Luftzustandes einige Minuten in Anspruch nehmen.

Phase 2: Vorgängige Abtauung

Nach Erreichen der gewünschten Zustände der Luft und des Heizwassers (die Istwerte des Luftzustandes liegen dabei innerhalb der Toleranzgrenzen gemäss Tab. 5-2) wird manuell eine Abtauung eingeleitet, so dass der Verdampfer bei Beginn der eigentlichen Messperiode stets frei von

Eis und Frost ist. Abhängig vom Zustand der Umgebungsluft wird dabei mit Ventilatornachlauf oder mit Prozessumkehr abgetaut.

Phase 3: Messzyklus inkl. Abtauung

Unmittelbar nach der vollständigen Abtauung wird der Heizbetrieb der L/W-WP wieder aufgenommen und gleichzeitig der eigentliche Messzyklus gestartet. Die L/W-WP wird solange im Heizmodus betrieben, bis die WP-Steuerung die Abtauung selbständig einleitet (vgl. Kapitel 9 Abtauregelung) oder die Abtauung abhängig vom Versuchsziel manuell eingeleitet wird. Nach Beendigung der Abtauung, geht die WP automatisch wieder in den Heizbetrieb über bzw. wird manuell wieder in den Heizbetrieb versetzt. Nach rund 10 min erneutem Heizbetrieb wird der Messzyklus abgebrochen und die WP ggf. ausgeschaltet.

Das beschriebene Vorgehen bei der Durchführung der Versuche ist in Abb. 5-6 anhand der zeitlichen Verläufe der Heizleistung und der Kompressorleistung dargestellt. Für die Auswertung eines Zyklus Heizen & Abtauen werden die Messdaten von Beginn der Heizphase bis zum Ende der zweiten Abtauung ausgewertet.

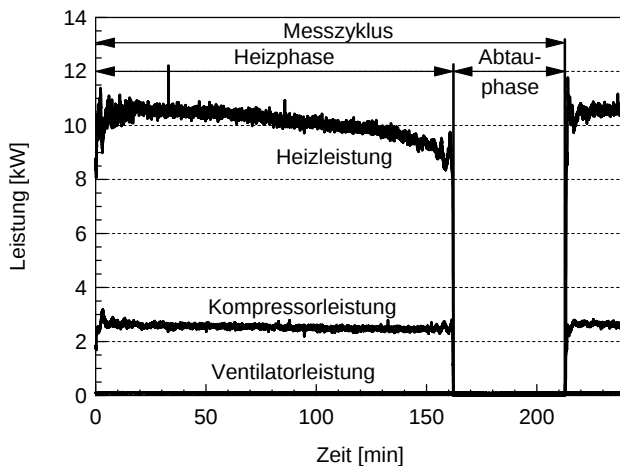


Abb. 5-6: Zeitlicher Verlauf der Heizleistung und Kompressorleistung während einem Messzyklus aus Messungen am L/W-WP-Prototypen mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung bei 2°C Lufttemperatur, 95% relativer Feuchtigkeit, Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) und Abtauung mit Ventilatornachlauf

6 Auslegung von Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Leistungsregelung

6.1 Relevante Betriebszustände für die Auslegung

Frühere Untersuchungen haben gezeigt, dass die Wahl der Betriebspunkte für die Auslegung und Auswahl der Komponenten der L/W-WP stark abhängig ist von den Verläufen der erzeugten Heizleistung, der Verdampferleistung, der Kompressorleistung und des geförderten Arbeitsfluidmassenstromes. Diese Verläufe werden massgeblich durch das Teillastverhalten des Kompressors sowie durch die angewendete Regelstrategie der L/W-WP beeinflusst. Detaillierte Erklärungen zum Teillastverhalten des Kompressors und zur optimalen Regelung sind in Kapitel 7 zu finden.

Infolge der kontinuierlichen Leistungsregelung weisen solche WP stark variierende Betriebsbedingungen auf. Bei der Verwendung eines Kompressors mit geeignetem Teillastverhalten kann die erzeugte Heizleistung im Teillast-Betrieb gegenüber der im Vollast-Betrieb erzeugten Heizleistung (bei gegebenem Zustand der Wärmequelle und -Senke) um mehr als Faktor 3 abnehmen (vgl. Abb. 6-1). Dies gilt es insbesondere bei der Dimensionierung und Auswahl des Verdampfers, Kondensators und des Expansionsventils aber auch bei der Dimensionierung der Rohrleitungen des Kältekreislaufs zu beachten. Bei der Auslegung von L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung und der Auswahl der erforderlichen Komponenten müssen zwei (stark unterschiedliche) Betriebspunkte der WP speziell beachtet werden.

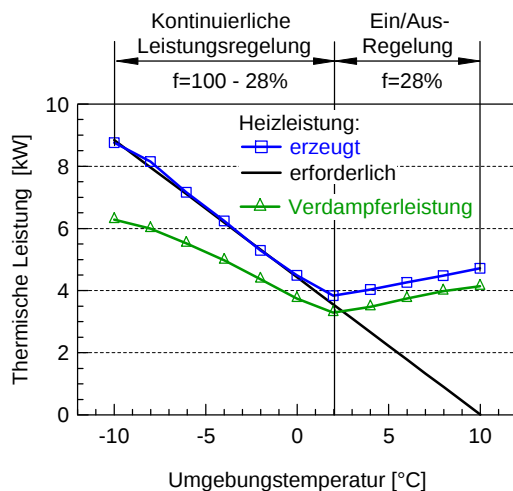


Abb. 6-1: Erforderliche Heizleistung gemäss Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) sowie erzeugte Heizleistung und Verdampferleistung des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung im leistungsgeregelten Betrieb in Funktion der Umgebungstemperatur

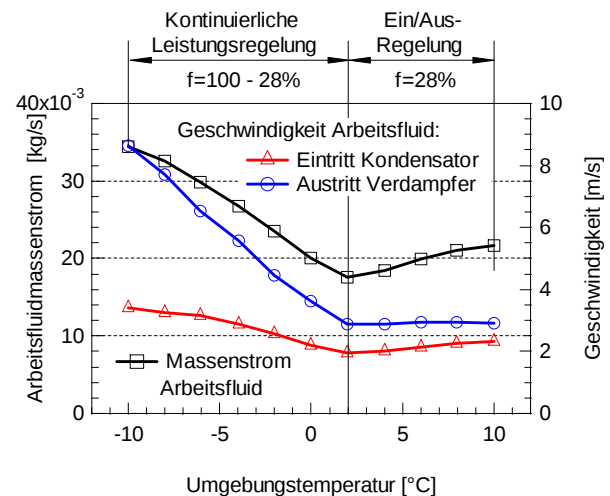


Abb. 6-2: Arbeitsfluidmassenstrom sowie Geschwindigkeiten der Gasphase am Kondensator-Eintritt und Verdampfer-Austritt des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung im leistungsgeregelten Betrieb bei der Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) in Funktion der Umgebungstemperatur

Dimensionierungspunkt 1: Maximale Leistungen

Der Dimensionierungspunkt 1 entspricht bei dem in Abb. 6-1 aufgeführten Beispiel dem Betriebspunkt bei -10°C Umgebungstemperatur. Zur Deckung der erforderlichen Heizleistung muss der Kompressor in diesem Betriebspunkt bei maximaler Leistung betrieben werden. Somit sind die erzeugte

Heizleistung, die Verdampferleistung und der Arbeitsfluidmassenstrom in diesem Betriebszustand maximal. Für diesen Betriebspunkt erfolgen die Auslegung des Kondensators, des Verdampfers und ggf. des Economisers gemäss den für die Wärmeübertragung zulässigen Temperaturgefällen. Weiter erfolgt für diesen Betriebspunkt die Auswahl des Expansionsventils.

Dimensionierungspunkt 2: Minimale Leistungen

Der Dimensionierungspunkt 2 entspricht bei dem in Abb. 6-1 aufgeführten Beispiel dem Betriebspunkt bei 2°C Umgebungstemperatur. Die Kompressordrehzahl bzw. das Teillastverhältnis ist in diesem Betriebspunkt minimal, da eine weitere Reduktion nicht möglich oder aus Effizienzgründen nicht sinnvoll ist (vgl. Kapitel 7). Im leistungsgeregelten Betrieb der WP sind in diesem Betriebspunkt sowohl die erzeugte Heizleistung und die Verdampferleistung als auch der Arbeitsfluidmassenstrom minimal. Dies führt dazu, dass in diesem Betriebszustand auch die Strömungsgeschwindigkeit des gasförmigen Arbeitsfluides in der Saugleitung vor dem Kompressor minimal ist. Zur Gewährleistung des Öltransports zurück in den Kompressor müssen die Rohrquerschnitte des Kältekreislaufs so dimensioniert werden, dass eine minimale Strömungsgeschwindigkeit in der Saugleitung von rund 4 m/s nicht unterschritten wird. Weiter gilt es zu überprüfen, ob das für den Dimensionierungspunkt 1 ausgewählte Expansionsventil auch in diesem Betriebspunkt eine einwandfreie Funktion gewährleistet. Es ist darauf zu achten, dass infolge der reduzierten Strömungsgeschwindigkeiten des Arbeitsfluides die Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator nicht zu stark reduziert wird, d.h. die Funktion der ausgewählten Wärmeübertrager (Verdampfer, Kondensator) ist für die in Dimensionierungspunkt 2 vorherrschenden Bedingungen zu kontrollieren.

6.2 Optimale Paarung des Verdampfers und Ventilators

Die in LOREF [1] gewonnenen Erkenntnisse zeigen, dass das Potenzial für Effizienzsteigerungen alleine durch die Optimierung der Verdampfergeometrie relativ gering ist. Bezüglich der Eis- und Frostbildung und der damit erforderlichen periodischen Abtauvorgängen hat eine optimierte Verdampfergeometrie jedoch deutliche Vorteile, insbesondere wenn die Abtaugung mit Ventilatornachlauf erfolgt. Die Erkenntnisse aus LOREF [1] zeigen weiter, dass Verdampfer und Ventilator bei der Auslegung von L/W-WP zwingend als System betrachtet werden müssen. Diese Komponenten dürfen nicht für sich alleine betrachtet und ausgelegt bzw. ausgewählt werden, sondern müssen bestmöglich aufeinander abgestimmt werden. Nur so ist eine maximale Effizienz des Verdampfers bei minimaler Ventilatorleistung zu erreichen. Nachfolgend wird dargestellt, was bei der Paarung von Verdampfer und Ventilator beachtet werden muss.

Bei der Auslegung des Verdampfers ist die Geometrie so zu optimieren, dass bei sämtlichen geeigneten Zuständen der Umgebungsluft effiziente Abtauvorgänge mit Ventilatornachlauf möglich sind. Dazu muss der Verdampfer insbesondere über grosse Lamellenabstände verfügen. Dank grösseren Lamellenabständen bleibt der Luftvolumenstrom auch bei hohen Frostmassenbelastungen gross. Ausserdem ermöglichen optimierte Verdampfergeometrien mit grossen Lamellenabständen lange Heizphasen ohne Abtaugung (vgl. Kapitel 2.2). Weiter kann durch relativ grosse Lamellenabstände (im Bereich von ca. 5 mm) der luftseitige Druckverlust minimiert und so auch die erforderliche Ventilatorleistung reduziert werden. Bezüglich optimaler Verdampfergeometrien wird an dieser Stelle auf LOREF [1] verwiesen.

Bei der Auswahl der Ventilatoren für L/W-WP mit Leistungsregelung muss darauf geachtet, dass diese über einen weiten Drehzahlbereich regelbar sind und unabhängig von der Drehzahl hohe Wirkungsgrade aufweisen. Der Ventilator muss so ausgewählt werden, dass dieser möglichst unabhängig von der Ventilatordrehzahl bei maximalem Wirkungsgrad betrieben werden kann. Damit dies möglich ist, muss der Ventilator exakt auf die Anlagenkennlinie des luftseitigen Druckverlustes der WP abgestimmt sein. Je nach Aufstellungsart der WP beinhaltet die zu berücksichtigende Anlagenkennlinie des luftseitigen Druckverlustes lediglich den Druckverlust über den Verdampfer der

WP (Aussenaufstellung) oder aber zusätzlich auch die in den Kanälen für die Zu- und Ableitung der Luft auftretenden Druckverluste (Innenaufstellung). Infolge der Leistungsregelung kann die Eis- und Frostbildung im Verdampfer deutlich reduziert werden, so dass die Häufigkeit der jährlichen Betriebsstunden mit Kondensatbildung im Verdampfer gegenüber den Betriebsstunden mit Eis- und Frostbildung für viele Klimaregionen überwiegt. Es empfiehlt sich daher bei der Auswahl des Ventilators die Anlagenkennlinie mit feuchtem Verdampfer (reine Kondensatbildung) zu berücksichtigen. Bei bekannter Anlagenkennlinie des luftseitigen Druckverlustes der WP erfolgt die Auswahl des Ventilators so, dass dieser möglichst unabhängig von der Drehzahl bei maximalem Wirkungsgrad betrieben werden kann (vgl. Abb. 6-3). Dabei kann auf die Datenblätter der Hersteller zurückgegriffen werden, in welchen neben der statischen Druckerhöhung auch die Ventilatorleistung, der Schalldruckpegel und der Wirkungsgrad in Funktion des Luftvolumenstromes bei verschiedenen Drehzahlen angegeben werden.

In Abb. 6-3 sind die statische Druckerhöhung und der Wirkungsgrad des Axialventilators FN063-ZIQ.DG.V7P2 der Ziehl-Abegg Schweiz AG in Funktion des Luftvolumenstromes für zwei verschiedene Ventilator Drehzahlen dargestellt. Zusätzlich dargestellt ist in Abb. 6-3 die Anlagenkennlinie des luftseitigen Druckverlustes der im Rahmen dieses Projektes realisierten WP-Prototypen. Diese Anlagenkennlinie ist gültig für die Innenaufstellung der WP und berücksichtigt neben dem luftseitigen Druckverlust über den Verdampfer auch die Druckverluste der Luftkanäle. Es wurde angenommen, dass der luftseitige Druckverlust der Kanäle für den Luftein- und Luftauslass bei einem Luftvolumenstrom von 4700 m³/h rund 40 Pa beträgt. Bei guter Planung wird der luftseitige Druckverlust in den Luftkanälen eher tiefer ausfallen. Die in Abb. 6-3 dargestellte Kombination von Verdampfer und Ventilator gewährleistet, dass der Ventilator nahezu unabhängig von der Drehzahl bei maximalem Wirkungsgrad betrieben werden kann. Zusammen mit den tiefen luftseitigen Druckverlusten des Verdampfers führt dies zu sehr kleinen Ventilatorleistungen und dadurch zu einer verbesserten Effizienz der WP.

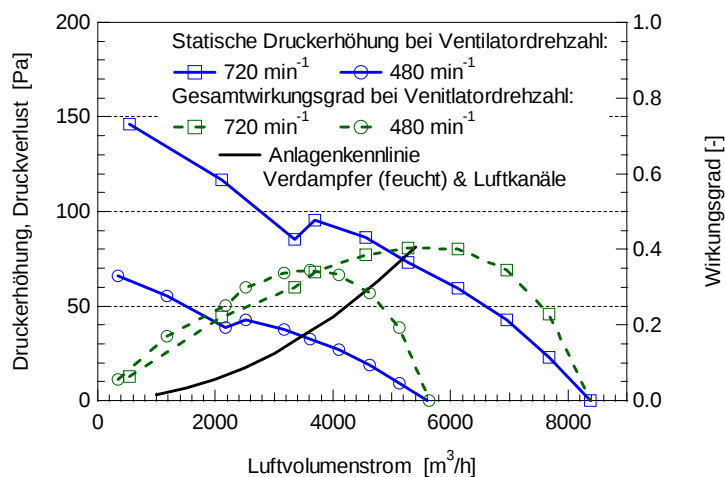


Abb. 6-3: Statische Druckerhöhung und Wirkungsgrad des Axial-Ventilators FN063-ZIQ.DG.V7P2 der Ziehl-Abegg Schweiz AG in Funktion des Luftvolumenstromes für die Drehzahlen 720 min⁻¹ und 480 min⁻¹ (aus Messungen Ziehl-Abegg Schweiz AG) sowie simulierte Anlagenkennlinie des Verdampfers der L/W-WP-Prototypen (im feuchten Zustand) und der erforderlichen Luftkanäle bei einer Innenaufstellung der WP

6.3 Luft/Wasser-Wärmepumpen-Prototypen

Zur Bestätigung des Potenzials der Leistungsregelung und zur Überprüfung der entwickelten Regelung wurden drei verschiedene Prototypen leistungsgeregelter L/W-WP realisiert. Diese drei Prototypen unterscheiden sich in erster Linie durch die verwendeten Kompressoren. Nachfolgend werden jeweils der Aufbau sowie die Mess- und Regelschemas der verschiedenen L/W-WP-Prototypen dargestellt und beschrieben.

Bei der Planung und Auslegung sämtlicher Prototypen wurde darauf geachtet, dass der Prototyp jeweils möglichst einfach aufgebaut wird. Aus diesem Grund wurde bewusst auf nicht zwingend erforderliche Zusatzkomponenten wie z.B. Flüssigkeitssammler oder Sauggasakkumulatoren verzichtet. Zur Gewährleistung einer möglichst hohen Effizienz wurde der Kondensator so ausgelegt, dass das erforderliche (mittlere) Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung bei maximaler Heizleistung (Dimensionierungspunkt 1) rund 4.5 K beträgt. Analog dazu wurde der Verdampfer so dimensioniert, dass das erforderliche (mittlere) Temperaturgefälle bei maximaler Verdampferleistung (Dimensionierungspunkt 1) rund 6.5 K beträgt. Im leistungsgeregelten Betrieb werden diese Temperaturgefälle in Verdampfer und Kondensator in keinem Betriebszustand der WP überschritten. Die Auslegung des Verdampfers erfolgte im Zusammenspiel mit der Auswahl des Ventilators. Es wurde darauf geachtet, dass der luftseitige Druckverlust über den Verdampfer möglichst tief ist, und der Ventilator möglichst bei maximalem Wirkungsgrad arbeitet, so dass die Ventilatorleistung minimiert werden kann (vgl. Abb. 6-8).

Aufgrund des weiten Bereichs der Verdampferleistungen im Betrieb mit kontinuierlicher Leistungsregelung sowie zur Erreichung einer bestmöglichen Effizienz wurden die L/W-WP-Prototypen mit elektronischen Expansionsventilen ausgestattet. Diese gewährleisten in jedem Betriebszustand der WP eine stabile Regelung kleiner Überhitzungen und damit eine optimale Nutzung des Verdampfers sowie hohe Leistungszahlen.

Zur Erreichung möglichst geringer Druckverluste in den Rohrleitungen des Kältekreislaufs wurden die Rohrquerschnitte so dimensioniert, dass der Öltransport im Betriebszustand gemäss Dimensionierungspunkt 2 gerade noch gewährleistet werden kann. Die minimale Strömungsgeschwindigkeit in der Saugleitung vor dem Kompressor beträgt rund 3 m/s. Die maximale Gasgeschwindigkeit in der Saugleitung von rund 9 m/s tritt beim Betriebszustand gemäss Dimensionierungspunkt 1 auf. Obwohl die minimale Geschwindigkeit in der Saugleitung leicht unterhalb der empfohlenen Mindestgeschwindigkeit von rund 4 m/s (bei einem Rohrdurchmesser von 5/8 Zoll und einer Verdampfungstemperatur von rund -5°C) liegt, sind auch nach längeren Betriebsphasen bei solchen Betriebszuständen keine Probleme mit der Schmierung bzw. der Ölrückführung aufgetreten.

Sämtliche L/W-WP-Prototypen werden mit R410A als Arbeitsfluid betrieben. Die Auslegung erfolgte jeweils in enger Zusammenarbeit mit den Industriepartnern Emerson Climate Technologies GmbH und Ziehl-Abegg Schweiz AG.

6.3.1 Luft/Wasser-Prototyp mit Digital-Scroll Kompressor

Schema

Abb. 6-4 zeigt das detaillierte Schema des L/W-WP-Prototyps mit Digital-Scroll Kompressor mit den verschiedenen Teilkomponenten. Zusätzlich sind alle Messstellen eingetragen und das Regelschema angedeutet.

Der WP-Prototyp ist mit einem Digital-Scroll Kompressor der Emerson Climate Technologies GmbH ausgestattet, welcher neben der Digitalfunktion über einen zweistufigen Motor und eine zuschaltbare Dampfeinspritzung verfügt. Bei der digitalen Modulation werden die Scrollspiralen bei laufendem Motor axial getrennt, so dass während dieser Zeit kein Arbeitsfluid gefördert wird. Über das jeweilige

Zeitverhältnis zwischen angepresster und angehobener Scrollspirale kann der erforderliche Arbeitsfluidmassenstrom mit einer einfachen mechanischen Lösung über einen weiten Bereich eingestellt werden.

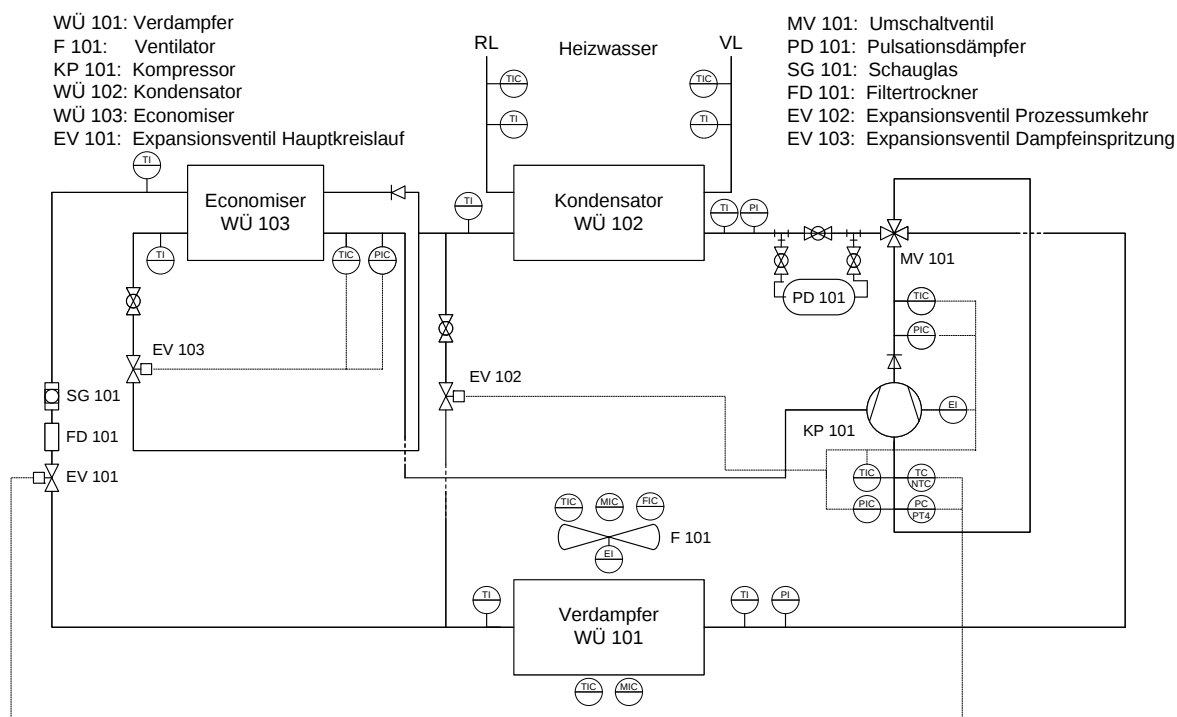


Abb. 6-4: Schema des L/W-WP-Prototyps mit Digital-Scroll Kompressor

Aufgrund der zuschaltbaren Dampfeinspritzung ist die WP mit einem Economiser ausgestattet. Ein Teil des aus dem Kondensator austretenden Kondensats wird mit Hilfe des Expansionsventils EV 103 entspannt und im Economiser (WÜ 103) im Gegenstrom mit dem restlichen Kondensat verdampft und leicht überhitzt. Dadurch wird das restliche Kondensat, welches nach der Entspannung (EV 101) dem Verdampfer zugeführt wird, stark unterkühlt (vgl. Abb. 6-5). Das gasförmige, leicht überhitzte Arbeitsfluid wird in den Kompressionsraum eingespritzt. Durch die Dampfeinspritzung kann die Heissgastemperatur reduziert, die Heizleistung und die Energieeffizienz gesteigert und der zulässige Betriebsbereich des Kompressors vergrössert werden. In Abb. 6-5 ist der WP-Prozess mit aktivierter Dampfeinspritzung im p,h -Diagramm dargestellt.

Infolge der digitalen Modulation im Teillastbetrieb der WP, welche mit einer Taktzeit von rund 20 Sekunden erfolgt (Taktzeit kann durch Anwender verändert werden), können besonders im Kondensator Druckschwankungen resultieren, welche sich nachteilig das Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung im Kondensator und somit auf die Kondensationstemperatur auswirken. Zur Reduktion dieser Druckschwankungen wurde der L/W-WP-Prototyp mit einem Pulsationsdämpfer (PD 101) ausgestattet. Dieser lässt sich über die Ventile V 101, V 104 und V 105 in den Hauptkreislauf zuschalten bzw. aus dem Hauptkreislauf auskoppeln.

Das Expansionsventil EV 102 sowie das Rückschlagventil nach dem Kondensator sind erforderlich für den Abtaubetrieb mit Prozessumkehr. Die Umkehrung des Kreislaufs für den Abtaubetrieb mit Prozessumkehr erfolgt mit Hilfe des Umschaltventils MV 101. In Abb. 6-7 ist das CAD-Modell des L/W-WP-Prototyps mit dem Digital-Scroll Kompressor dargestellt. Abb. 6-6 zeigt den fertigen Aufbau des L/W-WP Prototyps sowie die Einbindung der WP in die Luftaufbereitungsanlage.

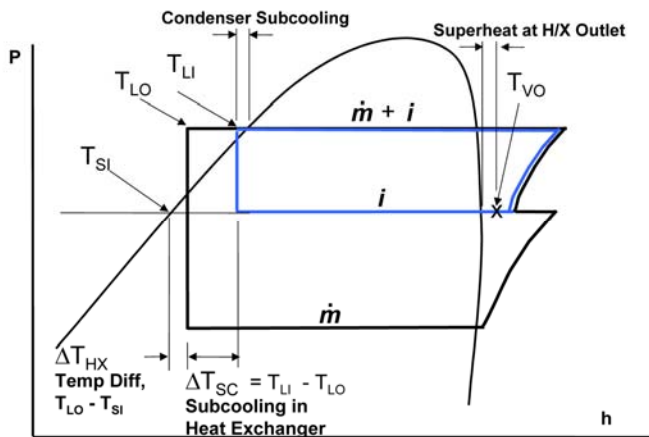


Abb. 6-5: Darstellung des WP-Prozesses mit aktivierter Dampfeinspritzung im p,h -Diagramm (Quelle Emerson Climate Technologies GmbH [28])

Der L/W-WP-Prototyp ist mit umfangreicher Messtechnik ausgerüstet, so dass alle relevanten Prozessgrößen (Drücke und Temperaturen) messtechnisch erfasst werden können. Diese umfangreiche Messtechnik erlaubt aufgrund der hohen Abtastfrequenz von bis zu 100 Samples pro Sekunde eine detaillierte Interpretation des WP-Prozesses auch im digitalen Betrieb des Kompressors. Sämtliche Messstellen sind im Schema in Abb. 6-4 dargestellt.

Die Regelung des L/W-WP-Prototyps erfolgt über die in LabView programmierte Steuerung bzw. Regelung. Sämtliche relevanten Prozessdaten wie z.B. die Drehzahlstufe des Kompressors, das Teillastverhältnis der digitalen Modulation oder die Ventilatorzahl können sowohl für den Heizbetrieb als auch den Abtaubetrieb (mit Prozessumkehr oder Ventilatornachlauf) eingegeben werden. Einzig die Regelung des Expansionsventils EV 101 erfolgt über den Controller des Kompressors. Alle anderen Aktoren werden über die in LabView programmierte Regelung bzw. Steuerung geregelt bzw. gesteuert.

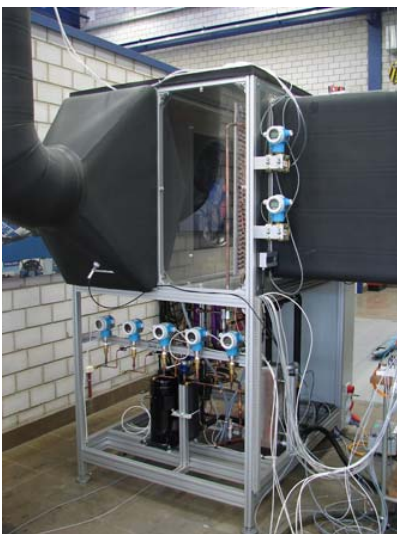


Abb. 6-6: L/W-WP-Prototyp mit Digital-Scroll Kompressor im Labor der HSLU

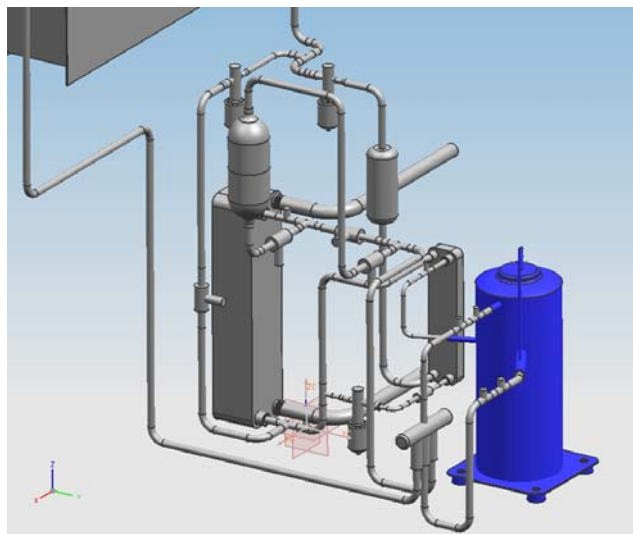


Abb. 6-7: Dreidimensionale Ansicht des CAD-Modells des L/W-WP-Prototyps mit Digital-Scroll Kompressor

Hauptkomponenten

Nachfolgend werden sämtliche im Schema des L/W-WP-Prototyps aufgeführt und die wichtigsten Daten dieser Komponenten beschrieben.

Kompressor (KP 101)

Digital-Scroll Kompressor ZPE61KVE der Emerson Climate Technologies GmbH mit zweistufigem Motor und zuschaltbarer Dampfeinspritzung. Die Umschaltung von der hohen auf die tiefe Drehzahlstufe erfolgt durch Umschaltung von Stern- auf Dreieckschaltung des Motors und hat ungefähr eine Halbierung der Drehzahl zur Folge. Die Steuerung des Kompressors erfolgt über den Controller EC9-D92 der Emerson Climate Technologies GmbH.

Kondensator (WÜ 102)

Plattenkondensator B25THx40/1P-SC-M der SWEP International AB. Die Auslegung erfolgte mit Hilfe der SWEP Berechnungs-Software. Die Auslegung erfolgte so, dass das mittlere Temperaturgefälle im Betriebszustand der WP gemäss Dimensionierungspunkt 1 (maximale Heizleistung) rund 4.5 K beträgt.

Economiser (WÜ 103)

Plattenverdampfer B8Hx10/1P-SC-M von SWEP International. Die Auslegung erfolgte mit Hilfe der SWEP Berechnungs-Software. Für die Auslegung des Economisers konnte auf Messdaten der Emerson Climate Technologies GmbH des Digital-Scroll Kompressor mit aktivierter Dampfeinspritzung im Betrieb bei der hohen und tiefen Drehzahlstufe sowie unterschiedlichen Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen zurückgegriffen werden. Es ist wichtig, dass der Economiser so dimensioniert wird, dass die angestrebten Zielwerte der Temperatur (und Druck) des aus dem Economisers austretenden Dampfes eingehalten werden können. Diese optimalen Zustände des einzuspritzenden Dampfes (Temperatur und Druck) wurden der Emerson Climate Technologies GmbH in umfangreichen Testreihen ermittelt und stehen dem Anwender solcher Kompressoren zur Verfügung.

Expansionsventil (EV 101)

Elektronisches Expansionsventil ALCO EX4 mit Schrittmotor-Antrieb. Die Steuerung des Expansionsventils erfolgt ebenfalls über den Controller EX9-D92 der Emerson Climate Technologies GmbH, welcher zusätzlich zur Steuerung des Kompressors einen Überhitzungsregler beinhaltet. Grund dafür ist unter anderem, dass der Überhitzungsregler im Betrieb mit der digitalen Modulation des Kompressors zwingend mit der Steuerung des Kompressors kommunizieren muss. Bei tiefen Teillastverhältnissen wird das Expansionsventil bei angehobener Scroll-Spirale geschlossen. Dadurch können grössere Schwankungen des Kondensations- und Verdampfungsdrucks vermieden werden.

Verdampfer (WÜ 101)

Lamellenluftkühler/Verdampfer mit Kupferrohren, Aluminiumlamellen, 7 Rohrreihen in der Tiefe und 34 Rohrreihen in der Höhe. Der Anströmquerschnitt beträgt 850 x 1050 mm und der Lamellenabstand 5 mm. Der Verdampfer wurde so dimensioniert, dass das mittlere Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung im Betriebszustand der WP gemäss Dimensionierungspunkt 1 (maximale Verdampferleistung) rund 6.5 K beträgt. Basierend auf den Erkenntnissen aus LOREF [1] wurde die Geometrie des Verdampfers so optimiert, dass bei geeignetem Zustand der Umgebungsluft eine effiziente Abtauung mit Ventilatornachlauf möglich ist. Dazu verfügt der Verdampfer insbesondere über grosse Lamellenabstände. Aufgrund der relativ grossen Lamellenabstände bleibt der Luftvolumenstrom auch bei hohen Frostmassenbeladungen gross. Ausserdem sind dadurch lange Heizphasen ohne Abtauung möglich. Weiter kann der luftseitige Druckverlust minimiert und so die erforderliche Ventilatorleistung reduziert werden.

Ventilator (F 101)

Axial-Ventilator mit EC-Motor FN063-ZIQ.DG.V7P2 der Ziehl-Abegg Schweiz AG (mit Volldüse). Wie in Kapitel 6.2 beschrieben, wurde bei der Auswahl des Ventilators darauf geachtet, dass dieser über einen weiten Drehzahlbereich regelbar ist und einen möglichst hohen Gesamtwirkungsgrad aufweist. Der Ventilator wurde so ausgewählt, dass die Anlagenkennlinie des luftseitigen Druckverluste des Verdampfers in feuchtem Betriebszustand und der Luftkanäle (Innenaufstellung) in Funktion des Luftvolumenstromes ungefähr im Bereich des maximalen Wirkungsgrades des Ventilators liegt (vgl. Abb. 6-8). Dabei wurde angenommen, dass der luftseitige Druckverlust der Kanäle für den Luftein- und Luftauslass bei einem Luftvolumenstrom von 4700 m³/h rund 40 Pa beträgt.

Die verwendete Kombination von Verdampfer und Ventilator gewährleistet, dass der Ventilator nahezu unabhängig von der Drehzahl bei maximalem Wirkungsgrad betrieben werden kann (vgl. Abb. 6-8). Zusammen mit den tiefen luftseitigen Druckverlusten des Verdampfers führt dies zu sehr kleinen Ventilatorleistungen und dadurch zu einer verbesserten Effizienz der WP.

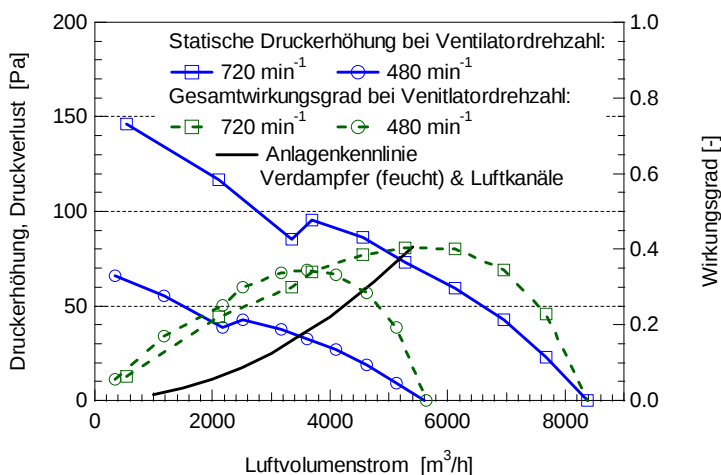


Abb. 6-8: Statische Druckerhöhung und Gesamtwirkungsgrad des Axial-Ventilators FN063-ZIQ.DG.V7P2 der Ziehl-Abegg Schweiz AG in Funktion des Luftvolumenstromes für die Drehzahlen 720 min⁻¹ und 480 min⁻¹ (aus Messungen Ziehl-Abegg Schweiz AG) sowie simulierte Anlagenkennlinie des Verdampfers (in feuchtem Zustand) und der Luftkanäle

Expansionsventil für Dampfeinspritzung (EV 103)

Elektronisches Expansionsventil ALCO EX4 mit Schrittmotor-Antrieb. Die Regelung dieses Expansionsventils bzw. der Überhitzung des einzuspritzenden Dampfes erfolgt über die in LabView programmierte Regelung. Die optimale Überhitzung des einzuspritzenden Dampfes beträgt gemäss Emerson Climate Technologies GmbH rund 5 K. Zur Ansteuerung dieses Ventils ist zusätzlich ein Schrittmotor-Treiber (ALCO EXD U00) erforderlich. Dieses Ventil bietet den Vorteil, dass es vollständig geschlossen werden kann, so dass kein zusätzliches Magnetventil zur Abschaltung bzw. Aktivierung der Dampfeinspritzung benötigt wird.

Expansionsventil für Prozessumkehr (EV 102)

Elektronisches Expansionsventil ALCO EX4 mit Schrittmotor-Antrieb. Die Regelung erfolgt ebenfalls über die in LabView programmierte Regelung. Zur Ansteuerung dieses Ventils ist zusätzlich ein Schrittmotor-Treiber (ALCO EXD U00) erforderlich.

Zusatzkomponenten

Pulsationsdämpfer

Swagelok Probenentnahmezylinder 304-HDF8-100-PD mit einem Volumen von 1000 cm³.

Schauglas mit Feuchtigkeitsindikator

ALCO MIA-058

Filtertrockner

ALCO ADK-Plus 165S

Sicherheitseinrichtungen

Der L/W-WP-Prototyp verfügt über hardware- und softwaremässige Sicherheitseinrichtungen. Der Prototyp ist gegen zu hohe Drücke auf der Hochdruckseite sowie gegen zu hohe Heissgas-temperaturen hardwaremässig abgesichert. Die Absicherung gegen Niederdruck erfolgt über die in LabView programmierte Steuerung und Regelung des L/W-WP-Prototyps.

Hochdruckpressostat

ALCO PS3-W6S 40/33. Der Hochdruckpressostat unterbricht die Stromzufuhr des Kompressors bei einem Druck (auf der Hochdruckseite) von 40 bar und gibt diese erst wieder frei wenn der Druck unter 33 bar abgesunken ist.

Temperaturschalter Heissgas

Thermik S01 mit einer Schalttemperatur von 130°C. Der Temperaturschalter ist mit dem Hochdruckpressostat in Serie geschaltet und führt bei Ansprechen ebenfalls zu einem Unterbruch der Stromzufuhr des Kompressors. Die Rückstelltemperatur beträgt 100°C.

Motorschutzgerät

Kriwan INT69 SC mit einer Wiedereinschaltverzögerung von 30 min. Das Motorschutzgerät ist mit dem Hochdruckpressostat und dem Temperaturschalter in Serie geschaltet und überwacht zusätzlich die Wicklungstemperatur im Motor des Kompressors.

6.3.2 Luft/Wasser-Wärmepumpen-Prototyp mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung

Schema

Für weitere Untersuchungen wurde der WP-Prototyp mit einem Scroll-Kompressor ausgestattet, welcher über die Drehzahlvariation mittels Inverter eine kontinuierliche Leistungsregelung ermöglicht. Bei diesem Kompressor handelt es sich um einen Prototyp der Emerson Climate Technologies GmbH, welcher nicht speziell für WP-Anwendungen entwickelt wurde und daher über keine Dampfeinspritzung verfügt. Aufgrund des grossen zulässigen Drehzahlbereiches von 1800 min^{-1} bis 7000 min^{-1} ist die kontinuierliche Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung über einen weiten Bereich der Umgebungstemperaturen möglich. Die Inverter-Technologie bietet gegenüber der Digital-Modulation den massgeblichen Vorteil, dass die Leistungsregulierung mit keinerlei Druckschwankungen im System verbunden ist, was zu einem deutlich besseren Teillastverhalten führt. Abb. 6-10 zeigt den Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung im L/W-WP-Prototypen.

Abb. 6-9 zeigt das detaillierte Schema des L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung. Zusätzlich zu den verschiedenen Teilkomponenten der WP sind alle Messstellen aufgeführt und das Regelschema angedeutet.

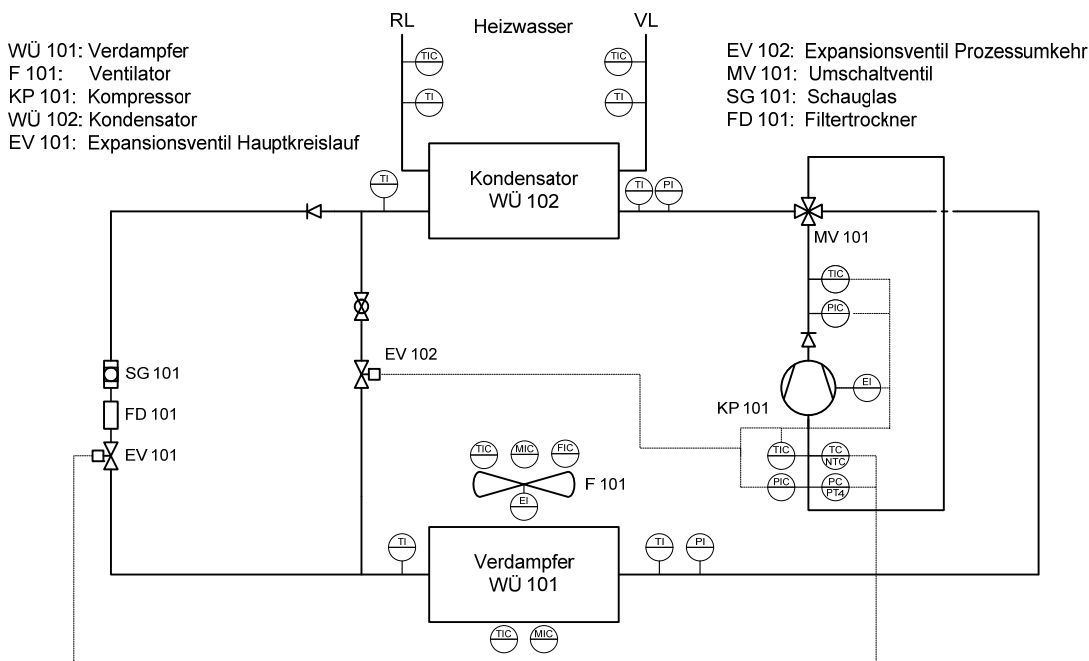


Abb. 6-9: Schema des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung

Da es sich bei diesem Kompressor nicht um einen speziell für die WP-Anwendung entwickelten Kompressor handelt und dieser nicht über eine zuschaltbare Dampfeinspritzung verfügt, ist ein einfacher Aufbau des WP-Systems möglich. Der in Abb. 6-9 dargestellte Aufbau ist gegenüber dem Aufbau des Prototypen mit dem Digital-Scroll Kompressor deutlich einfacher – Economiser und Expansionsventil für die Dampfeinspritzung sind nicht erforderlich.

Auch dieser Prototyp verfügt über umfangreiche Messtechnik, welche eine detaillierte Interpretation des WP-Prozesses erlaubt. Sämtliche Messstellen sind im Schema in Abb. 6-9 dargestellt. Die Regelung des L/W-WP-Prototyps erfolgt über die in LabView programmierte Steuerung bzw. Regelung.

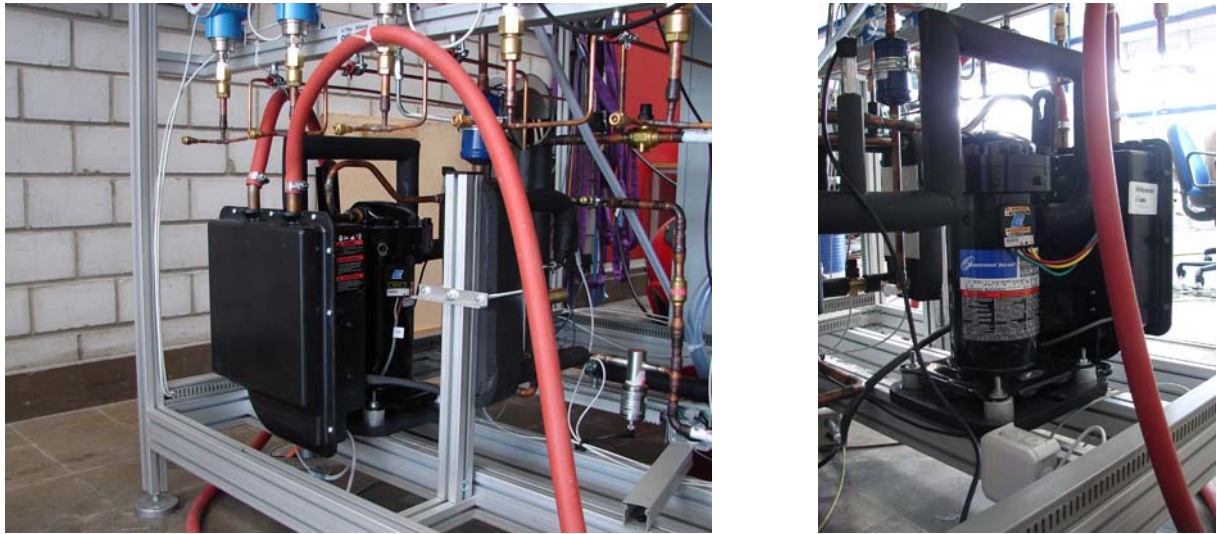


Abb. 6-10: Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung im L/W-WP-Prototypen

Hauptkomponenten

Die mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung im Volllast-Betrieb (Kompressor-drehzahl 7000 min^{-1}) erzeugte Heizleistung ist nahezu identisch wie die mit dem Digital-Scroll Kompressor erzeugte Heizleistung (rund 10 kW bei -10°C Umgebungstemperatur, 85% rel. Feuchtigkeit und Heizkurve Minergie). Die Hauptkomponenten konnten aus diesem Grund unverändert vom L/W-WP-Prototypen mit Digital-Scroll Kompressor übernommen werden. Einzig der Economiser und das Expansionsventil (EV 103) für die Dampfeinspritzung wurden entfernt. Die Hauptkomponenten werden in diesem Abschnitt nicht mehr einzelnen erläutert, da diese bereits bei der Beschreibung des L/W-WP-Prototypen mit Digital-Scroll Kompressor in Kapitel 6.3.1 aufgeführt wurden.

Kompressor (KP 101)

Inverter-Scroll Kompressor Prototyp ohne Dampfeinspritzung ZPV36K6E der Emerson Climate Technologies GmbH mit einem stufenlosen Drehzahlbereich von 1800 min^{-1} bis 7000 min^{-1} , was einem Frequenzbereich des Inverters von 30–117 Hz entspricht. Innerhalb dieses Drehzahlbereichs treten keinerlei Resonanz-Effekte auf. Der Inverter ist direkt am Kompressor montiert und wird mit dem kalten Sauggas durchströmt und dadurch gekühlt. Die durch den Hersteller empfohlene Sauggasüberhitzung am Eintritt in den Inverter beträgt 5 K. Das Gehäuse des Inverters ist gegen elektromagnetische Interferenz abgeschirmt, so dass die Kabel zur Spannungsversorgung sowie die Kabel zwischen dem Inverter und dem Kompressor nicht abgeschirmt werden müssen. Die Spannungsversorgung des Inverters erfolgt einphasig.

Bei diesem Kompressor handelt es sich um einen Prototyp, welcher nicht speziell für WP-Anwendungen entwickelt wurde. Aus diesem Grund sowie wegen der fehlenden Dampfeinspritzung ist dieser Kompressor nur bedingt für den Betrieb in WP geeignet. Ein einwandfreier Heizbetrieb ist nur bei Heizkurven mit tiefen erforderlichen Heizwassertemperaturen möglich. Die Aufbereitung von Brauchwarmwasser, ohne den Einsatz spezieller Frischwassersysteme mit tiefen Speichertemperaturen, ist nicht möglich.

Die Einsatzgrenzen (zulässige Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen) sind stark abhängig von der Kompressordrehzahl. Beispielsweise darf bei einer Kompressordrehzahl von 1800 min^{-1} die Verdampfungstemperatur nicht unter -7°C betragen, damit die Schmierung gewährleistet werden kann. Das grösste Betriebsfeld weist der Kompressor bei einer Drehzahl von 4500 min^{-1} auf. Diese

Drehzahl entspricht gleichzeitig der Start-Drehzahl des Kompressors. Abb. 6-11 zeigt das Betriebskennfeld bzw. die Einsatzgrenzen des Inverter-Scroll Kompressors für unterschiedliche Kompressordrehzahlen.

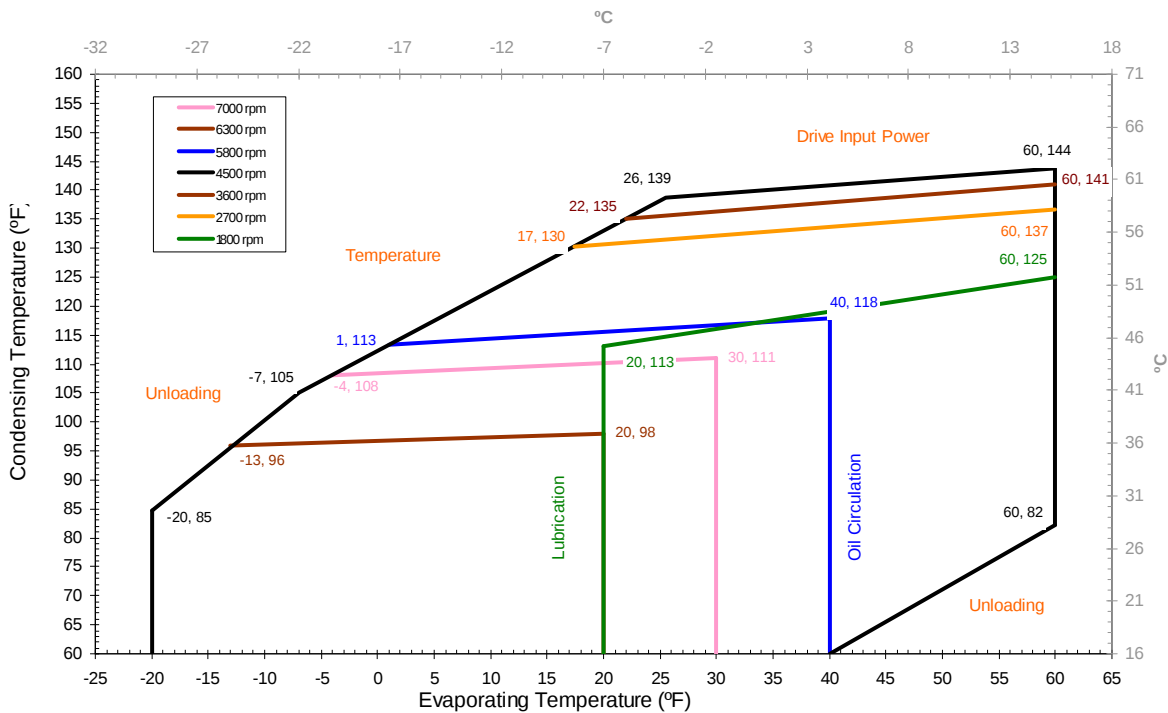


Abb. 6-11: Betriebskennfeld bzw. Einsatzgrenzen des Inverter-Scroll Kompressors ohne Dampfeinspritzung bei unterschiedlichen Kompressordrehzahlen gültig mit 5 K Sauggasüberhitzung am Eintritt in den sauggasgekühlten Inverter (Quelle: Emerson Climate Technologies GmbH)

Zusatzkomponenten/Sicherheitseinrichtungen

Sämtliche die Zusatzkomponenten und Sicherheitseinrichtungen wurden vom L/W-WP-Prototyp mit Digital-Scroll Kompressor unverändert übernommen und werden hier nicht mehr einzelnen beschrieben. Einzig der Pulsationsdämpfer wurde entfernt, da der Inverter-Scroll eine stufenlose, kontinuierliche Leistungsregelung ermöglicht und daher keine Druckschwankungen zu erwarten sind. Zusätzlich zu den bereits im L/W-WP-Prototyp mit Digital-Scroll Kompressor verwendeten Sicherheitskomponenten, werden durch den Inverter die Motor- und Scrolltemperaturen überwacht und der Kompressor bei Überschreitung der zulässigen Temperaturen ausgeschaltet.

6.3.3 Luft/Wasser-Wärmepumpen-Prototyp mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung

Schema

Nach den experimentellen Untersuchungen des L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung wurde der L/W-WP-Prototyp erneut umgebaut und dabei ein weiterer Kompressor in den Prototypen eingebaut. Dieser Kompressor ermöglicht analog zum Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung eine kontinuierliche Leistungsregelung über die Drehzahlvariation mittels Inverter. Es handelt sich dabei um einen Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung der Emerson Climate Technologies GmbH, welcher speziell auf die bei der WP-Anwendung vorherrschenden Bedingungen angepasst wurde. Er verfügt ebenfalls über einen weiten zulässigen Drehzahlbereich (1800 min^{-1} bis 7000 min^{-1}), so dass die Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung grundsätzlich innerhalb eines weiten Bereiches der Umgebungstemperaturen möglich ist. In Abb. 6-13 sind der Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung und der zugehörige Inverter dargestellt.

Abb. 6-12 zeigt das detaillierte Schema des L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung. Zusätzlich zu den verschiedenen Teilkomponenten der WP sind sämtliche Messstellen aufgeführt und das Regelschema angedeutet.

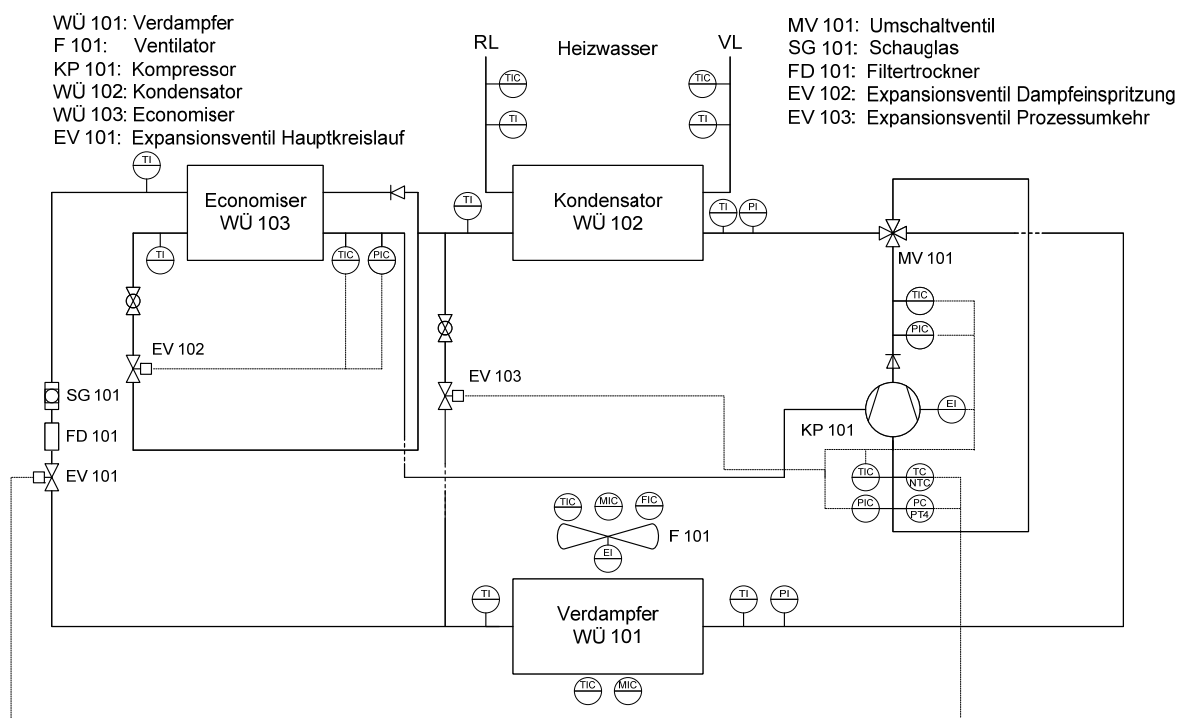


Abb. 6-12: Schema des L/W-WP-Prototypen mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung

Da es sich bei diesem Kompressor um einen speziell für WP-Anwendungen angepassten Kompressor handelt, verfügt dieser analog zum untersuchten Digital-Scroll Kompressor über eine zuschaltbare Dampf- bzw. Nassdampfeinspritzung. Aufgrund der zuschaltbaren Dampfeinspritzung ist die WP mit einem Economiser ausgestattet (vgl. Abb. 6-12). Im Economiser (WÜ 103) wird ein Teil des aus dem Kondensator (WÜ 102) austretenden Kondensats im Gegenstrom mit dem restlichen Kondensat verdampft und ggf. leicht überhitzt. Dazu wird das zu verdampfende Arbeitsfluid vor dem Eintritt in den Economiser mit Hilfe des Expansionsventils EV 102 entspannt. Das gasförmige und ggf. leicht überhitzte Arbeitsfluid wird in den Kompressionsraum des Kompressors eingespritzt, wodurch die

Heissgastemperatur reduziert, die Heizleistung und die Energieeffizienz gesteigert und der zulässige Betriebsbereich des Kompressors vergrößert werden können. Abb. 6-5 zeigt den WP-Prozess mit aktivierter Dampfeinspritzung im p,h -Diagramm.

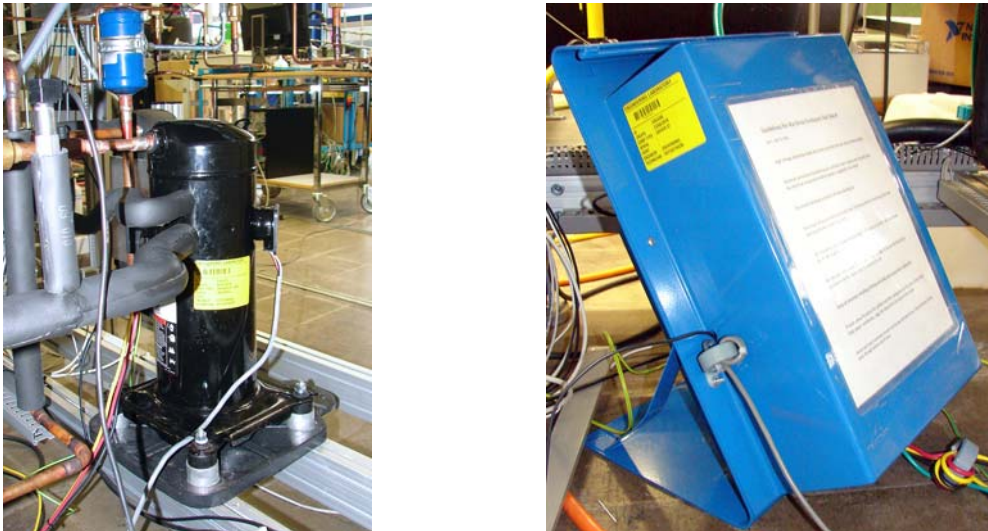


Abb. 6-13: Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung und Inverter im L/W-WP-Prototyp

Wie bereits die L/W-WP-Prototypen mit dem Digital-Scroll Kompressor und dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung verfügt auch dieser Prototyp über umfangreiche Messtechnik, welche eine detaillierte Interpretation des WP-Prozesses erlaubt. Die Regelung des L/W-WP-Prototyps erfolgt über die in LabView programmierte Steuerung bzw. Regelung.

Hauptkomponenten

Die mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung im Vollast-Betrieb (Kompressor-drehzahl 7000 min^{-1} und aktivierte Dampfeinspritzung) erzeugte Heizleistung ist nahezu identisch wie die mit den beiden anderen Kompressoren erzeugte Heizleistung. Sämtliche Hauptkomponenten konnten daher vom L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung übernommen werden. Aufgrund der zuschaltbaren Dampfeinspritzung musste der L/W-WP-Prototyp, wie bereits bei den Untersuchungen mit dem Digital-Scroll Kompressor, zusätzlich mit einem Economiser und einem Expansionsventil für die Dampfeinspritzung ausgestattet werden. Es konnten die gleichen Komponenten verwendet werden wie beim L/W-WP-Prototypen mit dem Digital-Scroll Kompressor. Nachfolgend wird bezüglich der Hauptkomponenten lediglich auf den Kompressor eingegangen, da die restlichen Komponenten bereits in Kapitel 6.3.1 beschrieben wurden.

Kompressor (KP 101)

Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung ZHW08K1P mit Permanentmagnetmotor der Emerson Climate Technologies GmbH mit einem stufenlosen Drehzahlbereich von 1800 min^{-1} bis 7000 min^{-1} , was einem Frequenzbereich von 30-117 Hz entspricht. Innerhalb dieses Drehzahlbereichs treten keinerlei Resonanz-Effekte auf. Dieser Kompressor wurde speziell für WP-Anwendungen entwickelt und zeichnet sich neben der guten Effizienz insbesondere durch das sehr grosse Betriebskennfeld aus, welches unter anderem mit Hilfe der Dampfeinspritzung erreicht werden kann. Damit ermöglicht der L/W-WP-Prototyp mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung neben einem effizienten Heizbetrieb auch die Aufbereitung von Brauchwarmwasser mit Temperaturen im Bereich von über 60°C .

Die Kühlung des Inverters erfolgt mit Hilfe eines kleinen Ventilators mit einer Leistungsaufnahme von rund 9 W. Künftig wird auch eine wassergekühlte Variante des Inverters verfügbar sein. Der Inverter-

Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung der Emerson Climate Technologies GmbH wird ab Frühjahr 2012 auf dem Markt erhältlich sein.

Abb. 6-14 zeigt das Betriebskennfeld bzw. die Einsatzgrenzen des Inverter-Scroll Kompressors mit Dampfeinspritzung im Betrieb mit Dampf- bzw. Nassdampfeinspritzung.

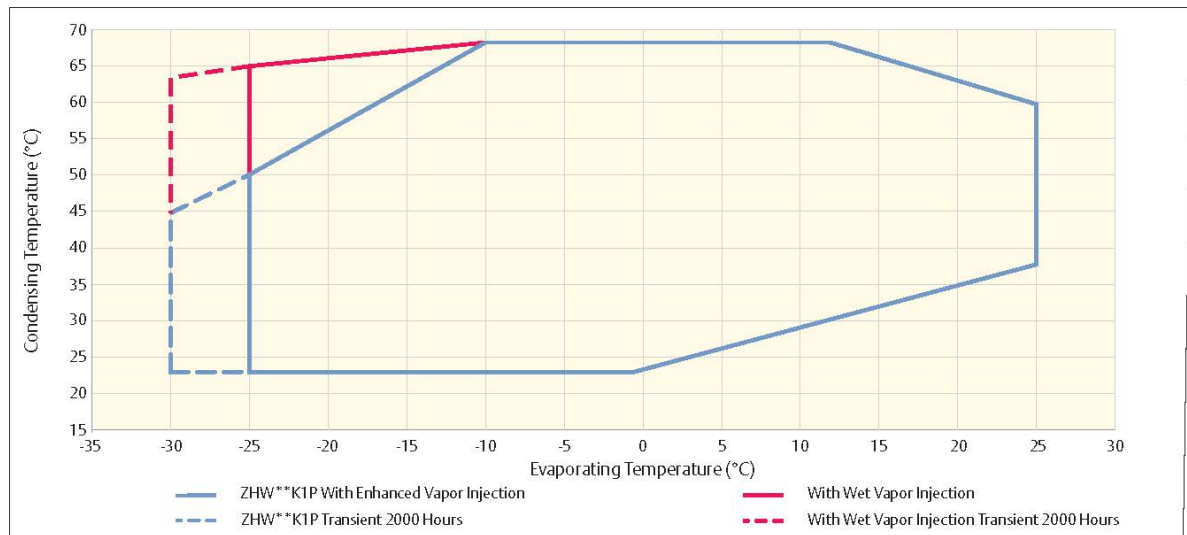


Abb. 6-14: Betriebskennfeld bzw. Einsatzgrenzen des Inverter-Scroll Kompressors mit Dampfeinspritzung ZHW08K1P im Betrieb mit Dampf- bzw. Nassdampfeinspritzung gültig mit 5 K Sauggasüberhitzung am Eintritt in den Kompressor (Quelle: Emerson Climate Technologies GmbH)

Zusatzkomponenten/Sicherheitseinrichtungen

Sämtliche Zusatzkomponenten und Sicherheitseinrichtungen wurden vom L/W-WP-Prototyp mit dem Digital-Scroll Kompressor unverändert übernommen. Zusätzlich zu den bereits im L/W-WP-Prototyp mit dem Digital-Scroll Kompressor verwendeten Sicherheitskomponenten, werden die Temperaturen des Motors und der Scrollspirale durch den Inverter überwacht. Bei einer Überschreitung der zulässigen Temperaturen wird der Kompressor durch den Inverter kontrolliert heruntergefahren.

7 Regelung von Luft/Wasser-Wärmepumpen mit kontinuierlicher Leistungsregelung

7.1 Einleitung

In Kapitel 2 wurde gezeigt, dass die Ursache für die mässig gute Effizienz von L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung die ungünstige Charakteristik ist, welche aus der Charakteristik des drehzahlkonstanten Kompressors resultiert. Mit steigender Umgebungstemperatur nimmt die erforderliche Heizleistung des Gebäudes gemäss Heizkurve ab. Die erzeugte Heizleistung solcher L/W-WP nimmt dagegen mit zunehmender Umgebungstemperatur zu. Dieses Verhalten hat zur Folge, dass mit steigender Umgebungstemperatur die Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator ansteigen, eine deutliche Diskrepanz zwischen erforderlicher und erzeugter Heiztemperatur entsteht, der erzeugte Temperaturhub gegenüber dem idealen Temperaturhub weniger stark abnimmt als möglich und der exergetische Wirkungsgrad sich deutlich reduziert. In Kapitel 2 wurde weiter gezeigt, dass sich durch die kontinuierliche Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung mit einer geeigneten Leistungsregelung die Effizienz von L/W-WP markant steigern lässt. Für die Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung muss der umgewälzte Kältemittelmassenstrom geregelt werden. Dazu eignen sich verschiedene Strategien, wie z.B. eine Drehzahlregelung des Kompressors.

Theoretische und experimentelle Untersuchungen zeigen, dass bei L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung die Teillast-Wirkungsgrade des Ventilators und des Kompressors einen grossen Einfluss auf die erreichbaren JAZ haben [15] [16]. Der Teillast-Wirkungsgrad des Kompressors hat nebst dem Einfluss auf die Leistungszahl insbesondere auch einen erheblichen Einfluss auf die optimale Regelung des Kompressors. Nachfolgend wird aufgezeigt, wie sich der Teillast-Wirkungsgrad des Kompressors auf die erreichbare Effizienz auswirkt bzw. ob ein Kompressor mit einem bestimmten Verhalten des Teillast-Wirkungsgrades überhaupt für die Verwendung in einer L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung geeignet ist. Weiter wird aufgezeigt, wie sich der Teillast-Wirkungsgrad auf die optimale Regelung des Kompressors auswirkt bzw. wie die optimalen Einstellungen des Kompressors im Teillastbetrieb der WP ermittelt werden können. Dabei werden zwei grundlegende Regelstrategien der WP berücksichtigt: die alleinige Leistungsregelung des Kompressors sowie die simultane Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators.

7.2 Einflussgrösse Teillast-Wirkungsgrad Kompressor

In einem ersten Schritt wird, unabhängig von der angewendeten Regelstrategie der WP (alleinige Leistungsregelung des Kompressors, simultane Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators), der Einfluss des Teillast-Wirkungsgrades des Kompressors auf die Effizienz der WP und die optimale Regelung des Kompressors diskutiert. Für eine einfachere Interpretation wird die Ventilatorleistung bei den in diesem Abschnitt ausgewiesenen Leistungszahlen nicht berücksichtigt. Der Teillast-Wirkungsgrad ist hier als das Verhältnis zwischen dem Gesamtwirkungsgrad bei jeweiligem Teillastverhältnis η und dem Gesamtwirkungsgrad bei Volllast $\eta_{100\%}$ bzw. dem Gesamtwirkungsgrad beim Teillastverhältnis mit maximaler Effizienz definiert.

7.2.1 Voraussetzungen an Kompressoren für Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Leistungsregelung

Aufgrund des markanten Einflusses auf die erreichbare Effizienz leistungsgeregelter L/W-WP muss der Verlauf des Teillast-Wirkungsgrades bestimmte Voraussetzung erfüllen, damit sich die Verwendung eines jeweiligen Kompressors in einer leistungsgeregelten L/W-WP überhaupt lohnt, d.h. nicht jeder Kompressor ist für den Einsatz in leistungsgeregelten L/W-WP geeignet.

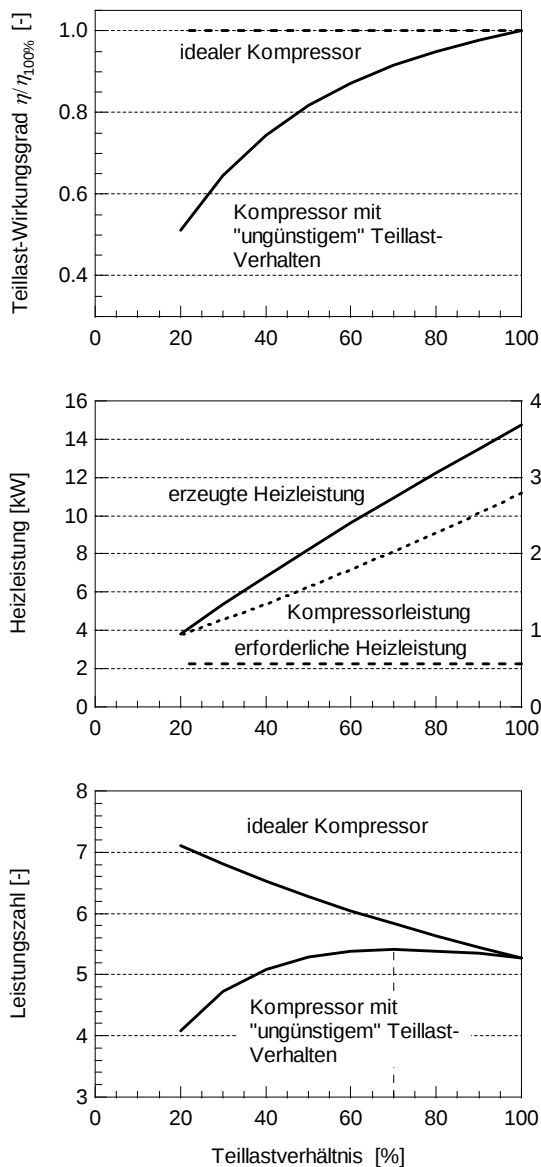


Abb. 7-1: Beispielhafter Verlauf des Teillast-Wirkungsgrades, erzeugte und erforderliche Heizleistung, Kompressorleistung und Leistungszahl ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion des Teillastverhältnisses eines Kompressors mit ungünstigem Teillastverhalten sowie Leistungszahl eines idealen Kompressors ohne Teillastverluste aus Simulationen für 6°C Umgebungstemperatur, 85% relative Feuchtigkeit und Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

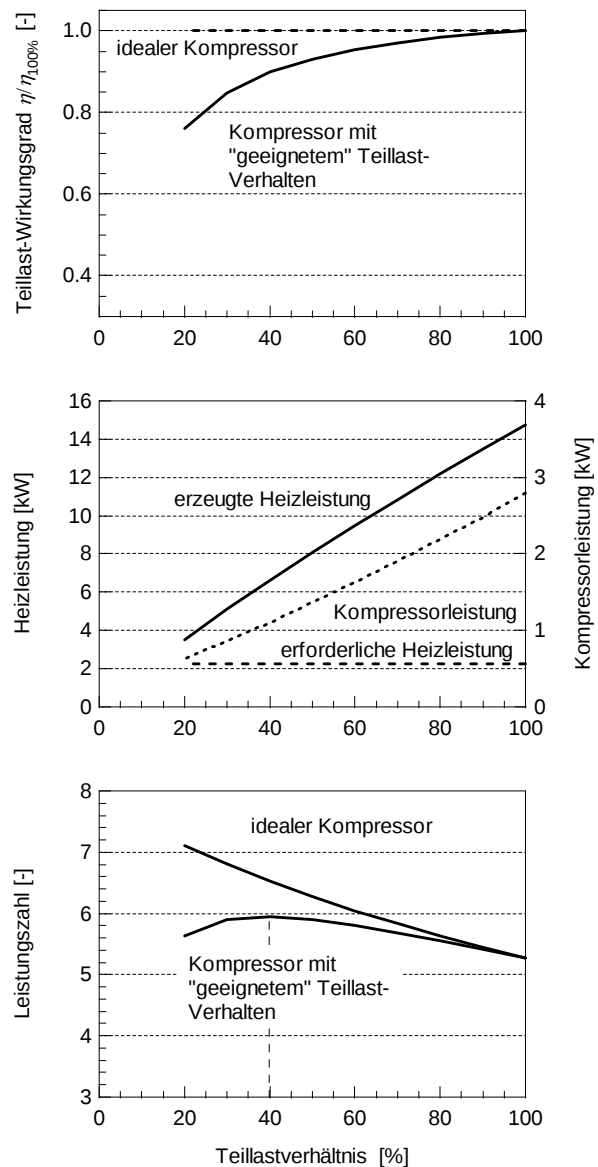


Abb. 7-2: Beispielhafter Verlauf des Teillast-Wirkungsgrades, erzeugte und erforderliche Heizleistung, Kompressorleistung und Leistungszahl ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion des Teillastverhältnisses eines Kompressors mit günstigem Teillastverhalten sowie Leistungszahl eines idealen Kompressors ohne Teillastverluste aus Simulationen für 6°C Umgebungstemperatur, 85% relative Feuchtigkeit und Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

Abb. 7-1 zeigt den beispielhaften Verlauf des Teillast-Wirkungsgrades eines regelbaren Kompressors mit „ungünstigem“ Teillastverhalten und Abb. 7-2 denjenigen eines Kompressors mit einem eher „günstigen“ Teillastverhalten. Es handelt sich hier um exemplarische, aber realistische Beispiele des Teillastverhaltens, welche eine einfache Interpretation des Einflusses des Teillast-Wirkungsgrades erlauben. Zusätzlich sind in beiden Diagrammen jeweils die Verläufe der Teillast-Wirkungsgrade eines idealen Kompressors ohne Teillastverluste (konstanter Wirkungsgrad unabhängig vom Teillastverhältnis) dargestellt. Es wird hier angenommen, dass das Teillastverhältnis (Verhältnis von gefördertem Arbeitsfluidmassenstrom im Teillastbetrieb und Arbeitsfluidmassenstrom bei Volllast) jeweils in einem Bereich von 20–100% eingestellt werden kann, was in etwa dem Bereich typischer, regelbarer Kompressoren entspricht.

In Abb. 7-1 und Abb. 7-2 sind zusätzlich die Verläufe der erzeugten und erforderlichen Heizleistung sowie der Kompressorleistung in Funktion des Teillastverhältnisses für die Kompressoren mit den jeweils unterschiedlichen Teillast-Wirkungsgraden dargestellt (aus Simulationen bei 6°C Umgebungstemperatur, 85% relativer Feuchtigkeit und für die Heizkurve Minergie). Unabhängig vom Verlauf des Teillast-Wirkungsgrades lässt sich die erzeugte Heizleistung bei diesen Betriebsbedingungen mit beiden Kompressoren von knapp 15 kW auf rund 4 kW reduzieren, was eine deutliche Reduktion der Temperaturgefälle in den Wärmeübertrager und damit des Temperaturhubes der WP zur Folge hat. Die Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung ist somit grundsätzlich unabhängig vom Verlauf des Teillast-Wirkungsgrades möglich. Die maximal mögliche Reduktion der erzeugten Heizleistung wird einzig durch das minimal zulässige Teillastverhältnis des Kompressors beschränkt.

Im Gegensatz zur Reduktion der Heizleistung sind die mit sinkendem Teillastverhältnis erreichbare Reduktion der Kompressorleistung und die resultierende Effizienzsteigerung stark abhängig vom Verlauf des Teillast-Wirkungsgrades des jeweiligen Kompressors. Mit dem in Abb. 7-1 dargestellten Verlauf des Teillast-Wirkungsgrades kann die Kompressorleistung durch die Reduktion des Teillastverhältnisses von 2.8 kW bei Volllast auf rund 1 kW reduziert werden. Demgegenüber kann bei Verwendung eines Kompressors mit deutlich höherem Teillast-Wirkungsgrad gemäss Abb. 7-2 die Kompressorleistung von 2.8 kW auf rund 0.6 kW reduziert werden, was sich markant auf die resultierende Leistungszahl im Teillastbetrieb auswirkt. Der in Abb. 7-1 dargestellte ungünstige Verlauf des Teillast-Wirkungsgrades ermöglicht infolge der Reduktion des Teillastverhältnisses nur einen leichten Anstieg der Leistungszahl von 5.28 bei Volllast auf 5.41 bei einem Teillastverhältnis von 70%. Dies entspricht einer Effizienzverbesserung von lediglich 2.5%. Insbesondere bei hohen Umgebungstemperaturen, wie in diesem Beispiel bei 6°C, ist das Potenzial der Leistungsregelung von L/W-WP bei Verwendung effizient regelbarer Kompressoren gross. Der in Abb. 7-2 dargestellte Verlauf des Teillast-Wirkungsgrades ermöglicht beispielsweise einen Anstieg der Leistungszahl von 5.28 bei Volllast auf 5.95 bei einem Teillastverhältnis von 40%, was einer Effizienzsteigerung von 12.7% entspricht.

Eine zwingende Voraussetzung zur Erreichung effizienter L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung ist der Einsatz von Kompressoren mit hohen Teillast-Wirkungsgraden über einen weiten Regelbereich. Dies gilt es bei der Auswahl des Kompressors zwingend zu berücksichtigen. Kompressoren mit einem eher ungünstigen Teillastverhalten wie z.B. gemäss Abb. 7-1 sind für die Verwendung in einer leistungsgeregelten L/W-WP nur bedingt geeignet, da diese gegenüber von L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung nur eine geringe Effizienzverbesserung ermöglichen.

7.2.2 Einfluss des Teillastverhaltens des Kompressors auf die optimale Regelung

Die beispielhaften Verläufe aus Abb. 7-1 und Abb. 7-2 zeigen deutlich, dass der Teillast-Wirkungsgrad des Kompressors einen erheblichen Einfluss auf die Effizienz und die optimale Regelung leistungsgeregelter L/W-WP hat. Nimmt der Gesamtwirkungsgrad eines Kompressors bei Teillast stark ab, kann dies bei „falscher“ Regelung des Kompressors dazu führen, dass die Leistungszahl im Teillastbetrieb unter diejenige einer L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung sinkt. Damit dies vermieden

werden kann, muss die Regelung des Kompressors bzw. der WP bestmöglich auf das Teillastverhalten des Kompressors angepasst werden. Nachfolgend wird aufgezeigt, was bei der Regelung des Kompressors im Teillastbetrieb der WP, also im Betrieb bei Umgebungstemperaturen oberhalb der Auslegungstemperatur, berücksichtigt werden muss.

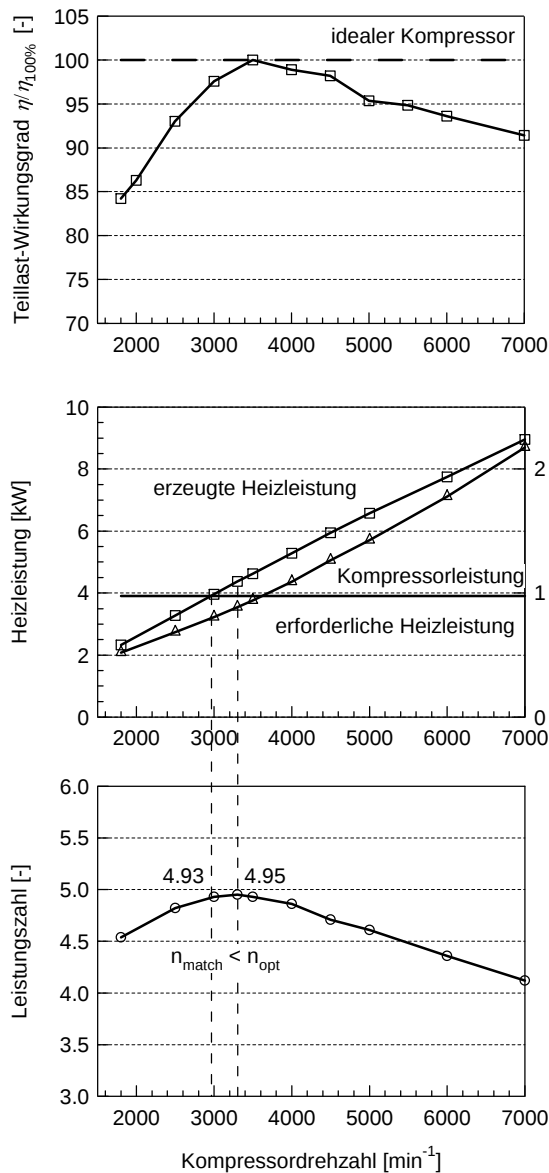


Abb. 7-3: Teillast-Wirkungsgrad, erforderliche und erzeugte Heizleistung, Kompressorleistung und Leistungszahl ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion der Kompressordrehzahl des Inverter-Scroll Kompressors mit Dampfeinspritzung aus Messungen für 0°C Umgebungstemperatur, 85% relative Feuchtigkeit und Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

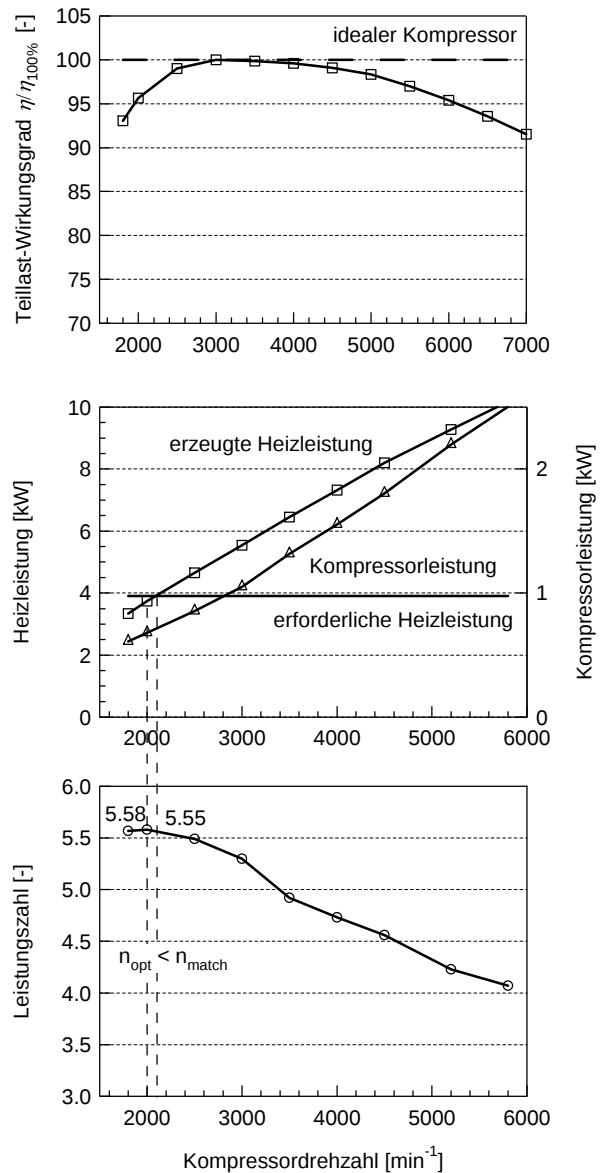


Abb. 7-4: Teillast-Wirkungsgrad, erforderliche und erzeugte Heizleistung, Kompressorleistung und Leistungszahl ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion der Kompressordrehzahl des Inverter-Scroll Kompressors ohne Dampfeinspritzung aus Messungen für 0°C Umgebungstemperatur, 85% relative Feuchtigkeit und Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

Bei Verwendung eines idealen Kompressors ohne Teillastverluste wirken im Teillastbetrieb der WP lediglich die erforderliche Heizleistung und der regelbare Bereich des Kompressors limitierend bezüglich der maximalen Reduktion des Teillastverhältnisses. Treten im Teillastbetrieb keine zusätzlichen Verluste im Kompressor auf, wirkt sich die Reduktion des Teillastverhältnisses und somit der Heizleistung stets positiv auf die Effizienz der WP aus. Zur Erreichung einer maximalen Effizienz kann der regelbare Bereich eines solchen Kompressors vollständig ausgenutzt und die erzeugte Heizleistung soweit möglich kontinuierlich der erforderlichen Heizleistung angepasst werden (vgl. Abb. 7-5 und Abb. 7-6).

Bei realen Kompressoren treten insbesondere im Teillastbetrieb Verluste (Teillastverluste) auf, welche die erreichbare Effizienz der WP reduzieren. Aus diesem Grund gibt es im Teillastbetrieb der WP (bei höheren Umgebungstemperaturen) nebst dem regelbaren Bereich des Kompressors insbesondere zwei weitere limitierende Faktoren bezüglich der maximalen Reduktion des Teillastverhältnisses bzw. der Drehzahl des Kompressors. Diese zwei limitierenden Faktoren gilt es zur Erreichung einer bestmöglichen Effizienz zwingend zu berücksichtigen. Es handelt sich einerseits um die erforderliche Heizleistung, welche stets gedeckt werden muss, und andererseits um die maximal erreichbare Effizienz, welche massgeblich durch das Teillastverhalten des Kompressors beeinflusst wird.

In Abb. 7-3 und Abb. 7-4 sind die aus experimentellen Untersuchungen ermittelten Teillast-Wirkungsgrade des Inverter-Scroll Kompressors ohne Dampfeinspritzung und des Inverter-Scroll Kompressors mit Dampfeinspritzung in Funktion der Kompressordrehzahl dargestellt. Der regelbare Bereich der Kompressordrehzahl beträgt bei beiden Kompressoren $1800\text{--}7000\text{ min}^{-1}$, was einem Frequenzbereich von $30\text{--}117\text{ Hz}$ entspricht. Den maximalen Teillast-Wirkungsgrad erreichen beide Kompressoren bei einer Drehzahl von rund 3500 min^{-1} (58 Hz). Weiter sind Abb. 7-3 und Abb. 7-4 die Verläufe der erforderlichen Heizleistung sowie die gemessenen Verläufe der erzeugten Heizleistung, der Kompressorleistung und der Leistungszahlen, welche bei Verwendung dieser Kompressoren resultieren, in Abhängigkeit der Kompressordrehzahl dargestellt. Es handelt sich dabei um Messdaten, welche bei 0°C Umgebungstemperatur, 85% rel. Feuchtigkeit sowie bei Heizwasser-Zuständen gemäss Heizkurve Minergie erhoben wurden.

Weist der verwendete Kompressor über den gesamten Drehzahlbereich relativ hohe Teillast-Wirkungsgrade auf, wie z.B. gemäss Abb. 7-4 der Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung, wirkt bei den hier vorherrschenden Betriebsbedingungen bei 0°C Umgebungstemperatur lediglich die erforderliche Heizleistung limitierend bezüglich der maximalen Reduktion des Teillastverhältnisses bzw. der Kompressordrehzahl (vgl. Abb. 7-4). Durch die vollständige Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung lässt sich die Leistungszahl von 4.07 bei einer Kompressordrehzahl von 5800 min^{-1} auf 5.55 im Betrieb mit angepasster Heizleistung steigern (Kompressordrehzahl $n_{\text{match}} = 2100\text{ min}^{-1}$). Der Verlauf der Leistungszahl in Funktion des Teillastverhältnisses in Abb. 7-4 zeigt, dass die Effizienz der WP bei Verwendung des Inverter-Scroll Kompressors ohne Dampfeinspritzung noch weiter verbessert werden könnte, wenn die Kompressordrehzahl bei diesen Betriebsbedingungen weiter reduziert würde. Dies ist jedoch nicht zulässig, da die erforderliche Heizleistung infolge einer weiteren Reduktion der Kompressordrehzahl auf $n_{\text{opt}} = 2000\text{ min}^{-1}$ nicht mehr gedeckt werden könnte.

Bei Verwendung eines Kompressors mit etwas stärker abfallenden Teillast-Wirkungsgraden, wie z.B. gemäss Abb. 7-3 der Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung, darf die erzeugte Heizleistung bei diesen Betriebsbedingungen (bei 0°C Umgebungstemperatur) aus Effizienzgründen nicht vollständig der erforderlichen Heizleistung angepasst werden. Die bestmögliche Effizienz der WP resultiert bei einer Kompressordrehzahl von $n_{\text{opt}} = 3300\text{ min}^{-1}$ bzw. bei einem Teillastverhältnis von 47% . Bei diesen Betriebsbedingungen beträgt die Leistungszahl 4.95 , die erforderliche Heizleistung 3.9 kW und die erzeugte Heizleistung 4.4 kW . Die WP muss somit zur Erreichung maximaler Leistungszahlen bei reduzierter Leistung (Kompressordrehzahl $n_{\text{opt}} = 3300\text{ min}^{-1}$) im Taktbetrieb (Ein/Aus-Regelung) betrieben werden. Wird die erzeugte Heizleistung vollständig der erforderlichen Heizleistung

angepasst, hat dies aufgrund des Teillastverhaltens eine Effizienzeinbusse zur Folge. Die Leistungszahl wird infolge der strikten Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung durch Reduktion der Kompressordrehzahl auf $n_{\text{match}} = 3000 \text{ min}^{-1}$ auf 4.93 reduziert. Bei der Verwendung von Kompressoren mit stark abfallenden Teillast-Wirkungsgraden kann die strikte Anpassung der erzeugten Heizleistung sogar dazu führen, dass die Leistungszahl unter diejenige abfällt, welche im Vollastbetrieb (Ein/Aus-Regelung) erreicht werden kann.

Die in Abb. 7-5 dargestellten Verläufe der Leistungszahlen in Funktion der Umgebungstemperatur zeigen den Einfluss der Regelung auf die erreichbare Effizienz deutlich. Abb. 7-5 zeigt die Verläufe der Leistungszahlen mit Ein/Aus-Regelung und Leistungsregelung des Kompressors bei Verwendung eines idealen Kompressors (ohne Teillastverluste) sowie bei Verwendung des Inverter-Scroll Kompressors mit Dampfeinspritzung mit dem Teillastverhalten gemäss Abb. 7-3 in Funktion der Umgebungstemperatur.

Wird die erzeugte Heizleistung bei Verwendung des Inverter-Scroll Kompressors mit Dampfeinspritzung durch Ausnutzung des gesamten regelbaren Bereichs ($1800\text{--}7000 \text{ min}^{-1}$) soweit möglich konsequent der erforderlichen Heizleistung angepasst (kontinuierliche Leistungsregelung gemäss Heizkurve), sinkt die Effizienz bei Umgebungstemperaturen oberhalb 2°C auf diejenige einer L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung. Bei dieser Regelung erfolgt die konsequente Anpassung der erforderlichen an die erzeugte Heizleistung bei Umgebungstemperaturen im Bereich von -10°C bis 4°C (vgl. Abb. 7-6). Dazu wird das Teillastverhältnis des Kompressors von 100% bei -10°C auf 26% bei 4°C nahezu linear reduziert, d.h. der zulässige Drehzahlbereich des Kompressors wird vollständig ausgenutzt. Bei Umgebungstemperaturen über 4°C wird die WP bei maximal reduziertem Teillastverhältnis bzw. bei minimaler Kompressordrehzahl (1800 min^{-1}) im Taktbetrieb betrieben. Der resultierende Verlauf der Leistungszahl zeigt deutlich, dass die strikte Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung ohne Berücksichtigung des Teillastverhaltens des jeweiligen Kompressors zu schlechten Leistungszahlen führen kann. Bei Kompressoren mit stark abfallendem Teillast-Wirkungsgrad bei niedrigen Drehzahlen kann die Leistungszahl bei höheren Umgebungstemperaturen infolge einer konsequenten Anpassung der Heizleistung sogar geringer ausfallen als bei L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung.

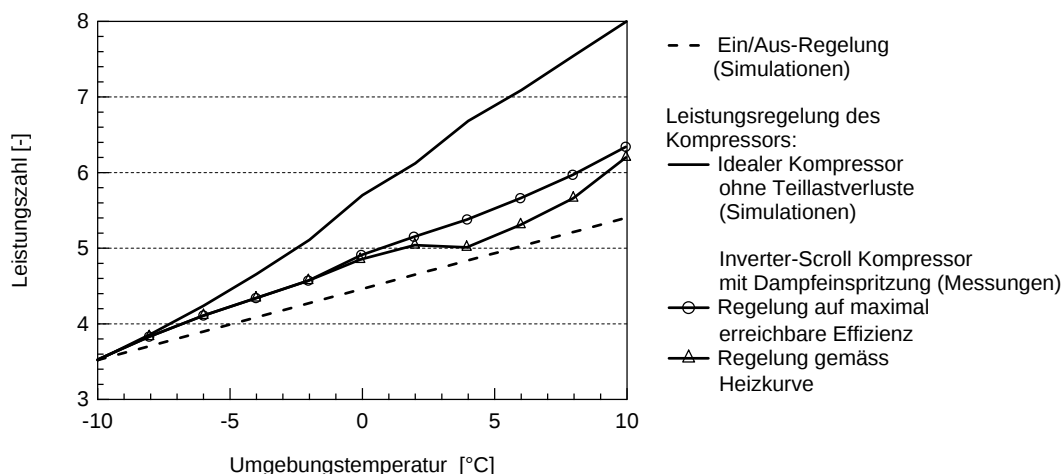


Abb. 7-5: Leistungszahl mit Ein/Aus-Regelung und mit Leistungsregelung des Kompressors bei Verwendung eines idealen Kompressors aus Simulationen sowie Leistungszahl bei Verwendung des Inverter-Scroll Kompressors mit Dampfeinspritzung aus Messungen ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung, Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

Bei Verwendung des Inverter-Scroll Kompressors mit Dampfeinspritzung mit Teillastverhalten gemäss Abb. 7-3 kann die Effizienz, wenn dieser so geregelt wird, dass die Leistungszahl der L/W-WP stets maximal ist (Regelung auf maximale Effizienz), gegenüber L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung massgeblich verbessert werden (18% bei 10°C Umgebungstemperatur). Bei dieser Regelung wird die erzeugte Heizleistung nur soweit der erforderlichen Heizleistung angepasst wie dadurch eine Effizienzverbesserung, d.h. eine Erhöhung der Leistungszahl erzielt werden kann (vgl. Abb. 7-3 und Abb. 7-4). Infolge des Verlaufs des Teillast-Wirkungsgrades des Inverter-Scroll-Kompressors mit Dampfeinspritzung gemäss Abb. 7-3 erfolgt die Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung für Umgebungstemperaturen im Bereich von -10°C bis -2°C (vgl. Abb. 7-6). Bei Temperaturen oberhalb -2°C wird die WP bei reduzierter Kompressordrehzahl $n_{\text{opt}} = 3300 \text{ min}^{-1}$ (Teillastverhältnis 47%) im Ein/Aus-Betrieb betrieben, da eine weitere Reduktion des Kompressordrehzahl eine Verschlechterung der Effizienz zu Folge hätte.

Umso besser das Teillastverhalten bzw. der Verlauf des Teillast-Wirkungsgrad eines Kompressors ist, desto grösser wird der Bereich des Teillastverhältnisses, welcher für eine effiziente Leistungsregelung verwendet werden kann. Ausserdem wirkt sich eine „falsche“ Regelung des Kompressors deutlich weniger nachteilig auf die Effizienz der L/W-WP aus.

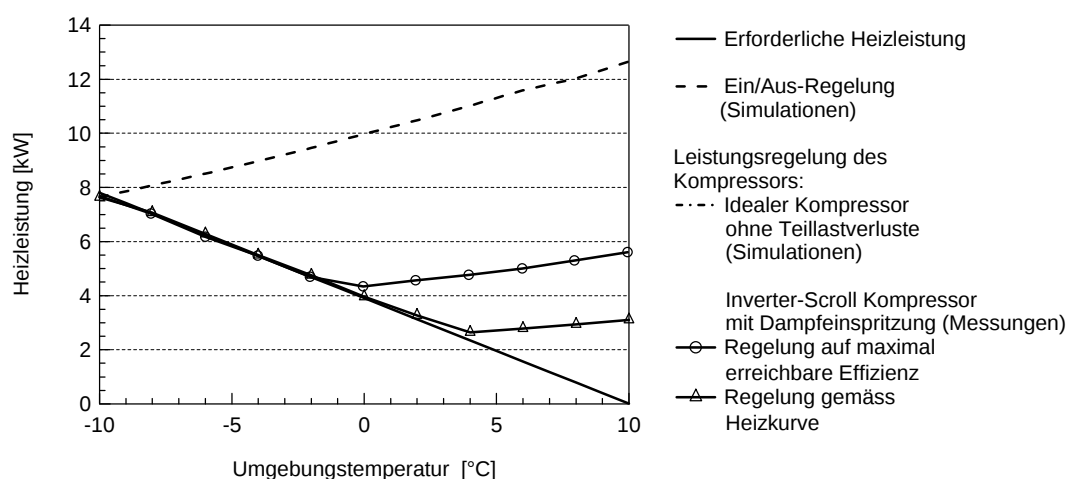


Abb. 7-6: Erforderliche Heizleistung und erzeugte Heizleistung mit Ein/Aus-Regelung sowie mit Leistungsregelung des Kompressors bei Verwendung eines idealen Kompressors aus Simulationen bzw. bei Verwendung des Inverter-Scroll Kompressors mit Dampfeinspritzung aus Messungen Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

Das theoretische Potenzial der kontinuierlichen Leistungsregelung ist in Abb. 7-5 mit den Verläufen der Leistungszahl dargestellt, welche bei Verwendung eines idealen Kompressors ohne Teillastverluste (konstanter Wirkungsgrad) erreicht werden kann. Unter der Annahme, dass der regelbare Bereich noch grösser wäre (minimales Teillastverhältnis < 26%), könnten mit einem idealen Kompressor insbesondere bei hohen Umgebungstemperaturen noch bessere Leistungszahlen erzielt werden als dass sie in Abb. 7-5 dargestellt sind (vgl. WEXA [2]).

7.2.3 Abhängigkeiten des optimalen Teillastverhältnisses des Kompressors

Die in Abb. 7-3 und Abb. 7-4 dargestellten Verläufe der Leistungszahlen in Funktion des Teillastverhältnisses verdeutlichen, dass das Teillastverhältnis realer, mit Verlusten behafteter Kompressoren nicht beliebig stark reduziert werden darf, da eine zu starke Reduktion eine Verschlechterung der erreichbaren Effizienz der WP zur Folge hat. Wie stark das Teillastverhältnis zur Erreichung bestmöglicher Leistungszahlen reduziert werden darf, ist neben der erforderlichen Heizleistung massgeblich vom Verlauf des Teillast-Wirkungsgrades des verwendeten Kompressors

abhängig. Bei der Ermittlung der optimalen Regelung des Kompressors muss der Entwicklungsingenieur das Teillastverhalten des Kompressors genau kennen und sich bewusst sein, welche Grössen das „optimale“ Teillastverhältnis bzw. die optimale Kompressordrehzahl beeinflussen. Aus diesem Grund wird nachfolgend dargestellt, wie sich verschiedene quellen- und senkenseitige Betriebsbedingungen der WP auf das „optimale“ Teillastverhältnis, welches aus Effizienzgründen nicht unterschritten werden soll, auswirken.

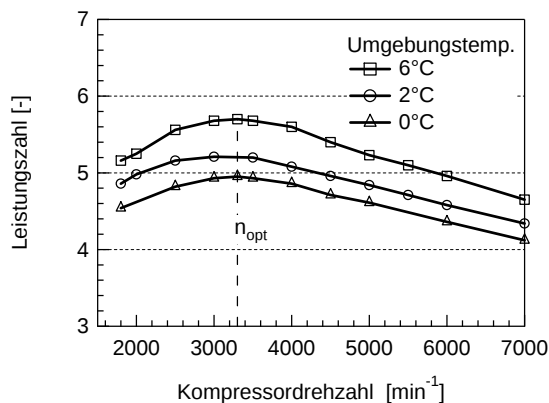


Abb. 7-7: Leistungsanzahl ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion der Kompressordrehzahl des Inverter-Scroll Kompressors mit Dampfeinspritzung aus Messungen für 0°C, 2°C und 6°C Umgebungstemperatur, 85% relative Feuchtigkeit, 3360 m³/h Luftvolumenstrom, Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

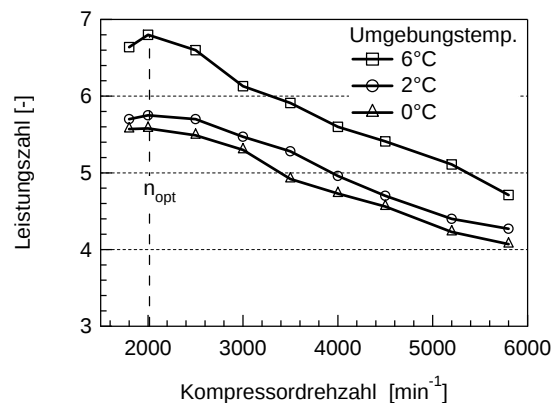


Abb. 7-8: Leistungsanzahl ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion der Kompressordrehzahl des Inverter-Scroll Kompressors ohne Dampfeinspritzung aus Messungen für 0°C, 2°C und 6°C Umgebungstemperatur, 85% relative Feuchtigkeit, 3360 m³/h Luftvolumenstrom, Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

In Abb. 7-7 und Abb. 7-8 sind die Verläufe der gemessenen Leistungsanzahlen der WP ohne Berücksichtigung des Ventilators in Funktion des Teillastverhältnisses für drei verschiedene Umgebungstemperaturen (0°C, 2°C und 6°C) dargestellt. Diese sind gültig bei der Verwendung des Inverter-Scroll Kompressors ohne Dampfeinspritzung mit dem Teillastverhalten gemäss Abb. 7-4 bzw. bei Verwendung des Inverter-Scroll Kompressors mit Dampfeinspritzung mit dem Teillastverhalten gemäss Abb. 7-3.

Die optimale Kompressordrehzahl bzw. das optimale Teillastverhältnis, welches im Teillastbetrieb aus Effizienzgründen keinesfalls unterschritten werden soll, ist nahezu unabhängig von der Umgebungstemperatur. Dies trifft bei der Verwendung der WP in einem Gebäude mit flacher Heizkurve, wie z.B. in einem Gebäude nach Minergie-Standard (vgl. Abb. 7-7 und Abb. 7-8) vollständig zu. Je besser der Verlauf des Teillast-Wirkungsgrades des Kompressor, desto stärker darf das Teillastverhältnis bzw. die Kompressordrehzahl reduziert werden – bei Kompressoren mit einem Teillastverhalten gemäss Abb. 7-4 (Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung) beispielsweise bis auf maximal 29%. Bei Kompressoren mit etwas stärker abfallenden Teillastwirkungsgraden wie z.B. gemäss Abb. 7-3 der Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung darf das Teillastverhältnis lediglich bis auf rund 47% reduziert werden.

Bei Verwendung der leistungsgeregelten WP in einem Gebäude mit einer eher steilen Heizkurve und hohen Heizwassertemperaturen, wie z.B. in einem sanierten Altbau, ist das optimale Teillastverhältnis nur bedingt unabhängig von der Umgebungstemperatur (vgl. Abb. 7-9 und Abb. 7-10). Insbesondere wenn die WP mit einem Kompressor mit gutem Teillastverhalten und hohen Teillastwirkungsgraden

ausgerüstet ist, kann sich die optimale Kompressordrehzahl bzw. das optimale Teillastverhältnis mit steigender Umgebungstemperatur leicht nach unten verschieben (vgl. Abb. 7-10). Weist der Kompressor ein Teillastverhalten wie z.B. gemäss Abb. 7-4 (Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung) auf, darf das Teillastverhältnis zur Erreichung bestmöglicher Leistungszahlen bei 0°C Umgebungstemperatur bis auf maximal 36% reduziert werden. Bei einer Umgebungstemperatur von 12°C kann die Leistungszahl der WP durch die Reduktion des Teillastverhältnisses hingegen bis auf maximal 29% kontinuierlich gesteigert werden. Bei Kompressoren mit etwas stärker abfallenden Teillastwirkungsgraden, wie z.B. gemäss Abb. 7-3 der Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung, ist das optimale Teillastverhältnis bzw. die optimale Kompressordrehzahl auch bei steilen Heizkurven mit hohen Heizwassertemperaturen weniger stark abhängig von der Umgebungstemperatur (vgl. Abb. 7-9).

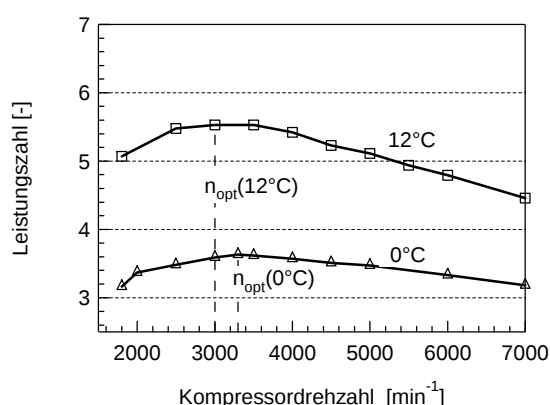


Abb. 7-9: Leistungszahl ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion der Kompressordrehzahl des Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung aus Messungen für 0°C und 12°C Umgebungstemperatur, 85% relative Feuchtigkeit, 3360 m³/h Luftvolumenstrom, Heizkurve sanierter Altbau (38°C Rücklauftemperatur, 46°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

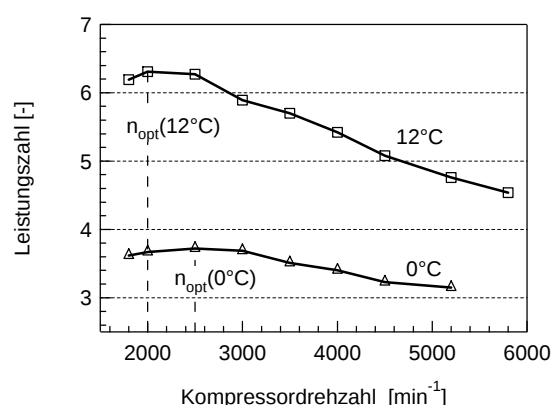


Abb. 7-10: Leistungszahl ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion der Kompressordrehzahl des Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung aus Messungen für 0°C und 12°C Umgebungstemperatur, 85% relative Feuchtigkeit, 3360 m³/h Luftvolumenstrom, Heizkurve sanierter Altbau (38°C Rücklauftemperatur, 46°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

In Abb. 7-11 und Abb. 7-12 sind die Verläufe der resultierenden Leistungszahlen der WP wiederum ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion des Teillastverhältnisses für zwei verschiedene relative Feuchtigkeiten der Umgebungsluft (85% und 95%) dargestellt. Diese Verläufe sind gültig bei Verwendung des Inverter-Scroll Kompressors mit Dampfeinspritzung bzw. des Inverter-Scroll Kompressors ohne Dampfeinspritzung.

Die optimale Kompressordrehzahl bzw. das optimale Teillastverhältnis, welches im Teillastbetrieb nicht unterschritten werden soll, ist nicht abhängig von der relativen Feuchtigkeit der Umgebungsluft. Unabhängig von der relativen Feuchtigkeit beträgt das optimale Teillastverhältnis bei Verwendung des Inverter-Scroll Kompressors mit Dampfeinspritzung mit dem Teillastwirkungsgrad gemäss Abb. 7-3 rund 47% bzw. 29% bei Verwendung des Inverter-Scroll Kompressors ohne Dampfeinspritzung mit Teillastverhalten gemäss Abb. 7-4.

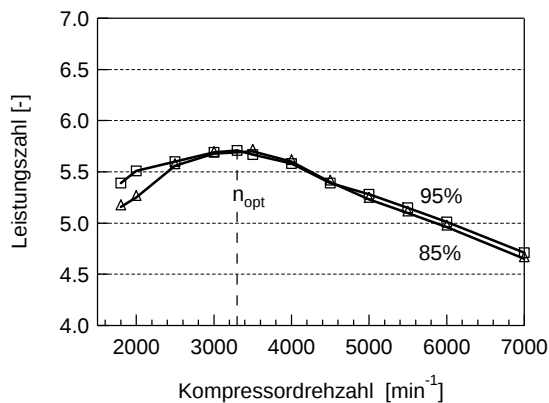


Abb. 7-11: Leistungsanzahl ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion der Kompressorleistung des Inverter-Scroll Kompressors mit Dampfeinspritzung aus Messungen für 85% und 95% relative Feuchtigkeit, 6°C Umgebungstemperatur, 3360 m^3/h Luftvolumenstrom, Heizkurve Minergie (25°C Rücklauf-temperatur, 30°C Vorlauf-temperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

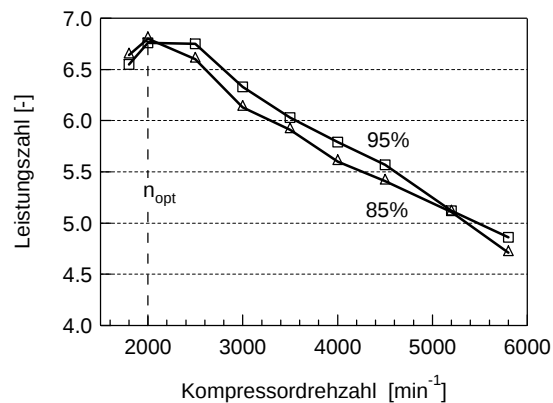


Abb. 7-12: Leistungsanzahl ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion der Kompressorleistung des Inverter-Scroll Kompressors ohne Dampfeinspritzung aus Messungen für 85% und 95% relative Feuchtigkeit, 6°C Umgebungstemperatur, 3360 m^3/h Luftvolumenstrom, Heizkurve Minergie (25°C Rücklauf-temperatur, 30°C Vorlauf-temperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

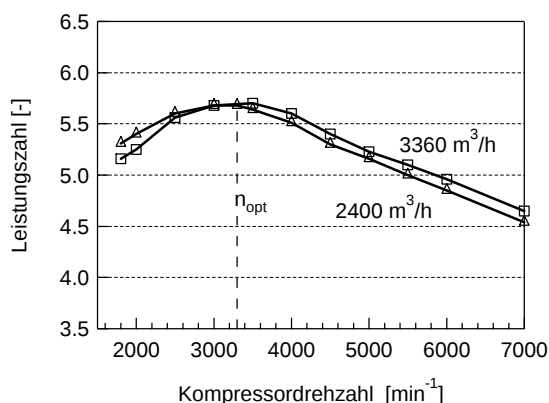


Abb. 7-13: Leistungsanzahl ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion der Kompressorleistung des Inverter-Scroll Kompressors mit Dampfeinspritzung aus Messungen bei 2400 m^3/h und 3360 m^3/h Luftvolumenstrom, 6°C Umgebungstemperatur, 85% rel. Feuchtigkeit, Heizkurve Minergie (25°C Rücklauf-temperatur, 30°C Vorlauf-temperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

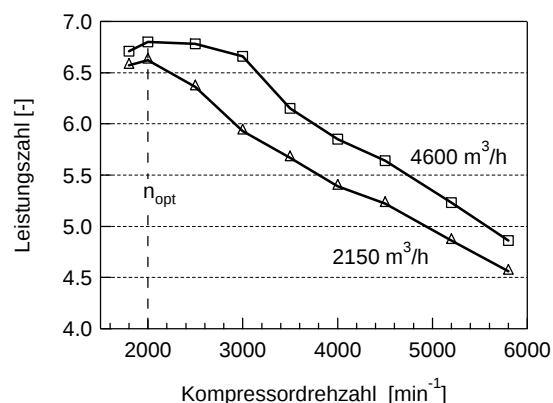


Abb. 7-14: Leistungsanzahl ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion der Kompressorleistung des Inverter-Scroll Kompressors ohne Dampfeinspritzung aus Messungen bei 2150 m^3/h und 4600 m^3/h Luftvolumenstrom, 6°C Umgebungstemperatur, 85% rel. Feuchtigkeit, Heizkurve Minergie (25°C Rücklauf-temperatur, 30°C Vorlauf-temperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

Ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung ist die optimale Kompressorleistung bzw. das optimale Teillastverhältnis zusätzlich unabhängig vom Luftvolumenstrom. Dies kann mit den in Abb. 7-13 und Abb. 7-14 dargestellten Verläufen der Leistungsanzahl (ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung) in Funktion des Teillastverhältnisses bestätigt werden. Dargestellt sind jeweils die resultierenden Verläufe für zwei verschiedene Luftvolumenströme bei Verwendung des Inverter-Scroll Kompressors

mit Dampfeinspritzung mit Teillastverhalten gemäss Abb. 7-3 bzw. bei Verwendung des Inverter-Scroll Kompressors ohne Dampfeinspritzung mit dem Teillastverhalten gemäss Abb. 7-4. Unabhängig vom Luftvolumenstrom beträgt das optimale Teillastverhältnis bei Verwendung des Inverter-Scroll Kompressors mit Dampfeinspritzung rund 47% bzw. 29% bei Verwendung des Inverter-Scroll Kompressors ohne Dampfeinspritzung.

Das optimale Teillastverhältnis bzw. die optimale Kompressordrehzahl, welche im Teillastbetrieb der WP nicht unterschritten werden soll, kann somit, wie in den vorherigen Abbildungen dargestellt, für einen gegebenen Kompressor nahezu unabhängig vom quellen- und senkenseitigen Betriebszustand der WP experimentell ermittelt werden. Ist das Verhalten des Kompressors im Teillastbetrieb bekannt (z.B. anhand von Herstellerangaben) kann das optimale Teillastverhältnis bzw. die optimale Kompressordrehzahl auch mittels Simulationen ermittelt werden.

Für eine einfache Interpretation des Einflusses des Teillastverhaltens des Kompressors wurde die Ventilatorleistung in den hier aufgeführten Darstellungen jeweils nicht berücksichtigt. Auf diese Weise kann „einfach“ aufgezeigt werden, dass die maximale Reduktion des Teillastverhältnisses bzw. der Kompressordrehzahl im Teillastbetrieb durch zwei verschiedene Faktoren limitiert wird. Einerseits handelt es sich dabei um die erforderliche Heizleistung, welche stets gedeckt werden muss, und andererseits um die maximal erreichbare Effizienz. Die anhand der Leistungszahlen ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung ermittelten optimalen Teillastverhältnisse, welche zur Erreichung bestmöglicher Leistungszahlen nicht unterschritten werden sollen, sind somit nur dann vollständig gültig, wenn die WP neben dem Kompressor keine weiteren Verbraucher aufweisen würde. Aus diesem Grund wird in einem weiteren Schritt dargestellt, wie sich die zusätzlich erforderliche Leistung für den Betrieb des Ventilators auf die optimale Regelung des Kompressors und bei simultaner Regelung von Kompressor und Ventilator zusätzlich auf die optimale Regelung des Ventilators auswirkt. Dabei wird zwischen den beiden grundlegenden Regelstrategien, der alleinigen Leistungsregelung des Kompressors, und der simultanen Regelung von Kompressor und Ventilator unterschieden.

7.3 Alleinige Leistungsregelung des Kompressors

Nachfolgend wird aufgezeigt, was bei einer alleinigen Leistungsregelung des Kompressors beachtet werden muss. Bei dieser Regelstrategie wird der Ventilator unabhängig vom Betriebszustand bei konstanter Drehzahl betrieben. Da der Ventilator bei dieser Regelstrategie mit konstanter Leistung, im Gegensatz zur Ein/Aus-Regelung, nahezu kontinuierlich arbeitet, entscheiden neben dem Teillastverhalten des Kompressors, der Gesamtwirkungsgrad sowie die aufgenommene elektrische Leistung des Ventilators, ob eine Effizienzsteigerung der WP gelingt (vgl. WEXA [2]). Zwingende Voraussetzungen bei dieser Regelstrategie sind daher der Einsatz effizienter Ventilatoren, eine einwandfreie Abstimmung von Ventilator und Verdampfer sowie die geeignete Wahl der Ventilatordrehzahl bzw. des Luftvolumenstroms. Der Einfluss des Gesamtwirkungsgrades und somit der Effizienz des Ventilators wird in WEXA [2] ausgiebig diskutiert. In Kapitel 6.2 wird aufgezeigt, was bei der Dimensionierung und Auswahl von Verdampfer und Ventilator berücksichtigt werden muss, so dass eine optimale Abstimmung dieser Komponenten aufeinander erreicht werden kann. Nachfolgend wird aufgezeigt, wie die optimale Regelung des Kompressors bzw. die erreichbare Effizienz durch die Wahl des geförderten Luftvolumenstromes beeinflusst wird. Dabei wird vorausgesetzt, dass effiziente Ventilatoren (Gesamtwirkungsgrad > 30%) verwendet werden, welche bestmöglich auf den Verdampfer abgestimmt sind.

In Kapitel 7.2.2 wurde gezeigt, dass der Verlauf des Teillastwirkungsgrades bzw. das Teillastverhalten des Kompressors einen entscheidenden Einfluss auf die optimale Regelung des Kompressors und erreichbare Effizienz leistungsgeregelter L/W-WP hat. Es wurde gezeigt, dass die maximale Reduktion des Teillastverhältnisses des Kompressors bzw. der Kompressordrehzahl im Teillastbetrieb der WP durch zwei Faktoren limitiert wird. Einerseits handelt es sich dabei um die erforderliche Heizleistung, welche stets gedeckt werden muss, und andererseits um die maximal erreichbare Effizienz. Es wurde gezeigt, dass das optimale Teillastverhältnis bzw. die optimale Kompressordrehzahl n_{opt} , welche im Teillastbetrieb aus Effizienzgründen nicht unterschritten werden darf, nahezu unabhängig ist von der Umgebungstemperatur, der relativen Feuchtigkeit sowie vom Luftvolumenstrom. Bei Verwendung des Inverter-Scroll Kompressors mit Dampfeinspritzung darf das Teillastverhältnis beispielsweise unabhängig von der Umgebungstemperatur, der relativen Feuchtigkeit und vom Luftvolumenstrom nicht unter rund 47% reduziert werden, da dies zu einer Verschlechterung der resultierenden Leistungszahl (ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung) führen würde (vgl. Abb. 7-15). Für eine einfachere Interpretation wurde dies mit den Verläufen der Leistungszahl ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion des Teillastverhältnisses bzw. der Kompressordrehzahl aufgezeigt. Die gemäss Kapitel 7.2 ermittelten optimalen Teillastverhältnisse sind somit nur dann vollständig gültig, wenn die WP neben dem Kompressor keine zusätzlichen Verbraucher, wie z.B. einen Ventilator, aufweist. Zusätzliche Verbraucher können sich insbesondere bei einer alleinigen Leistungsregelung des Kompressors stark nachteilig auf die maximal erreichbare Effizienz auswirken.

Wird lediglich der Kompressor leistungsgeregt und der Ventilator mit konstanter Drehzahl betrieben, hat insbesondere die Wahl des Luftvolumenstromes aufgrund der Abhängigkeit der Ventilatorleistung vom Luftvolumenstrom ($P_V \sim \dot{V}_L^3$) einen erheblichen Einfluss auf die erreichbare Effizienz der WP und die optimale Regelung des Kompressors. Bei Volllast des Kompressors wirkt sich ein zu hoher Luftvolumenstrom nur geringfügig nachteilig auf die Effizienz der WP aus. Insbesondere im Teillastbetrieb der WP können zu grosse Luftvolumenströme und die damit verbundenen hohen Ventilatorleistungen die maximal erreichbaren Leistungszahlen jedoch erheblich reduzieren (vgl. Abb. 7-16). Ausserdem wird infolge zu grosser Luftvolumenströme der mit Effizienzsteigerungen verbundene nutzbare Bereich der Teillastverhältnisse des Kompressors bzw. der Kompressordrehzahl verkleinert, d.h. die optimale Kompressordrehzahl, welche aus Effizienzgründen nicht unterschritten werden soll, verschiebt sich mit zunehmendem Luftvolumenstrom zu höheren Drehzahlen (vgl. Abb. 7-15). Dies hat zur Folge, dass der Bereich der Umgebungstemperaturen, in welchem ein

kontinuierlicher Betrieb der WP durch exakte Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung möglich ist, verkleinert wird. Beide Effekte wirken sich nachteilig auf die erreichbare JAZ aus.

7.3.1 Strategie zur optimalen Regelung bei alleiniger Leistungsregelung des Kompressors

Wird das nachfolgend beschriebene Vorgehen zur Ermittlung des erforderlichen Luftvolumenstromes sowie der optimalen Kompressordrehzahl eingehalten und die Regelung gemäss der dargestellten Strategie umgesetzt, resultieren im Vergleich zur Ein/Aus-Regelung auch bei der alleinigen Leistungsregelung des Kompressors deutlich bessere JAZ.

1. Ermittlung des optimalen Luftvolumenstromes im Vollastbetrieb

Bei der alleinigen Leistungsregelung des Kompressors ist es wichtig, dass der Luftvolumenstrom und damit die Ventilatorleistung so klein wie möglich gehalten werden. Es ist jedoch darauf zu achten, dass der Luftvolumenstrom nicht zu klein gewählt wird, da dies zu Problemen im Vollastbetrieb des Kompressors führen kann. Beispielsweise kann es sein, dass die erforderliche Heizleistung bei tiefen Umgebungstemperaturen (nahe dem Auslegungspunkt) nicht mehr aufgebracht werden kann. Wird die WP zusätzlich für die Brauchwarmwasseraufbereitung verwendet, kann ein zu kleiner Luftvolumenstrom bei hohen Quellentemperaturen zu einer schlechten Effizienz bei der Brauchwarmwasseraufbereitung unter Vollast der WP führen. Bei der Wahl des Luftvolumenstromes muss daher ein geeigneter Kompromiss bezüglich Effizienz im Teillastbetrieb der WP, sowie bezüglich Effizienz und Funktion im Vollastbetrieb (bei tiefen Umgebungstemperaturen oder bei der Brauchwarmwasseraufbereitung) eingegangen werden.

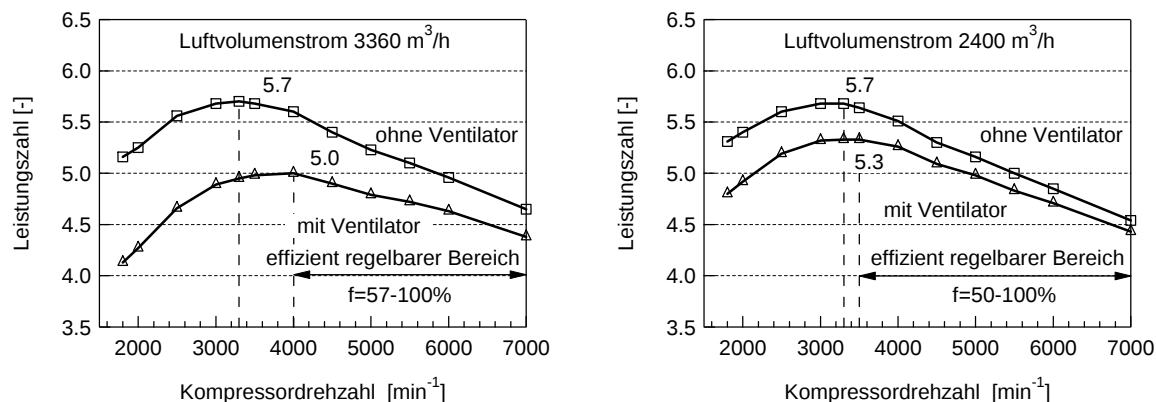


Abb. 7-15: Leistungszahl mit und ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion der Kompressordrehzahl des Inverter-Scroll Kompressors mit Dampfeinspritzung aus Messungen bei 3360 m³/h und 2400 m³/h Luftvolumenstrom, 6°C Umgebungstemperatur, 85% rel. Feuchtigkeit, Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

Abb. 7-15 zeigt die resultierenden Leistungszahlen mit und ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion der Kompressordrehzahl bei Verwendung des Inverter-Scroll Kompressors mit Dampfeinspritzung für einen Luftvolumenstrom von 3360 m³/h und 2400 m³/h (aus Messungen bei 6°C Umgebungstemperatur, 85% relative Feuchtigkeit und Heizkurve Minergie). Die Abbildungen zeigen deutlich, dass hohe Luftvolumenströme und die damit verbundenen grossen Ventilatorleistungen die erreichbare Leistungszahl mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung im Teillastbetrieb der WP nachteilig beeinflussen. Bei einem Luftvolumenstrom von 3360 m³/h kann die Leistungszahl mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung durch die Reduktion der Kompressordrehzahl von rund 4.38 bei Vollast auf maximal 5.00 bei einem Teillastverhältnis von 57% (4000 min⁻¹) gesteigert werden. Bei einem Luftvolumenstrom von 2400 m³/h kann die Leistungszahl

dagegen infolge der Reduktion der Kompressordrehzahl von 4.43 bei Volllast auf 5.33 bei einem Teillastverhältnis von 50% (3500 min^{-1}) gesteigert werden.

Zu grosse Luftvolumenströme und die damit verbundenen hohen Ventilatorleistungen vermindern nicht nur die maximal erreichbaren Leistungszahlen im Teillastbetrieb der WP, sondern reduzieren auch den mit Effizienzsteigerungen verbundenen, nutzbaren Bereich der Teillastverhältnisse des Kompressors. Bei Verwendung des Inverter-Scroll-Kompressors mit Dampfeinspritzung und einem Luftvolumenstrom von $3360 \text{ m}^3/\text{h}$, darf die Kompressordrehzahl zur Erreichung bestmöglicher Leistungszahlen im Teillastbetrieb beispielsweise auf maximal 4000 min^{-1} reduziert werden. Bei einem Luftvolumenstrom von $2400 \text{ m}^3/\text{h}$ kann die Kompressordrehzahl hingegen auf maximal 3500 min^{-1} reduziert werden (vgl. Abb. 7-15). Dadurch wird der Bereich der Umgebungstemperaturen, in welchem ein kontinuierlicher Betrieb der WP durch exakte Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung möglich ist, vergrößert und die erreichbare JAZ verbessert.

Besonders bei Verwendung von Kompressoren mit sehr gutem Teillastverhalten ist der Einfluss des Luftvolumenstromes und damit der Ventilatorleistung auf die erreichbaren Leistungszahlen im Teillastbetrieb und den effizient regelbaren Bereich der Kompressordrehzahlen gross. Abb. 7-16 zeigt die resultierenden Leistungszahlen mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung des L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung in Funktion der Kompressordrehzahl für drei verschiedene Luftvolumenströme ($4600 \text{ m}^3/\text{h}$, $3360 \text{ m}^3/\text{h}$ und $2150 \text{ m}^3/\text{h}$). Die Verbesserung der maximal erreichbaren Leistungszahl im Teillastbetrieb infolge kleinerer Luftvolumenströme ist markant. Bei einem Luftvolumenstrom von $4600 \text{ m}^3/\text{h}$ beträgt die maximal erreichbare Leistungszahl 5.16. Bei einem Luftvolumenstrom von $2150 \text{ m}^3/\text{h}$ beträgt die maximal erreichbare Leistungszahl aufgrund der deutlich kleineren Ventilatorleistung dagegen 6.10. Weiter wird die minimale bzw. optimale Kompressordrehzahl von rund 3000 min^{-1} bei einem Luftvolumenstrom von $4600 \text{ m}^3/\text{h}$ auf rund 2000 min^{-1} bei einem Luftvolumenstrom von $2150 \text{ m}^3/\text{h}$ reduziert. Dies hat eine deutliche Vergrößerung des Bereiches der Umgebungstemperaturen, bei welchen die WP kontinuierlich leistungsgeregt werden kann, zur Folge.

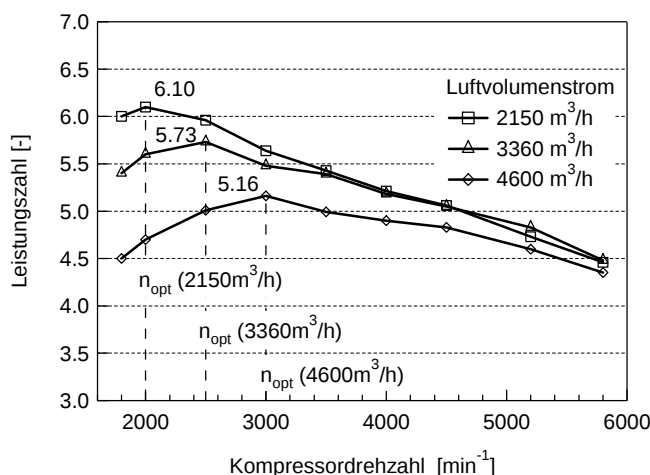


Abb. 7-16: Leistungszahl mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion der Kompressordrehzahl des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung aus Messungen bei $2150 \text{ m}^3/\text{h}$, $3360 \text{ m}^3/\text{h}$ und $4600 \text{ m}^3/\text{h}$ Luftvolumenstrom, 6°C Umgebungstemperatur, 85% rel. Feuchtigkeit und Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

2. Ermittlung des optimalen Teillastverhältnisses des Kompressors / der optimalen Kompressordrehzahl im Teillastbetrieb

Bei bekannter Konfiguration der WP (Kompressor, Ventilator, Verdampfer, usw.) kann, wie in Kapitel 7.2 beschrieben, das optimale Teillastverhältnis bzw. die optimale Kompressordrehzahl, welche im Teillastbetrieb der WP aus Effizienzgründen nicht unterschritten werden soll, mit Hilfe von Experimenten oder Simulation ermittelt werden. Bei einer alleinigen Leistungsregelung des Kompressors muss dabei zwingend die Ventilatorleistung berücksichtigt werden (vgl. Abb. 7-15).

3. Implementierung der ermittelten Grössen in die Regelung

Ist die optimale Kompressordrehzahl bekannt, ist die optimale Regelung des Kompressors bei der alleinigen Leistungsregelung des Kompressors verhältnismässig einfach zu realisieren. Die erzeugte Heizleistung wird durch Reduktion der Kompressorleistung der erforderlichen Heizleistung angepasst, sofern dazu die optimale Kompressordrehzahl nicht unterschritten werden muss. Müsste die optimale Kompressordrehzahl zur Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung unterschritten werden, wird die WP bei reduzierter Leistung, d.h. bei optimaler Kompressordrehzahl im Ein/Aus-Betrieb betrieben.

Bei der Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung gilt es eventuelle Sperrzeiten sowie die gegebenenfalls erforderlichen Abtauprozesse zu berücksichtigen, d.h. die erzeugte Heizleistung ist der erforderlichen soweit anzupassen, dass die während einer bestimmten Dauer erzeugte Heizenergie gerade der erforderlichen Heizenergie entspricht (vgl. Kapitel 9.5).

7.4 Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators

Theoretische und experimentelle Untersuchungen zeigen, dass zur Erreichung bestmöglicher Leistungszahlen und JAZ zwingend der Kompressor *und* der Ventilator leistungsgeregt werden müssen. Nachfolgend wird aufgezeigt, was bei der simultanen Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator beachtet werden muss. Es wird dargestellt, dass es für jeden quellen- und senkenseitigen Betriebszustand der WP sowohl eine optimale Kompressordrehzahl als auch eine zugehörige optimale Ventilator-drehzahl bzw. einen optimalen Luftvolumenstrom gibt und es wird diskutiert, wie diese ermittelt werden können. Da bei dieser Regelstrategie zusätzlich zum Kompressor auch der Ventilator leistungsgeregt wird, ist es wichtig, dass der Ventilator ein geeignetes Teillastverhalten aufweist. Der verwendete Ventilator muss über einen relativ grossen zulässigen Bereich regelbarer Drehzahlen und insbesondere über hohe Teillastwirkungsgrade verfügen. Dies bedingt neben der Verwendung effizienter Ventilatoren eine optimale Paarung von Verdampfer und Ventilator (vgl. Kapitel 6.2).

In Kapitel 7.2.2 wurde der Einfluss des Teillastverhaltens des Kompressors auf die optimale Regelung diskutiert. Es wurde gezeigt, dass der Verlauf des Teillastwirkungsgrades bzw. das Teillastverhalten des Kompressors einen massgeblichen Einfluss auf die optimale Regelung und die erreichbare Effizienz leistungsgeregelter L/W-WP hat. Des Weiteren wurde gezeigt, dass die maximale Reduktion des Teillastverhältnisses des Kompressors bzw. der Kompressordrehzahl im Teillastbetrieb der WP durch zwei verschiedene Faktoren limitiert wird. Einerseits handelt es sich dabei um die erforderliche Heizleistung, welche stets gedeckt werden muss, und andererseits um die maximal erreichbare Effizienz. Es wurde gezeigt, dass jeder Kompressor ein optimales Teillastverhältnis bzw. eine optimale Kompressordrehzahl aufweist, welche zur Erreichung bestmöglicher Leistungszahlen im Teillastbetrieb nicht unterschritten werden soll, da dies eine Verschlechterung der Effizienz zur Folge hat. In Kapitel 7.2.3 wurde dargestellt, wie das optimale Teillastverhältnis für einen gegebenen Kompressor ermittelt werden kann und dass dieses nahezu unabhängig ist vom quellen- und senkenseitigen Betriebszustand der WP. Für eine einfachere Interpretation wurde dies anhand der Verläufe der Leistungszahlen ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung durchgeführt. Die gemäss Kapitel 7.2 ermittelten optimalen Teillastverhältnisse sind daher nur vollständig gültig, wenn die WP neben dem Kompressor keine zusätzlichen Verbraucher, wie z.B. einen Ventilator, aufweist. Zusätzliche Verbraucher können sich ggf. stark nachteilig auf die maximal erreichbare Effizienz auswirken. So vermindern bei der alleinigen Leistungsregelung des Kompressors beispielsweise zu hohe Luftvolumenströme und die damit verbundenen hohen Ventilatorleistungen die maximal erreichbaren Leistungszahlen im Teillastbetrieb erheblich. Zusätzlich wird bei dieser Regelstrategie der WP der mit Effizienzsteigerungen verbundene nutzbare Bereich der Teillastverhältnisse des Kompressors durch zu grosse Ventilatorleistungen deutlich reduziert (vgl. Kapitel 7.3).

Im Gegensatz zur alleinigen Leistungsregelung des Kompressors kann bei der simultanen Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators der gesamte gemäss Kapitel 7.2 ermittelte effizient regelbare Bereich der Teillastverhältnisse des Kompressors bzw. der Kompressordrehzahlen ausgenutzt werden. Damit dies möglich ist, muss nicht nur der Kompressor, sondern auch die Ventilator-drehzahl bzw. der Luftvolumenstrom optimal geregelt werden.

7.4.1 Strategie zur optimalen Regelung des Kompressors und Ventilators

Bei der Entwicklung der optimalen Strategie bei der simultanen Regelung von Kompressor und Ventilator kann gemäss dem folgenden Leitfadens vorgegangen werden.

1. Ermittlung des optimalen Teillastverhältnisses des Kompressors / der optimalen Kompressordrehzahl im Teillastbetrieb

In einem ersten Schritt wird für die vorliegende Konfiguration der WP (Kompressor, Ventilator, Verdampfer, usw.) das optimale Teillastverhältnis des Kompressors bzw. die optimale Kompressordrehzahl, welche im Teillastbetrieb aus Effizienzgründen nicht unterschritten werden darf, gemäß dem in Kapitel 7.2 beschriebenen Vorgehen ermittelt. Zur Ermittlung der optimalen Kompressordrehzahl kann der Verlauf der Leistungszahl ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion der Kompressordrehzahl bei einem beliebigen quellen- und senkenseitigen Betriebszustand der WP betrachtet werden.

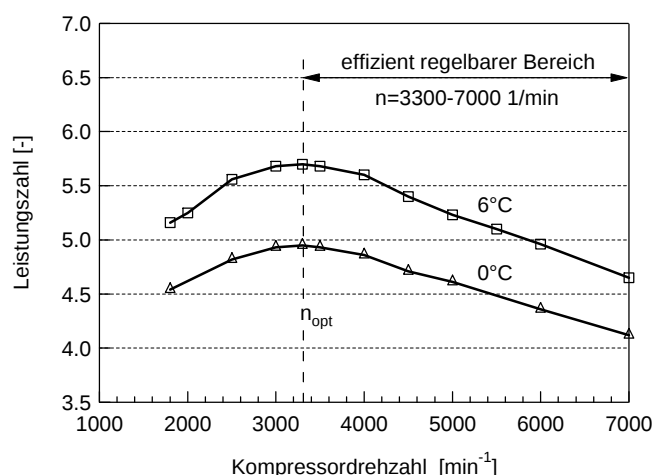


Abb. 7-17: Leistungszahl ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion der Kompressordrehzahl des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung aus Messungen bei 0°C und 6°C Umgebungstemperatur, 3360 m³/h Luftvolumenstrom, 85% rel. Feuchtigkeit, Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

Die optimale Kompressordrehzahl des L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung beträgt somit für die simultane Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators 3300 min⁻¹ (vgl. Abb. 7-17).

2. Ermittlung der optimalen Ventilatordrehzahl / des optimalen Luftvolumenstromes im Teillastbetrieb

Ist die optimale Kompressordrehzahl im Teillastbetrieb für das gegebene System bekannt, kann in einem weiteren Schritt die zugehörige optimale Ventilatordrehzahl bzw. der zugehörige optimale Luftvolumenstrom ermittelt werden. Dies kann analog zur Ermittlung der optimalen Kompressordrehzahl anhand von Simulationen oder mittels Experimenten erfolgen. Zur Ermittlung des zugehörigen optimalen Luftvolumenstromes wird der Luftvolumenstrom im Betrieb der WP bei der optimalen Kompressordrehzahl und einem beliebigen quellen- und senkenseitigen Betriebszustand reduziert und der Verlauf der resultierenden Leistungszahl mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung betrachtet. Die so ermittelten optimalen Drehzahlen des Kompressors und Ventilators dürfen im Teillastbetrieb zur Erreichung bestmöglicher Leistungszahlen keinesfalls unterschritten werden.

Abb. 7-18 zeigt die resultierenden Leistungszahlen mit und ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung des L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung in Funktion des Luftvolumenstromes im Betrieb bei optimaler Kompressordrehzahl von 3300 min⁻¹ (aus Messungen bei 6°C Umgebungstemperatur, 85% relativer Feuchtigkeit und Heizkurve Minergie-Standard). Infolge der Reduktion des Luftvolumenstromes von rund 4600 m³/h auf 2000 m³/h nimmt die Leistungszahl mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung von 4.19 auf 5.35 kontinuierlich zu. Wird

der Luftvolumenstrom unter $2000 \text{ m}^3/\text{h}$ reduziert, nimmt die Leistungszahl mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung aufgrund der Zunahme des inneren Temperaturhubs wieder ab (vgl. Abb. 7-18). Die resultierende Leistungszahl ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung nimmt infolge der Reduktion des Luftvolumenstromes von $4600 \text{ m}^3/\text{h}$ auf $2000 \text{ m}^3/\text{h}$ nur geringfügig ab. Der zur optimalen Kompressordrehzahl ($n_{\text{opt}} = 3300 \text{ min}^{-1}$) zugehörige optimale Luftvolumenstrom des L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung beträgt rund $2000 \text{ m}^3/\text{h}$.

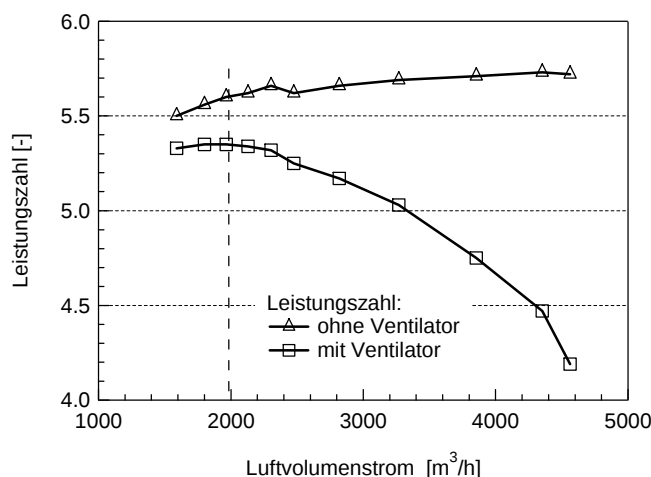


Abb. 7-18: Leistungszahl mit und ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion des Luftvolumenstromes des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung aus Messungen bei 3300 min^{-1} Kompressordrehzahl, 6°C Umgebungstemperatur, 85% rel. Feuchtigkeit und Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

Zur Erreichung bestmöglicher Leistungszahlen darf im Teillastbetrieb der WP weder die optimale Kompressordrehzahl noch der optimale Luftvolumenstrom bzw. die optimale Ventilatorleistung unterschritten werden. Ist die, mit diesen Einstellungen, resultierende Heizleistung grösser als die vom Gebäude erforderliche Heizleistung, wird die WP mit den vorliegenden Einstellungen des Kompressors und Ventilators im Ein/Aus-Betrieb betrieben.

3. Ermittlung der optimalen Ventilatorleistung / des optimalen Luftvolumenstromes im Vollastbetrieb

Sind die für den Teillastbetrieb optimalen Drehzahlen von Kompressor und Ventilator bekannt, muss in einem weiteren Schritt der optimale Luftvolumenstrom im Vollastbetrieb der WP ermittelt werden. Dazu wird der Verlauf der Leistungszahl mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion der Ventilatorleistung bzw. des Luftvolumenstromes im Vollastbetrieb bei maximaler Kompressordrehzahl und bei Auslegungstemperatur der WP betrachtet (vgl. Abb. 7-19).

Abb. 7-19 zeigt die resultierenden Leistungszahlen mit und ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung des L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung in Funktion des Luftvolumenstromes im Vollastbetrieb bei maximaler Kompressordrehzahl und Auslegungstemperatur (aus Messungen bei 7000 min^{-1} Kompressordrehzahl, -10°C Umgebungstemperatur, 85% relativer Feuchtigkeit und Heizkurve Minergie-Standard). Im Betrieb der WP bei -10°C Umgebungstemperatur und einer Kompressordrehzahl von 7000 min^{-1} kann die resultierende Leistungszahl mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung durch die Reduktion des Luftvolumenstromes von rund 3.03 bei einem Luftvolumenstrom von $3700 \text{ m}^3/\text{h}$ auf 3.27 bei $3130 \text{ m}^3/\text{h}$ Luftvolumenstrom verbessert werden. Infolge dieser Reduktion des Luftvolumenstromes nimmt die Leistungszahl ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung nur geringfügig ab. Wird der Luftvolumenstrom dagegen unter rund $3000 \text{ m}^3/\text{h}$ reduziert, hat dies aufgrund der Zunahme des

inneren Temperaturhubes eine Reduktion der Leistungszahlen mit und ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung zur Folge.

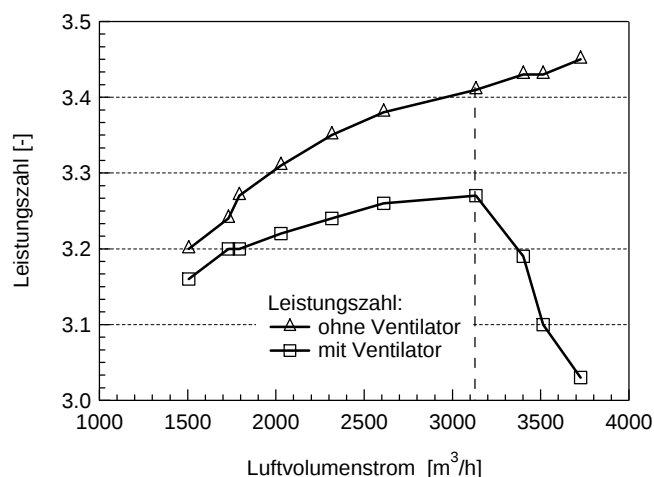


Abb. 7-19: Leistungszahl mit und ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion des Luftvolumenstromes des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung aus Messungen bei 7000 min⁻¹ Kompressordrehzahl, -10°C Umgebungstemperatur, 85% rel. Feuchtigkeit und Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

Der optimale Luftvolumenstrom des L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung im Vollastbetrieb bei Auslegungstemperatur (Kompressordrehzahl 7000 min⁻¹) beträgt rund 2000 m³/h.

4. Implementierung der ermittelten Größen in die Regelung

Die eigentliche Regelung des Kompressors und Ventilators ist für die simultane Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator relativ einfach zu realisieren. Im Betrieb der WP bei der Auslegungstemperatur werden der Kompressor bei Vollast und der Ventilator bei der für diesen Betriebszustand vorgängig ermittelten optimalen Drehzahl betrieben. Im Betrieb bei höheren Umgebungstemperaturen wird die erzeugte Heizleistung durch die gleichzeitige Reduktion der Kompressor- und Ventilatordrehzahl der erforderlichen Heizleistung angepasst, sofern dazu die für den Teillastbetrieb ermittelten optimalen Drehzahlen des Kompressors und Ventilators nicht unterschritten werden müssen. Müssten diese unterschritten werden, wird die WP bei reduzierter Leistung, d.h. bei optimaler Kompressor- und Ventilatordrehzahl im Ein/Aus-Betrieb betrieben. Innerhalb des Bereiches der Umgebungstemperaturen, in welchem die erzeugte Heizleistung kontinuierlich der erforderlichen angepasst werden kann, werden sowohl die Kompressordrehzahl als auch die Ventilatordrehzahl mit steigender Umgebungstemperatur linear reduziert. Wird diese Strategie konsequent eingehalten, resultieren im Vergleich zur Ein/Aus-Regelung markant höhere Leistungszahlen und JAZ.

Bei der Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung gilt es eventuelle Sperrzeiten sowie die gegebenenfalls erforderlichen Abtauprozesse zu berücksichtigen, d.h. die erzeugte Heizleistung ist der erforderlichen soweit anzupassen, dass die während einer bestimmten Dauer erzeugte Heizenergie gerade der erforderlichen Heizenergie entspricht (vgl. Kapitel 9.5).

8 Experimentelle Untersuchung von Luft/Wasser-Wärmepumpen mit kontinuierlicher Leistungsregelung

8.1 Zielsetzung

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen wurde die Eignung verschiedener Kompressoren für den Einsatz in leistungsgeregelten L/W-WP überprüft, d.h. sämtliche in Kapitel 6.3 aufgeführten L/W-WP-Prototypen wurden in umfangreichen Messreihen getestet. Weiter wurden in den Experimenten verschiedene Regelstrategien untersucht, z.B. die alleinige Leistungsregelung des Kompressors oder die simultane Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator. Die experimentellen Untersuchungen erfolgten grundsätzlich für drei verschiedene Heizkurven: Eine typische Heizkurve eines Gebäudes im Minergie-Standard mit tiefen Heizwassertemperaturen und tiefer Heizgrenze (vgl. Abb. 3-9), eine Heizkurve eines sanierten Altbaus mit deutlich höheren erforderlichen Heizwassertemperaturen und höherer Heizgrenze (vgl. Abb. 3-10) sowie die Heizkurve eines hochwertig sanierten Altbaus, welche im Forschungsprojekt LOREF [1] verwendet wurde (vgl. Abb. 3-11). Diese Heizkurve repräsentiert eine typische Heizkurve eines hochwertig sanierten Altbaus mit eher hohen Heizwassertemperaturen sowie einer hohen Heizgrenze.

Hauptziel der experimentellen Untersuchungen ist die Bestätigung des markanten Effizienzsteigerungspotenzials der Leistungsregelung von L/W-WP. Untersucht wurde, unabhängig von der Regelstrategie und des verwendeten Kompressortyps, jeweils der monovalente Betrieb (Auslegungspunkt der WP bei -10°C Umgebungstemperatur, Klimaregion Zürich). Die Messungen decken dabei stets den relevanten Bereich der Betriebsbedingungen ab, so dass für die jeweilige Konfiguration der WP sowie die jeweilige Regelstrategie die JAZ mit den bekannten Methoden gemäss Kapitel 4.3 berechnet werden kann. Zur Gewährleistung einwandfreier Testbedingungen wurde der Verdampfer vor der Durchführung der eigentlichen Messung jeweils gemäss dem in Kapitel 5.2.4 beschriebenen Vorgehen abgetaut.

8.2 Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Digital-Scroll Kompressor

In einem ersten Schritt wurde der L/W-WP-Prototyp mit einen Scroll-Kompressor ausgestattet, bei welchem der Kältemittelmassenstrom mittels Digital-Modulation geregelt werden kann (Digital-Scroll Kompressor). Dieser Kompressor verfügt zusätzlich zur Möglichkeit der Digital-Modulation über einen zweistufigen Motor sowie eine zuschaltbare Dampfeinspritzung. Der Aufbau des L/W-WP-Prototyps mit dem Digital-Scroll Kompressor ist in Kapitel 6.3.1 detailliert beschrieben.

Sämtliche nachfolgend aufgeführten Messpunkte sind gültig, falls die leistungsgeregelte L/W-WP in einem Gebäude nach Minergie-Standard mit einer Heizkurve gemäss Abb. 3-9 verwendet wird. Für eine einfachere Interpretation des Einflusses der Digital-Modulation auf die Effizienz der WP wird die Ventilatorleistung in den nachfolgend aufgeführten Leistungszahlen und Arbeitszahlen nicht berücksichtigt. Der Ventilator wurde bei der Durchführung sämtlicher Messpunkte mit konstanter Drehzahl ($4500\text{ m}^3/\text{h}$ Luftvolumenstrom) betrieben.

8.2.1 Betriebszustände bei 10°C Umgebungstemperatur und 80% relativer Feuchtigkeit

Theoretische Untersuchungen zeigen, dass das Potenzial der Leistungsregelung von L/W-WP zur Erreichung markanter Effizienzsteigerungen insbesondere bei hohen Umgebungstemperaturen gross ist (vgl. WEXA [2]). Aus diesem Grund wurde die Eignung des Digital-Scroll Kompressors für den Einsatz in leistungsgeregelten L/W-WP anhand des Betriebszustandes bei 10°C Umgebungstemperatur. Der Kompressor wurde in der nachfolgend diskutierten Messreihe zuerst unter Volllast (Ein/Aus-Regelung) betrieben. Anschliessend erfolgte, ohne Unterbrechung der Messdatenerfassung, die Umschaltung auf Teillastbetrieb (Leistungsregelung). In Abb. 8-1 sind die gemessenen Vorlauf-

und Rücklauftemperaturen des Heizwassers, welche aus den zwei verschiedenen Einstellungen des Kompressors (Volllastbetrieb und Teillastbetrieb mit Digital-Modulation) resultieren, dargestellt.

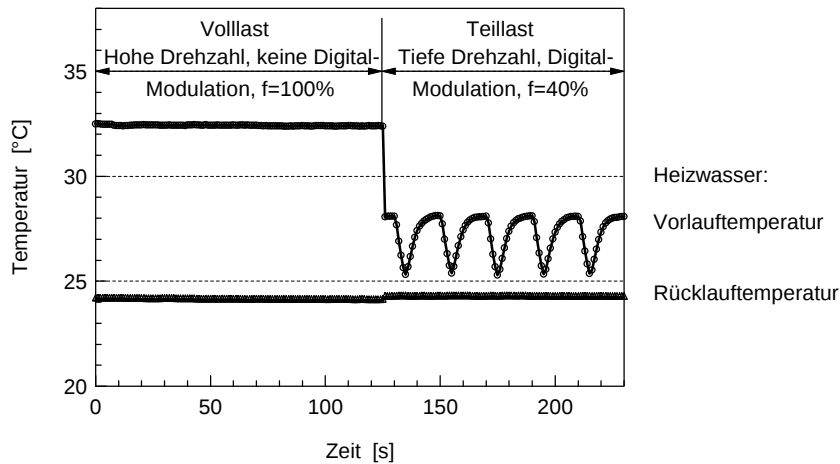


Abb. 8-1: Vorlauf- und Rücklauftemperaturen des Heizwassers für zwei verschiedene Einstellungen des Digital-Scroll Kompressors (Volllastbetrieb und Teillastbetrieb mit Digital-Modulation) bei 10°C Umgebungstemperatur, 80% relative Feuchtigkeit und Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

Infolge der Umschaltung von Volllastbetrieb $f = 100\%$ (hohe Drehzahlstufe, keine Digital-Modulation) auf Teillastbetrieb $f = 40\%$ (tiefe Drehzahlstufe, 80% Digital-Modulation) wird die mittlere erzeugte Vorlauftemperatur deutlich reduziert. Aufgrund der Taktzeit von 20 s bei der Digital-Modulation resultiert im Teillastbetrieb eine deutliche Schwingung in der erzeugten Vorlauftemperatur. Dieses Verhalten kann im Teillastbetrieb bei nahezu allen Prozessgrößen der WP beobachtet werden und kann auch mit dem verwendeten Pulsationsdämpfer (vgl. Kapitel 6.3.1) nicht vollständig vermieden werden. Trotz der auftretenden Schwingung kann die mittlere erzeugte Vorlauftemperatur mit Hilfe der Digital-Modulation mit hoher Genauigkeit der erforderlichen Vorlauftemperatur angepasst werden.

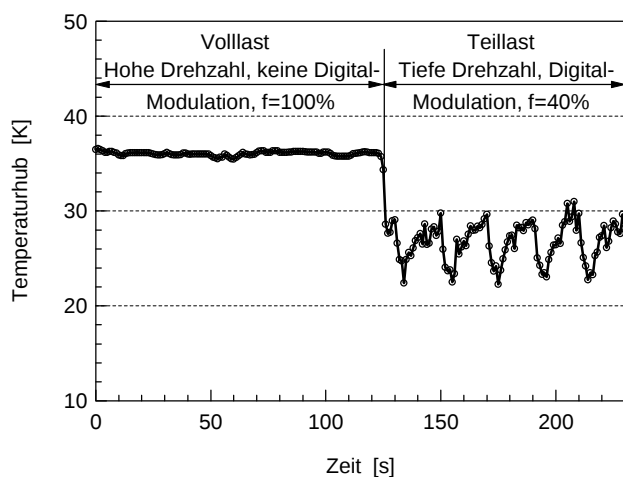


Abb. 8-2: Innerer Temperaturhub der WP für zwei verschiedene Einstellungen des Digital-Scroll Kompressors (Volllastbetrieb und Teillastbetrieb mit Digital-Modulation) bei 10°C Umgebungstemperatur, 80% relative Feuchtigkeit und Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

Abb. 8-2 zeigt, dass der innere Temperaturhub der L/W-WP (Differenz zwischen Kondensations- und Verdampfungstemperatur) von 36 K im Volllastbetrieb auf rund 27 K im Teillastbetrieb reduziert werden kann. Die experimentellen Untersuchungen bestätigen weiter, dass infolge der digitalen Modulation neben der Diskrepanz zwischen erforderlicher und erzeugter Heiztemperatur auch die mittleren Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator reduziert werden können. Es ist somit möglich die auftretenden Exergieverluste im Heizwärmeverteilsystem, Kondensator, Verdampfer und Expansionsventil bei der Verwendung eines Digital-Scroll Kompressors zu reduzieren. Der äussere exergetische Wirkungsgrad des Heizsystems mit WP und die Leistungszahl können dagegen nicht verbessert werden, wie nachfolgend gezeigt wird.

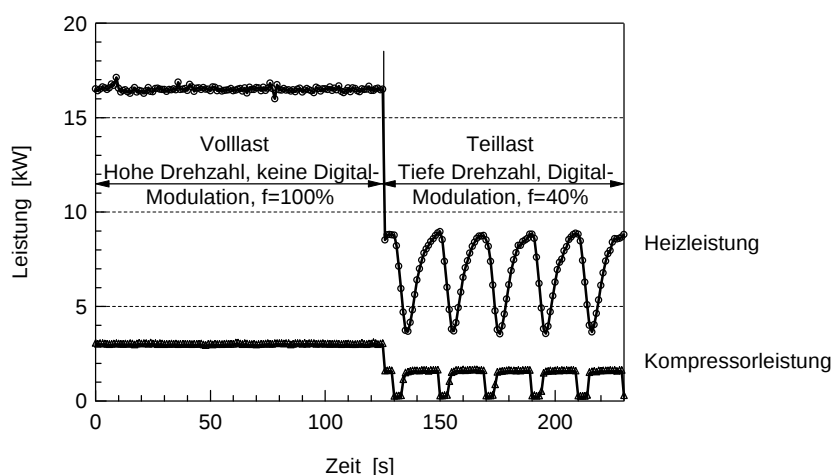


Abb. 8-3: Erzeugte Heizleistung und Kompressorleistung für zwei verschiedene Einstellungen des Digital-Scroll Kompressors (Volllastbetrieb und Teillastbetrieb mit Digital-Modulation) bei 10°C Umgebungstemperatur, 80% relative Feuchtigkeit und Heizkurve Minergie (25°C Rücklauf-temperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

Abb. 8-3 zeigt die erzeugte Heizleistung und die Kompressorleistung für zwei verschiedene Einstellungen des Kompressors (Volllastbetrieb bei hoher Drehzahl und Teillastbetrieb bei tiefer Drehzahl mit Digital-Modulation). Die mittlere erzeugte Heizleistung kann infolge der Umschaltung von Volllast (hohe Drehzahl, keine Digital-Modulation) auf Teillast $f = 40\%$ (tiefe Drehzahl, Digital-Modulation) um Faktor 2.43 reduziert werden. Die mittlere (elektrische) Kompressorleistung kann dabei jedoch lediglich um Faktor 2.35 reduziert werden. Dies führt dazu, dass die mittlere Leistungszahl im Teillastbetrieb tiefer ausfällt als im Betrieb bei Volllast. Die mittlere Leistungszahl (ohne Berücksichtigung des Ventilators) wird von 5.51 auf 5.40 reduziert (vgl. Abb. 8-4).

Die Ursache dafür, dass die Leistungszahl im Teillastbetrieb tiefer ausfällt als im Betrieb bei Volllast, ist insbesondere das ungünstige Teillastverhalten im Betrieb mit der Digital-Modulation. Bei der kurzzeitigen Abhebung der Evolventenspirale des Kompressors im Betrieb mit der Digital-Modulation steigt die Leistungszahl auf sehr hohe Werte an. Unmittelbar nach dem die Spirale wieder angepresst wird, sinkt die Leistungszahl unter die Werte welche im Volllastbetrieb erreicht werden können. Erst nach wenigen Sekunden im Betrieb mit angepresster Spirale steigt die Leistungszahl wieder auf die Werte, welche im Betrieb ohne Digital-Modulation erreicht werden können. Verursacht wird dieses Verhalten massgeblich durch die resultierenden Schwankungen des Verdampfungs- und Kondensationsdruckes im Betrieb mit der Digital-Modulation. Das Verhalten der Leistungszahl (ohne Berücksichtigung des Ventilators) ist Abb. 8-4 für zwei verschiedene Einstellungen des Kompressors (Volllastbetrieb bei hoher Drehzahl und Teillastbetrieb bei tiefer Drehzahl mit Digital-Modulation) dargestellt. An dieser Stelle muss darauf hingewiesen werden, dass die WP mit dem Digital-Scroll Kompressor im Betrieb bei Volllast (reine Ein/Aus-Regelung) sehr hohe Leistungszahlen erreicht.

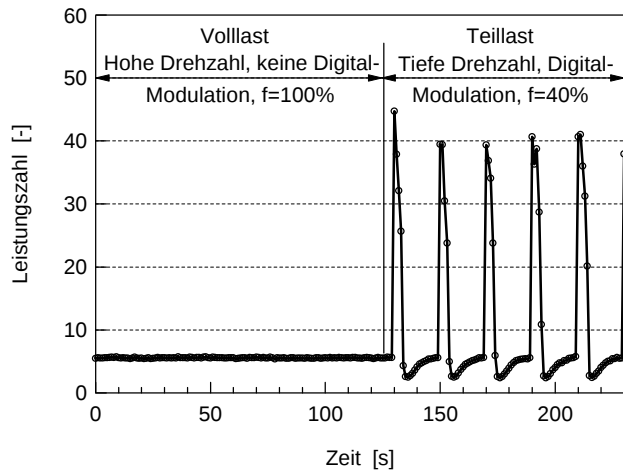


Abb. 8-4: Leistungszahl für zwei verschiedene Einstellungen des Digital-Scroll Kompressors (Volllastbetrieb und Teillastbetrieb mit Digital-Modulation) bei 10°C Umgebungstemperatur, 80% relative Feuchtigkeit und Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

8.2.2 Zusammenfassung der durchgeführten Messungen

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen am LW-WP-Prototyp mit dem Digital-Scroll Kompressor wurden weitere Messreihen innerhalb des gesamten Bereiches der relevanten Lufttemperaturen durchgeführt. Eine Übersicht der Messpunkte ist in Tab. 8-1 aufgeführt.

Umgebungs-temperatur	Relative Feuchtigkeit	Motordrehzahl	Teillastfaktor	Digital-Modulation	Dampf-einspritzung	Mittlere Leistungszahl [-]
-9°C	80%	Hoch	100%	Nein	Nein	3.80
		Hoch	100%	Nein	Ja	3.90
-6°C	85%	Hoch	100%	Nein	Nein	4.00
		Hoch	84%	Ja	Nein	4.03
-4°C	85%	Hoch	100%	Nein	Nein	4.21
		Hoch	67%	Ja	Nein	4.17
-3°C	85%	Hoch	100%	Nein	Nein	4.26
		Tief	50%	Nein	Ja	4.16
0°C	85%	Hoch	100%	Nein	Nein	4.52
		Tief	43%	Ja	Nein	4.21
4°C	85%	Hoch	100%	Nein	Nein	5.03
		Tief	40%	Ja	Nein	4.62
8°C	85%	Hoch	100%	Nein	Nein	5.37
		Tief	40%	Ja	Nein	5.19
10°C	85%	Hoch	100%	Nein	Nein	5.51
		Tief	40%	Ja	Nein	5.40

Tab. 8-1: Mittlere Leistungszahlen ohne Berücksichtigung des Ventilators des LW-WP-Prototyps mit Digital-Scroll Kompressor bei verschiedenen Einstellungen des Kompressors und unterschiedlichen Lufttemperaturen für die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

In Abb. 8-5 sind sämtliche Leistungszahlen ohne Berücksichtigung des Ventilators aus Tab. 8-1 in Funktion der Umgebungstemperatur dargestellt. Dabei wird zwischen den Leistungszahlen, welche im Ein/Aus-Betrieb der L/W-WP (Kompressor arbeitet bei Volllast) resultieren und den resultierenden Leistungszahlen im Betrieb mit Leistungsregelung (Betrieb mit Digital-Modulation bei hoher bzw. tiefer Drehzahl), unterschieden.

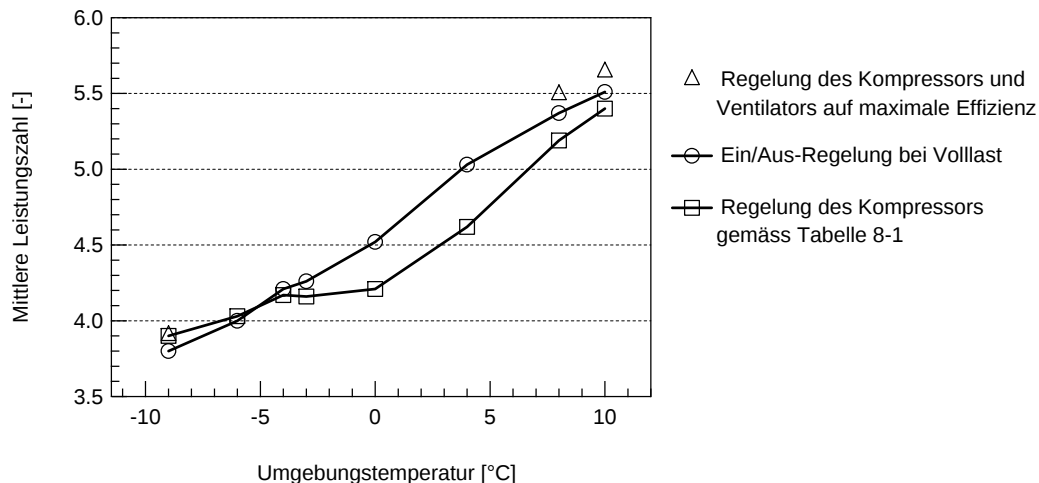


Abb. 8-5: Mittlere Leistungszahl ohne Berücksichtigung des Ventilators in Funktion der Umgebungstemperatur für verschiedene Einstellungen des Digital-Scroll Kompressors (Volllastbetrieb und Teillastbetrieb mit Digital-Modulation gemäss Tab. 8-1) und Heizkurve Minergie (25°C Rücklauf-temperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

Nahezu sämtliche Leistungszahlen im Betrieb mit Leistungsregelung sind tiefer als die unter Volllast im Ein/Aus-Betrieb erreichbaren Leistungszahlen. Obwohl der innere Temperaturhub durch die Leistungsregelung reduziert werden kann, sind insbesondere die Leistungszahlen im Betrieb mit der tiefen Motordrehzahl und Digital-Modulation deutlich tiefer als im Ein/Aus-Betrieb unter Volllast des Kompressors. Auch ohne digitale Modulation kann die Leistungszahl durch die Umschaltung auf die tiefe Motordrehzahl nicht verbessert werden. Wird der Kompressor hingegen bei der hohen Motordrehzahl betrieben kann mit der Digital-Modulation unter bestimmten Voraussetzungen eine geringe Verbesserung der Leistungszahl gegenüber der Ein/Aus-Regelung erreicht werden. Beispielsweise kann die Leistungszahl im Betriebszustand bei 8°C Umgebungstemperatur von 5.37 im Ein/Aus-Betrieb auf 5.49 im Betrieb mit Digital-Modulation gesteigert werden. Dazu wird der Kompressor bei der hohen Motordrehzahl und Digital-Modulation mit einem Teillastverhältnis von 90% betrieben. Wird das Teillastverhältnis im Betrieb mit der Digital-Modulation jedoch unter rund 80% reduziert, nimmt die Leistungszahl stark ab. Der mit Effizienzsteigerungen verbundene regelbare Bereich beim untersuchten Digital-Scroll-Kompressor ist somit sehr klein. Die mit dem Digital-Scroll Kompressor maximal erreichbaren Leistungszahlen sind für die Umgebungstemperaturen 8°C und 10°C in Abb. 8-5 dargestellt. Die Effizienzverbesserung gegenüber der Ein/Aus-Regelung beträgt dabei maximal 2.3%.

8.2.3 Fazit

Im Volllastbetrieb (hohe Motordrehzahl und keine digitale Modulation) erreicht der Ein/Aus-geregelte L/W-WP-Prototyp mit diesem Kompressor eine hohe Effizienz. Die Digital-Modulation erlaubt grundsätzlich eine sehr exakte Leistungsregelung, d.h. die mittlere erzeugte Heizleistung kann mit hoher Genauigkeit an die erforderliche Heizleistung angepasst werden. Aufgrund des für die WP-Anwendung eher ungeeigneten Teillastverhaltens im Betrieb mit der Digital-Modulation ermöglicht dieser Kompressor jedoch keine signifikante Effizienzsteigerung gegenüber L/W-WP mit Ein/Aus-

Regelung. Die mittlere Leistungszahl (ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung) kann bei 10°C Umgebungstemperatur gegenüber der Ein/Aus-Regelung um maximal 2.3% verbessert werden. Weitere Untersuchungen zur Verwendung dieses Kompressors in leistungsgeregelten L/W-WP sind aus Effizienzgründen kaum lohnend und wurden daher nicht durchgeführt. Die mit dem L/W-WP-Prototypen mit dem Digital-Scroll Kompressor im Ein/Aus-geregelten Betrieb erreichbare Jahresarbeitszahl Heizen JAZ_H (ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung) ist in Kapitel 8.3.5 für die Heizkurve Minergie-Standard dargestellt.

8.3 Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung

Für weitere Untersuchungen wurde der WP-Prototyp mit einem Scroll-Kompressor ausgestattet, welcher über die Drehzahlvariation mittels Inverter eine kontinuierliche Leistungsregelung ermöglicht. Bei diesem Kompressor handelt es sich um einen Prototyp ohne Dampfeinspritzung der Emerson Climate Technologies GmbH. Aufgrund des grossen zulässigen Drehzahlbereiches von 1800 min^{-1} bis 7000 min^{-1} ist die kontinuierliche Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung grundsätzlich über einen weiten Bereich der Umgebungstemperaturen möglich. Die Inverter-Technologie bietet gegenüber der Digital-Modulation den massgeblichen Vorteil, dass die Leistungsregulierung mit keinerlei Druckschwankungen im System verbunden ist, was zu einem deutlich besseren Teillastverhalten führt. Abb. 8-6 zeigt die bei 0°C und 6°C Umgebungstemperatur gemessenen Verläufe der Leistungszahl (ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung) in Funktion der Kompressordrehzahl des L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung für die Heizkurve Minergie. Dieser Kompressor ermöglicht im leistungsgeregelten Betrieb die Erreichung sehr hoher Leistungszahlen. Die maximale Effizienz im Teillastbetrieb kann nahezu unabhängig vom quellen- und senkenseitigen Betriebszustand bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} erreicht werden. Somit kann für den Teillastbetrieb der WP nahezu der gesamte zulässige Drehzahlbereich des Kompressors zur Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung ausgenutzt werden. Der effizient regelbare Bereich der Kompressordrehzahlen geht von 7000 min^{-1} bis 2000 min^{-1} . Innerhalb dieses Drehzahlbereichs hat eine Reduktion der Kompressordrehzahl (und Ventilatordrehzahl) stets eine Verbesserung der Effizienz zur Folge. Da es sich bei diesem Kompressor nicht um einen speziell für die WP-Anwendung entwickelten Kompressor handelt, verfügt dieser nicht über eine zuschaltbare Dampfeinspritzung. Die direkte Aufbereitung von Brauchwarmwasser ist mit diesem Kompressor aufgrund der relativ tiefen zulässigen Kondensationstemperaturen nicht möglich. Eine mögliche Variante wäre hingegen die Verwendung eines Frischwassersystems mit maximalen Speichertemperaturen von rund 46°C .

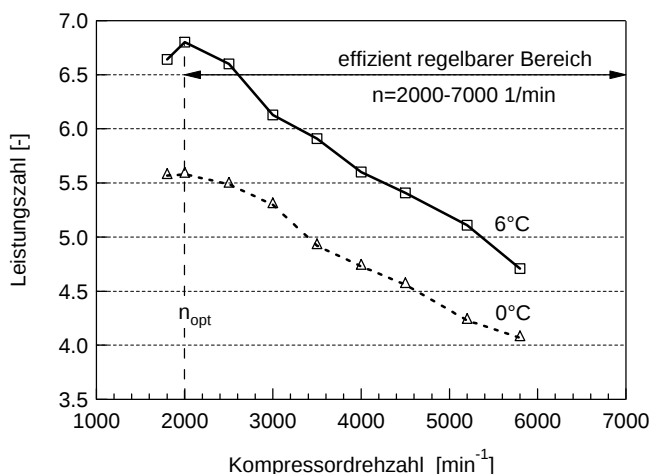


Abb. 8-6: Leistungszahl ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion der Kompressordrehzahl des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung aus Messungen bei 0°C und 6°C Umgebungstemperatur, $2150 \text{ m}^3/\text{h}$ Luftvolumenstrom, 85% rel. Feuchtigkeit, Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

Die experimentelle Untersuchung erfolgte für zwei verschiedene Heizkurven – eine typische Heizkurve eines Gebäudes im „Minergie-Standard“ (vgl. Abb. 3-9) sowie für die Heizkurve „hochwertig sanierter Altbau“ (vgl. Abb. 3-11). Die experimentelle Untersuchung für die Heizkurve des sanierten Altbaus (vgl. Abb. 3-10) war aufgrund der relativ tiefen zulässigen Kondensationstemperaturen des Inverter-Scroll Kompressors ohne Dampfeinspritzung nicht möglich. Aufgrund des deutlich höheren Potenzials

für Effizienzsteigerungen wurde am L/W-WP-Prototyp mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung nur die simultane Regelung des Kompressors und des Ventilators untersucht. Die Resultate der experimentellen Untersuchungen werden in den nachfolgenden Abschnitten jeweils mit und ohne Berücksichtigung der periodisch erforderlichen Abtauprozesse für zwei unterschiedliche Heizkurven diskutiert. In einem ersten Schritt werden für die Heizkurven „hochwertig sanierter Altbau“ und „Minergie-Standard“ jeweils zu Gunsten einer einfacheren Interpretation die Resultate ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung diskutiert. Dabei wird die erzeugte Heizleistung im leistungsgeregelten Betrieb jeweils exakt der kontinuierlich erforderlichen Heizleistung angepasst. Praxisgerecht werden in einem weiteren Schritt die Resultate mit Berücksichtigung der periodisch erforderlichen Abtauprozesse unter Einbezug der in Kapitel 9.5 beschriebenen optimierten Abtauregelung dargestellt.

8.3.1 Resultate für die Heizkurve „Minergie-Standard“ ohne Abtaung

Abb. 8-7 zeigt die gemäss der Heizkurve Minergie-Standard erforderliche Heizleistung und die mit dem L/W-WP-Prototyp mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung erzeugte Heizleistung in Funktion der Umgebungstemperatur ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung und der damit erforderlichen Abtauprozesse.

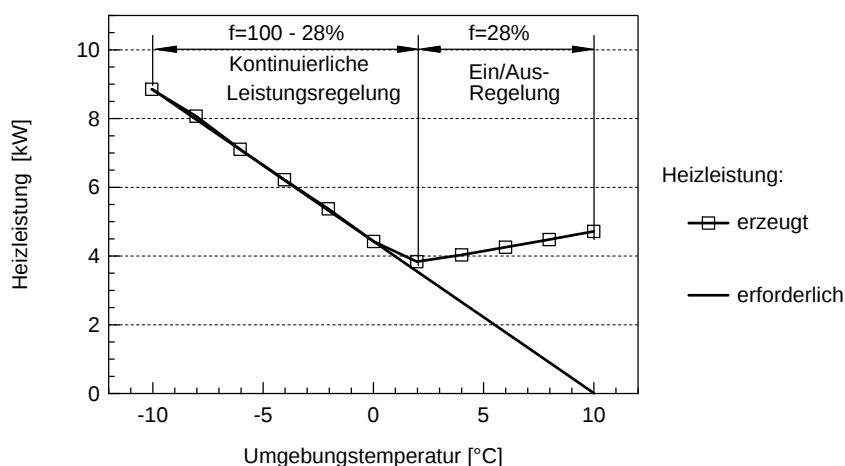


Abb. 8-7: Erforderliche und erzeugte Heizleistung des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Wird der L/W-WP-Prototyp bzw. der Kompressor und Ventilator so geregelt, dass die Leistungszahl stets maximal ist, kann die erzeugte Heizleistung für Umgebungstemperaturen im Bereich zwischen -10°C und 2°C kontinuierlich der erforderlichen Heizleistung angepasst werden. Dazu wird die Drehzahl des Kompressors von knapp 7000 min^{-1} bei -10°C auf rund 2000 min^{-1} ($f = 28\%$) bei 2°C Umgebungstemperatur reduziert (vgl. Abb. 8-8). Gleichzeitig wird die Ventilatordrehzahl mit steigender Umgebungstemperatur von -10°C bis 2°C linear reduziert. Der Luftvolumenstrom reduziert sich dabei von rund $3500 \text{ m}^3/\text{h}$ bei -10°C auf $2000 \text{ m}^3/\text{h}$ bei 2°C Umgebungstemperatur. In diesem Bereich der Umgebungstemperaturen wirkt lediglich die erforderliche Heizleistung limitierend bezüglich der maximalen Reduktion der Kompressor- und Ventilatordrehzahl.

Bei Umgebungstemperaturen über 2°C werden sowohl die Kompressor- als auch die Ventilatordrehzahl nicht weiter reduziert, da die Effizienz dadurch sinken würde (vgl. Kapitel 7). Über 2°C Umgebungstemperatur wirkt insbesondere das Teillastverhalten bzw. der Teillast-Wirkungsgrad des Kompressors limitierend auf die maximale Reduktion der Kompressor- und Ventilatordrehzahl. Die L/W-WP wird bei Umgebungstemperaturen höher 2°C bei stark reduzierter Leistung (Kompressor-

drehzahl 28% bzw. 2000 min^{-1}) mit Ein/Aus-Regelung betrieben. Dies hat zur Folge, dass die erzeugte Heizleistung über 2°C Umgebungstemperatur leicht ansteigt (Betriebscharakteristik von L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung). Aufgrund der stark reduzierten Leistung resultieren im Ein/Aus-Betrieb bei Umgebungstemperaturen über 2°C relativ lange Taktzeiten. Ein häufiges Ein- und Ausschalten der WP kann damit auch ohne Verwendung grosser Pufferspeicher im Heizsystem vermieden werden.

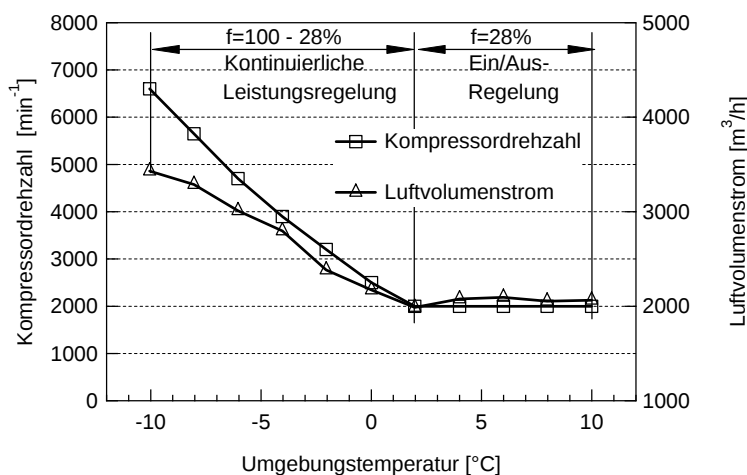


Abb. 8-8: Kompressordrehzahl und Luftvolumenstrom des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Abb. 8-9 zeigt die Verläufe der elektrischen Leistungsaufnahmen des Kompressors und Ventilators des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung in Funktion der Umgebungstemperatur.

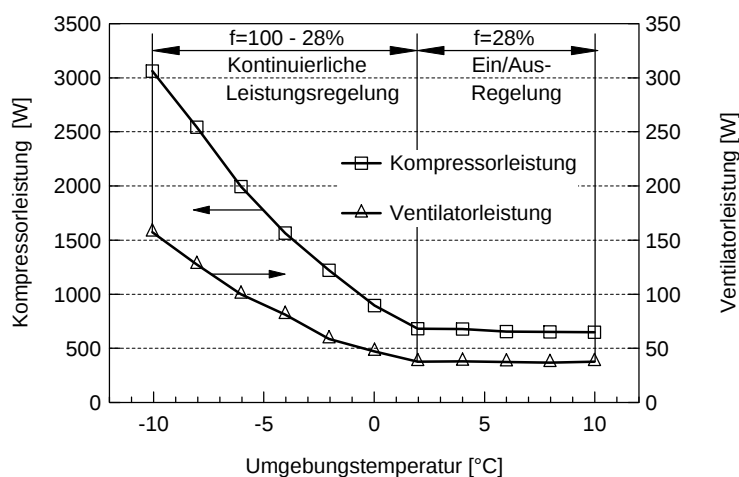


Abb. 8-9: Elektrische Leistungsaufnahmen des Kompressors und Ventilators des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Infolge Reduktion der Kompressordrehzahl und des Luftvolumenstromes nehmen die elektrischen Leistungsaufnahmen des Kompressors und Ventilators mit steigender Umgebungstemperatur im Bereich von -10°C bis 2°C stark ab. Im Ein/Aus-geregelten Betrieb mit reduzierter Leistung bei Umgebungstemperaturen über 2°C bleiben die elektrischen Leistungsaufnahmen des Kompressors

und Ventilator ungefähr konstant. Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zeigen, dass das Verhältnis von Ventilator- und Kompressorleistung bei optimaler Regelung unabhängig von der Umgebungstemperatur ungefähr konstant ist.

Aufgrund der starken Reduktion der erzeugten Heizleistung mit zunehmender Umgebungstemperatur bei der kontinuierlichen Leistungsregelung kann der innere Temperaturhub gegenüber L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung massgeblich reduziert werden. Abb. 8-10 zeigt den inneren Temperaturhub des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung im leistungsgeregelten Betrieb sowie des L/W-WP-Prototyps mit Digital-Scroll Kompressor im Ein/Aus-geregelten Betrieb in Funktion der Umgebungstemperatur.

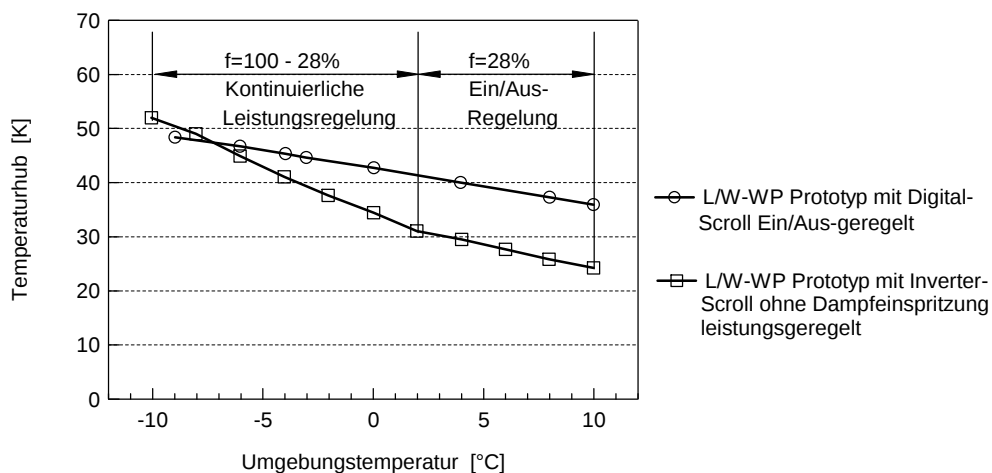


Abb. 8-10: Innerer Temperaturhub des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung sowie des L/W-WP-Prototyps mit Digital-Scroll Kompressor im Ein/Aus-Betrieb in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Durch die kontinuierliche Leistungsregelung kann der innere Temperaturhub des L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung von 52 K bei -10°C Umgebungstemperatur auf rund 24 K bei 10°C reduziert werden. Der innere Temperaturhub des Ein/Aus-geregelten L/W-WP-Prototyps mit Digital-Scroll Kompressor nimmt im Vergleich mit zunehmender Umgebungstemperatur deutlich weniger stark ab. Der innere Temperaturhub des Ein/Aus-geregelten L/W-WP-Prototyps nimmt von 48 K bei -9°C Umgebungstemperatur lediglich auf 36 K bei 10°C Umgebungstemperatur ab. Die kontinuierliche Leistungsregelung des L/W-WP-Prototyps ermöglicht somit gegenüber der Ein/Aus-Regelung eine markante Reduktion des Temperaturhubs von 12 K bei 10°C Umgebungstemperatur, was eine deutliche Effizienzverbesserung zur Folge hat (vgl. Abb. 8-12). Diese Verkleinerung des inneren Temperaturhubs resultiert in erster Linie aus der Reduktion der Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator sowie aus der Reduktion der erzeugten Heiz(wasser)temperatur. Dies hat zur Folge, dass die Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen mit kontinuierlicher Leistungsregelung gegenüber der Ein/Aus-Regelung günstiger werden. Die höhere Verdampfungstemperatur reduziert die Eis- und Frostbildung im Verdampfer der WP markant.

In Abb. 8-11 sind die resultierenden Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung sowie des Ein/Aus-geregelten L/W-WP-Prototyps mit Digital-Scroll Kompressor in Funktion der Umgebungstemperatur dargestellt. Für L/W-WP ist der Verlauf der Verdampfungstemperatur aufgrund der im Verdampfer auftretenden Eis- und Frostbildung von grosser Bedeutung. Beim leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyp liegt sie gegenüber dem Ein/Aus-geregelten L/W-WP-Prototyp deutlich

näher bei der Umgebungstemperatur. Folglich kann die Eis- und Frostbildung im Verdampfer durch die Leistungsregelung markant reduziert werden.

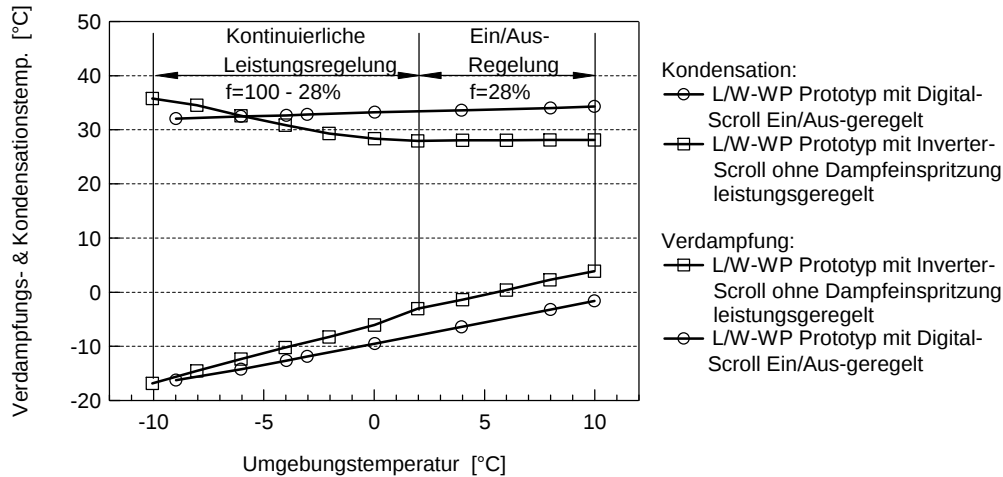


Abb. 8-11: Verdampfungs- und Kondensationstemperatur des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung sowie des L/W-WP-Prototyps mit Digital-Scroll Kompressor im Ein/Aus-Betrieb in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Bei Umgebungstemperaturen unter -6°C steigen die Kondensationstemperatur und der Temperaturhub des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung deutlich an. Unter -7°C Umgebungstemperatur sind sowohl die Kondensationstemperatur als auch der Temperaturhub des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyps höher als beim Ein/Aus-geregelten L/W-WP-Prototyp. Ursache dafür ist die für diese Betriebszustände zu grosse Kältemittelfüllmenge. Die Flüssigkeitssäule im Kondensator steigt bei diesen Betriebszuständen stark an, was zu einer Reduktion der Wärmeübertragungsfläche und so zu erhöhten Kondensationstemperaturen führt. Eine Verringerung der Füllmenge ist nicht möglich, da diese zur Gewährleistung einer einwandfreien Funktion bei Betriebszuständen mit höheren Umgebungstemperaturen und den damit verbundenen tiefen Kompressordrehzahlen erforderlich ist. Die hier vorliegende Problematik mit der Kältemittelfüllmenge könnte durch Verwendung eines korrekt dimensionierten Flüssigkeits-sammlers reduziert oder gar vollständig vermieden werden.

Die mit dem L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung erreichbaren Leistungszahlen mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung für die Heizkurve Minergie-Standard sind in Abb. 8-12 dargestellt. Bei Verwendung der simultanen Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator nimmt die Leistungszahl von 2.7 bei -10°C auf 6.9 bei 10°C Umgebungstemperatur zu. In Abb. 8-12 sind zusätzlich die mit dem L/W-WP-Prototyp mit dem Digital-Scroll Kompressor im Ein/Aus-geregelten Betrieb erreichbaren Leistungszahlen für die Heizkurve Minergie-Standard dargestellt. Die mit dem Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung im leistungsgeregelten Betrieb resultierenden Leistungszahlen liegen bei tiefen Umgebungstemperaturen unterhalb denjenigen des Ein/Aus-Betriebs (mit dem Digital-Scroll Kompressor), werden aber mit steigender Umgebungstemperatur gegenüber der Ein/Aus-Regelung zunehmend besser. Bei 10°C Umgebungstemperatur ist die im leistungsgeregelten Betrieb erreichbare Leistungszahl rund 36% höher als bei der Ein/Aus-Regelung. Die mit dem L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung erreichbare Jahresarbeitszahl Heizen JAZ_H (ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung) ist in Kapitel 8.3.5 für die Heizkurve Minergie-Standard dargestellt.

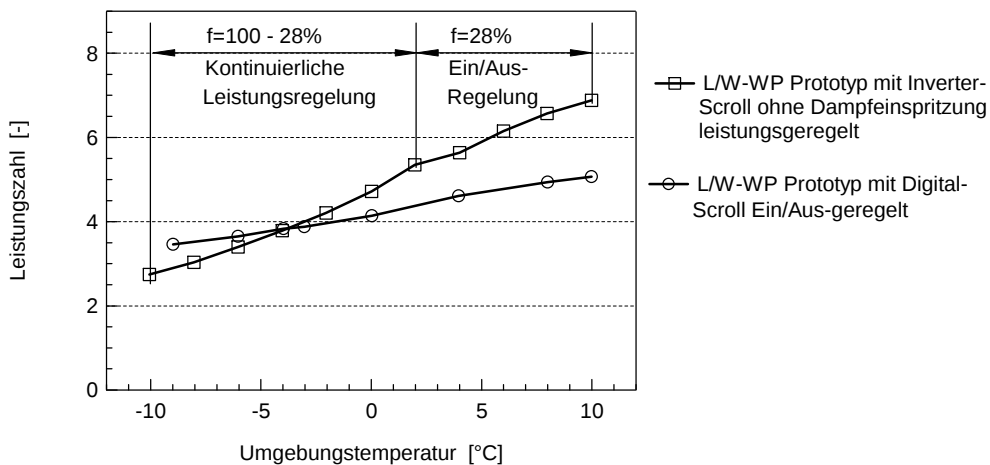


Abb. 8-12: Leistungszahl mit Berücksichtigung des Ventilators des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung sowie des L/W-WP-Prototyps mit Digital-Scroll Kompressor im Ein/Aus-Betrieb in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

8.3.2 Resultate für die Heizkurve „Minergie-Standard“ mit Abtauwung

Die im vorherigen Abschnitt dargestellten Ergebnisse sind gültig ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung und der damit erforderlichen periodischen Abtauprozesse. Ohne Erfordernis dieser periodischen Abtauvorgänge könnte die L/W-WP im leistungsgeregelten Betrieb kontinuierlich betrieben werden und dabei die erzeugte Heizleistung der kontinuierlich erforderlichen Heizleistung stets exakt angepasst werden.

Während den periodisch erforderlichen Abtauvorgängen wird durch die L/W-WP keine Heizenergie erzeugt. Bei Anwendung einer Abtauwung mit Prozessumkehr wird dem Gebäude zusätzlich Wärme entzogen, da das Gebäude während der Prozessumkehr als Wärmequelle dient. Dieser Wärmeentzug („Wärmeklau“) sowie die während der Dauer des Abtauvorganges wegfallende Heizleistung müssen während der Heizphase kompensiert werden. Dies gilt ebenfalls für allenfalls auftretende Sperrzeiten seitens des Energieversorgungsunternehmens (EVU), welche im vorliegenden Fall jedoch vernachlässigt werden. Die in Kapitel 9.5 aufgeführten Untersuchungen zeigen, dass die Effizienz der WP optimal wird, wenn die während der Heizphase erzeugte Heizleistung gegenüber der kontinuierlich erforderlichen Heizleistung nur gerade so stark angehoben wird, dass der Abtauvorgang damit gedeckt werden kann. Die während der gesamten Zyklusdauer Heizen & Abtauen erzeugte Heizenergie entspricht somit idealerweise gerade der während dieser Zeitperiode erforderlichen Heizenergie. Dabei gilt es weiterhin zu berücksichtigen, dass bei der Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizenergie das optimale Teillastverhältnis bzw. die optimale Kompressordrehzahl nicht unterschritten werden soll, da dies eine Reduktion der Effizienz zur Folge hat. Detaillierte Erklärungen zur optimierten Abtauregelung für leistungsgeregelte L/W-WP sind in Kapitel 9.5 aufgeführt.

Da im leistungsgeregelten Betrieb des L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung bei Umgebungstemperaturen über 4°C keine Eis- und Frostbildung auftritt, wurde bei den hier aufgeführten experimentellen Untersuchungen ausschliesslich die Prozessumkehr-abtauwung angewendet. Grund dafür ist, dass die Abtauwung mit Ventilatornachlauf erst bei Lufttemperaturen über 2°C und nur bei genügend hoher relativer Luftfeuchtigkeit (von über 85%) effizient einsetzbar ist [1]. Der effiziente Einsatzbereich der Abtauwung mit Ventilatornachlauf würde sich somit auf Umgebungstemperaturen im Bereich von rund 2°C bis 4°C beschränken. Die in Kapitel 9.5 aufgeführten Untersuchungen zeigen ausserdem, dass die Abtauwung mit Ventilatornachlauf in

diesem Bereich der Umgebungstemperaturen kaum effizienter ist als die Abtauung mit Prozessumkehr. Die maximale Effizienzsteigerung gegenüber der Abtauung mit Prozessumkehr beträgt bei diesen Umgebungstemperaturen lediglich rund 2%.

Abb. 8-13 zeigt die optimalen Einstellungen der Kompressordrehzahl und des Luftvolumenstromes in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve Minergie-Standard bei Verwendung der optimierten Abtauregelung gemäss Kapitel 9.5.

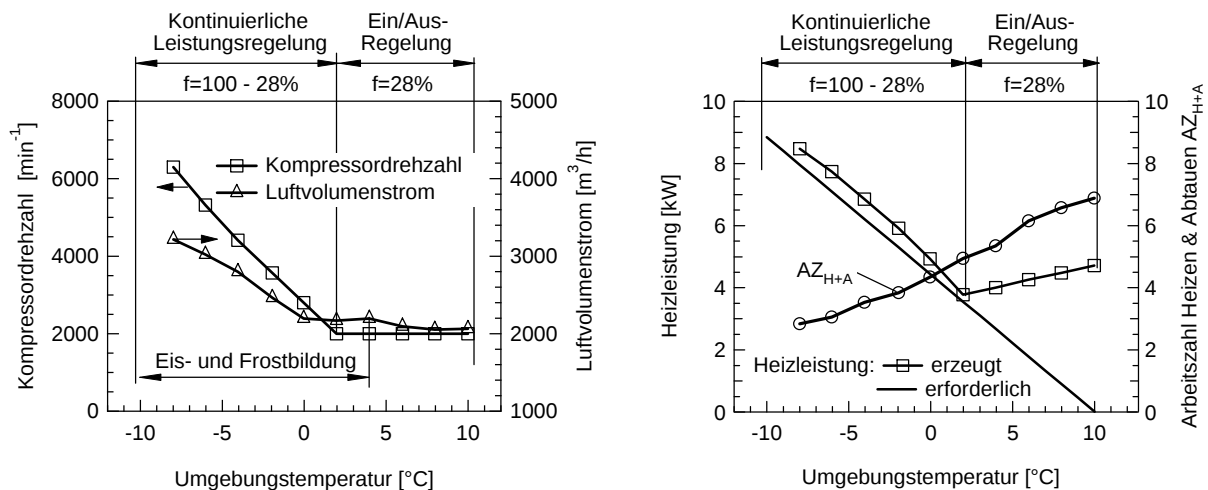


Abb. 8-13: L/W-WP-Prototyp mit Inverter-Scroll-Kompressor ohne Dampfeinspritzung für die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur), links: Kompressordrehzahl und Luftvolumenstrom, rechts: Erforderliche und erzeugte Heizleistung sowie Arbeitszahl Heizen & Abtauen AZ_{H+A} (inkl. Ventilator)

Abb. 8-13 zeigt weiter die gemäss der Heizkurve Minergie-Standard kontinuierlich erforderliche Heizleistung, die erzeugte Heizleistung und die resultierende Arbeitszahl Heizen & Abtauen bei Verwendung der optimierten Abtauregelung. Der Verlauf der Arbeitszahl Heizen & Abtauen verdeutlicht, dass bei Umgebungstemperaturen über 4°C keine Abtauprozesse erforderlich sind. Die Arbeitszahl Heizen & Abtauen steigt aufgrund der wegfallenden Abtauung zwischen 4°C und 6°C Umgebungstemperatur stark an.

Bei Verwendung der optimierten Abtauregelung erfolgt die kontinuierliche Leistungsregelung der L/W-WP mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung bei Umgebungstemperaturen im Bereich von -10°C bis 2°C. In diesem Bereich der Umgebungstemperaturen wird die während des Zyklus Heizen & Abtauen erzeugte Heizenergie der über diese Dauer erforderlichen Heizenergie exakt angepasst. Dies hat zur Folge, dass die erzeugte Heizleistung gegenüber der kontinuierlich erforderlichen Heizleistung zur Kompensation der Abtauvorgänge leicht grösser ausfällt. Bei Umgebungstemperaturen über 2°C wird die WP wie auch im Betriebsfall ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung bei reduzierter Leistung im Ein/Aus-Betrieb betrieben. Die resultierende Jahresarbeitszahl Heizen & Abtauen JAZ_{H+A} für die Heizkurve Minergie-Standard unter Berücksichtigung der periodischen Abtauvorgänge ist in Abschnitt 8.3.5 aufgeführt.

8.3.3 Resultate für die Heizkurve „hochwertig sanierter Altbau“ ohne Abtauerung

Abb. 8-14 zeigt die gemäss der Heizkurve hochwertig sanierter Altbau erforderliche Heizleistung und die mit dem L/W-WP-Prototyp mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung erzeugte Heizleistung in Funktion der Umgebungstemperatur ohne Berücksichtigung der periodischen Abtauvorgänge.

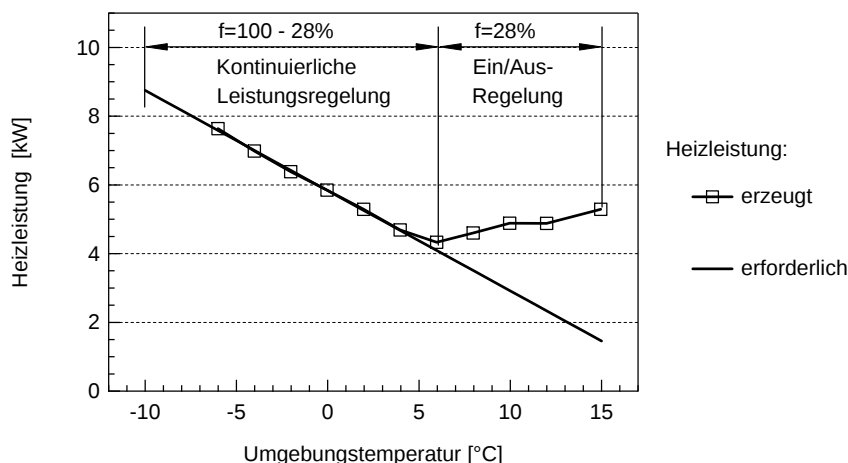


Abb. 8-14: Erforderliche und erzeugte Heizleistung des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau (35°C Rücklauftemperatur, 41°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Für diese Heizkurve gelingt die kontinuierliche Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung für Umgebungstemperaturen zwischen -10°C und 6°C. Dazu wird die Drehzahl des Kompressors von knapp 7000 min⁻¹ bei -10°C auf rund 2000 min⁻¹ (f = 28%) bei 6°C Umgebungstemperatur reduziert (vgl. Abb. 8-15). Gleichzeitig wird die Ventilator Drehzahl mit steigender Umgebungstemperatur von -10°C bis 6°C linear reduziert. Der Luftvolumenstrom reduziert sich dabei von rund 3500 m³/h bei -10°C auf 2000 m³/h bei 6°C Umgebungstemperatur. In diesem Bereich der Umgebungstemperatur wirkt lediglich die erforderliche Heizleistung limitierend bezüglich der maximalen Reduktion der Kompressor- und Ventilator Drehzahl (vgl. Kapitel 7). Aufgrund der begrenzten zulässigen Kondensationstemperaturen konnte die experimentelle Untersuchung bei Umgebungstemperaturen unter -6°C nicht durchgeführt werden (vgl. Abb. 6-11).

Über 6°C Umgebungstemperatur wirkt insbesondere das Teillastverhalten bzw. der Teillast-Wirkungsgrad des Kompressors limitierend bezüglich der maximalen Reduktion der Kompressor- und Ventilator Drehzahl. Aus diesem Grund muss die L/W-WP zur Erreichung bestmöglicher Leistungszahlen bei Umgebungstemperaturen oberhalb 6°C bei reduzierter Leistung (Kompressordrehzahl 2000 min⁻¹ bzw. f = 28%) mit Ein/Aus-Regelung betrieben werden. Dies hat zur Folge, dass die erzeugte Heizleistung oberhalb 2°C Umgebungstemperatur gemäss der Betriebscharakteristik von Ein/Aus-geregelten L/W-WP leicht ansteigt. Auch im Betrieb in einem hochwertig sanierten Altbau resultieren im Ein/Aus-Betrieb bei Umgebungstemperaturen über 6°C aufgrund der stark reduzierten Leistung relativ lange Taktzeiten. Ein häufiges Ein- und Ausschalten der WP kann auch ohne die Verwendung eines Pufferspeichers vermieden werden.

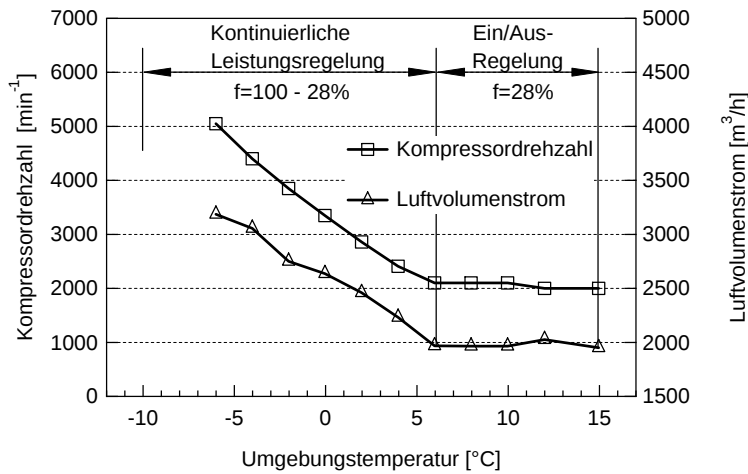


Abb. 8-15: Kompressordrehzahl und Luftvolumenstrom des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau (35°C Rücklauftemperatur, 41°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Abb. 8-16 zeigt die elektrischen Leistungsaufnahmen des Kompressors und Ventilators des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung in Funktion der Umgebungstemperatur. Infolge Reduktion der Kompressordrehzahl und des Luftvolumenstromes nehmen die elektrischen Leistungsaufnahmen des Kompressors und Ventilators mit steigender Umgebungstemperatur im Bereich von -10°C bis 6°C stark ab. Im Ein/Aus-geregelten Betrieb bei Umgebungstemperaturen über 6°C bleiben die elektrischen Leistungsaufnahmen des Kompressors und Ventilator ungefähr konstant. Bei optimaler Regelung bleibt das Verhältnis der Ventilator- und Kompressorleistung über den gesamten Bereich der relevanten Umgebungstemperaturen mit rund 5% ungefähr konstant.

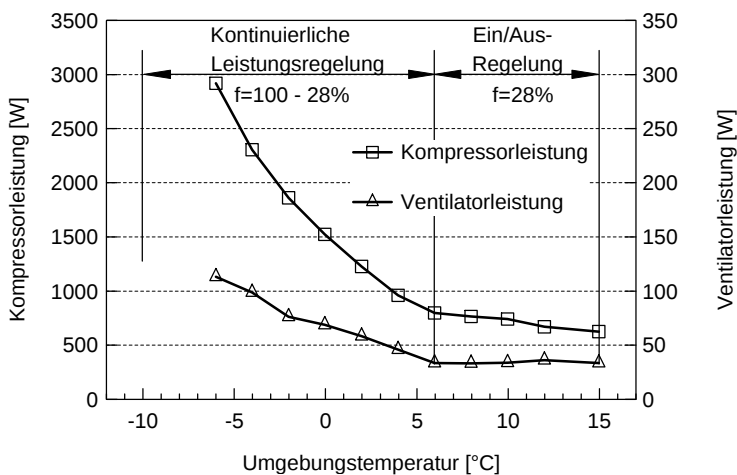


Abb. 8-16: Elektrische Leistungsaufnahmen des Kompressors und Ventilators des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau (35°C Rücklauftemperatur, 41°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Auch für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau ermöglicht die Leistungsregelung des L/W-WP-Prototyps gegenüber Ein/Aus-geregelter L/W-WP eine starke Reduktion des inneren Temperaturhubes mit zunehmender Umgebungstemperatur. Abb. 8-17 zeigt den inneren Temperaturhub des L/W-WP-

Prototyps mit Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung sowie der Ein/Aus-geregelten L/W-WP, welche im Rahmen von LOREF [1] untersucht wurde, in Funktion der Umgebungstemperatur.

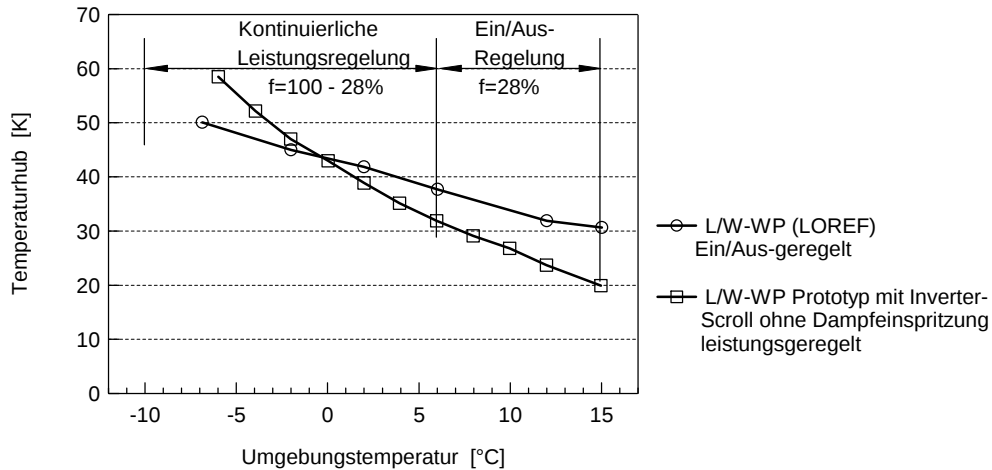


Abb. 8-17: Innerer Temperaturhub des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung sowie der Ein/Aus-geregelten L/W-WP, welche im Rahmen von LOREF [1] untersucht wurde in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau (35°C Rücklauftemperatur, 41°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Die Leistungsregelung des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung ermöglicht für die Heizkurve des hochwertig sanierten Altbaus eine starke Reduktion des Temperaturhubs von rund 58 K bei -6°C Umgebungstemperatur auf 20 K bei 15°C Umgebungstemperatur. Demgegenüber nimmt der innere Temperaturhub der Ein/Aus-geregelten L/W-WP (LOREF) von 50 K bei -7°C Umgebungstemperatur lediglich auf rund 31 K bei 15°C Umgebungstemperatur ab. Die Leistungsregelung ermöglicht gegenüber der Ein/Aus-Regelung eine Reduktion des Temperaturhubes von 11 K bei 15°C Umgebungstemperatur und damit verbunden eine markante Effizienzverbesserung.

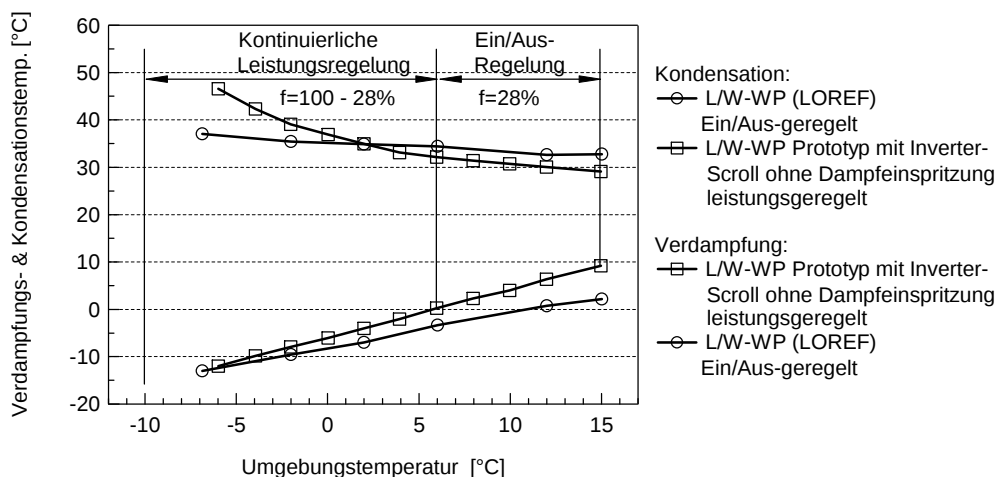


Abb. 8-18: Verdampfungs- und Kondensationstemperatur des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung sowie des L/W-WP-Prototyps mit Digital-Scroll Kompressor im Ein/Aus-Betrieb in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve hochwertig sanierten Altbau (35°C Rücklauftemperatur, 41°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Abb. 8-18 zeigt die resultierenden Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung sowie der Ein/Aus-geregelten L/W-WP, welche in LOREF [1] untersucht wurde, in Funktion der Umgebungstemperatur. Beim leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyp liegt die resultierende Verdampfungstemperatur gegenüber der L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung deutlich näher an der Umgebungstemperatur, was eine deutliche Reduktion der Eis- und Frostbildung bei höheren Umgebungstemperaturen zur Folge hat. Weiter setzt diese beim leistungsgeregelten L/W-WP erst bei tieferen Umgebungstemperaturen ein. Auch im Betrieb in einem sanierten Altbau steigen die Kondensationstemperatur und der innere Temperaturhub des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyps bei Umgebungstemperaturen unter 0°C aufgrund der für diese Betriebszustände zu grossen Kältemittelfüllmenge stark an, was zu einer Verschlechterung der Effizienz bei tiefen Umgebungstemperaturen führt.

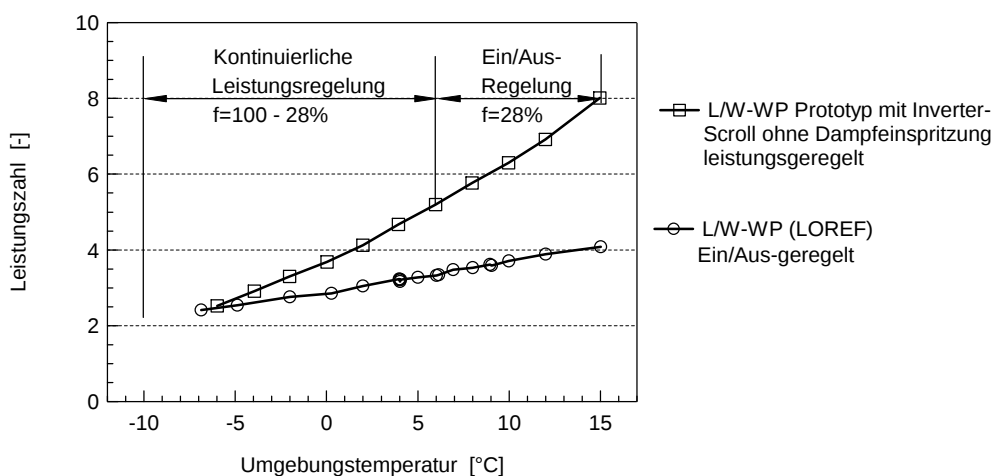


Abb. 8-19: Leistungsanzahl mit Berücksichtigung des Ventilators des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung sowie der Ein/Aus-geregelten L/W-WP, welche in LOREF [1] untersucht wurde, in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau (35°C Rücklauftemperatur, 41°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

In Abb. 8-19 sind die gemessenen Leistungsanzahlen des L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau in Funktion der Umgebungstemperatur dargestellt. Die Leistungsanzahl nimmt von 2,5 bei -6°C auf 8,0 bei 15°C Umgebungstemperatur zu. Diese Werte liegen deutlich über den denjenigen von L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung. Abb. 8-19 zeigt zum Vergleich zusätzlich die Leistungsanzahl einer L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung, welche im Rahmen des BFE-Forschungsprojektes LOREF [1] gemessen wurde. Die Leistungsanzahl des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyps ist bei 15°C Umgebungstemperatur rund doppelt so hoch wie diejenige der WP mit Ein/Aus-Regelung. Die mit dem L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung erreichbare Jahresarbeitszahl Heizen JAZ_H (ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung) ist in Kapitel 8.3.5 für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau dargestellt.

8.3.4 Resultate für die Heizkurve „hochwertig sanierter Altbau“ mit Abtauung

Abb. 8-20 zeigt die für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau optimalen Einstellungen der Kompressordrehzahl und des Luftvolumenstromes in Funktion der Umgebungstemperatur bei Verwendung der optimierten Abtauregelung gemäss Kapitel 9.5. Bei Anwendung der optimierten Abtauregelung müssen zur Erreichung bestmöglicher Leistungs- bzw. Arbeitszahlen ebenfalls sowohl die Kompressordrehzahl als auch der Luftvolumenstrom innerhalb des effizient regelbaren Bereichs mit steigender Umgebungstemperatur ungefähr linear reduziert werden. Im vorliegenden Fall der

Heizkurve hochwertig sanierter Altbau erfolgt die kontinuierliche Leistungsregelung bei Umgebungstemperaturen im Bereich von -10°C bis 6°C . Bei Umgebungstemperaturen über 6°C wird die L/W-WP bei reduzierter Leistung mit konstanten Einstellungen des Kompressors und Ventilators im Ein/Aus-geregelten Betrieb betrieben.

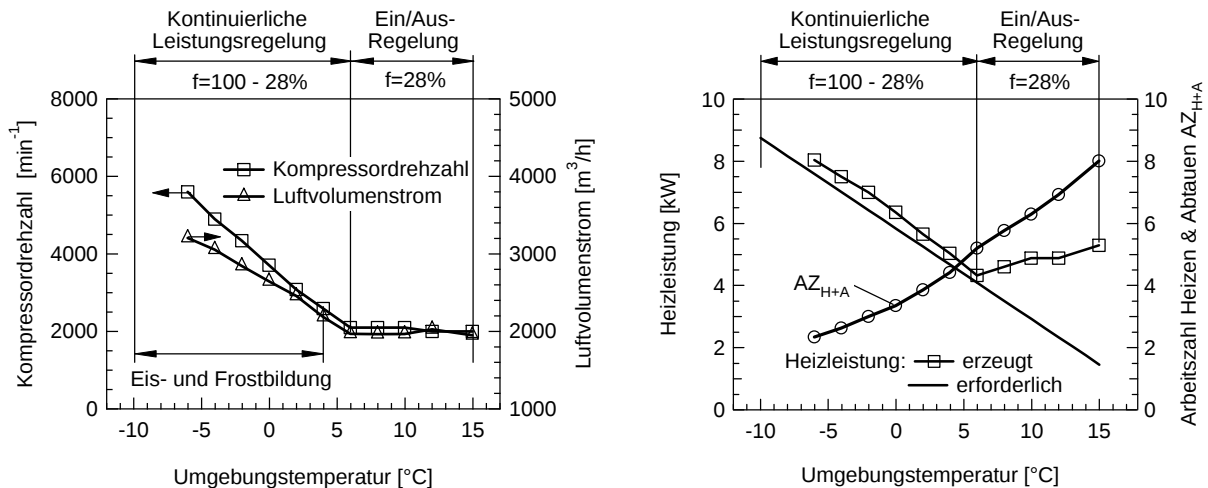


Abb. 8-20: L/W-WP-Prototyp mit Inverter-Scroll-Kompressor ohne Dampfeinspritzung für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau (35°C Rücklauftemperatur, 41°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur), links: Kompressordrehzahl und Luftvolumenstrom, rechts: Erforderliche und erzeugte Heizleistung sowie Arbeitszahl Heizen & Abtauen AZ_{H+A} (inkl. Ventilator)

Abb. 8-20 zeigt weiter die gemäss der Heizkurve hochwertig sanierter Altbau kontinuierlich erforderliche Heizleistung, die erzeugte Heizleistung und die resultierende Arbeitszahl Heizen & Abtauen bei Verwendung der optimierten Abtauregelung. Im leistungsgeregelten Betrieb der L/W-WP bei Umgebungstemperaturen im Bereich von -10°C bis 6°C wird die während dem Zyklus Heizen & Abtauen erzeugte Heizenergie der erforderlichen Heizenergie exakt angepasst. Aus diesem Grund ist die bei diesen Umgebungstemperaturen erzeugte Heizleistung grösser als die kontinuierlich erforderliche Heizleistung, so dass die periodischen Abtauvorgänge kompensiert werden können. Die resultierende Jahresarbeitszahl Heizen & Abtauen JAZ_{H+A} für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau unter Berücksichtigung der periodischen Abtauvorgänge ist in Abschnitt 8.3.5 aufgeführt.

8.3.5 Fazit

In Tab. 8-2 sind die JAZ des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter Scroll ohne Dampfeinspritzung, des Ein/Aus-geregelten L/W-WP-Prototyps mit dem Digital-Scroll Kompressor sowie der L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung, welche im Rahmen des BFE-Forschungsprojektes LOREF [1] untersucht wurde, für die Heizkurven „Minergie-Standard“ und „hochwertig sanierter Altbau“ zusammengefasst. Die Berechnung der JAZ nach der Methode von v. Böckh [5] erfolgte für die Summenhäufigkeitsverteilung der Umgebungstemperaturen von Zürich. Diese Methode wurde so modifiziert, dass der Einfluss der Eis- und Frostbildung und die damit erforderlichen periodischen Abtauprozesse berücksichtigt werden können. In der nachfolgenden Tabelle sind jeweils die resultierenden JAZ mit und ohne Berücksichtigung der Abtauprozesse aufgeführt.

Die für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau resultierenden Leistungszahlen bei -10°C des L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung sowie der L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung, welche in LOREF [1] untersucht wurde, wurden für die Berechnungen der JAZ extrapoliert.

Heizkurve	Minergie-Standard (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)		hochwertig sanierter Altbau (35°C Rücklauftemperatur, 41°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)	
Wärmepumpe	L/W-WP-Prototyp	L/W-WP-Prototyp	L/W-WP-Prototyp	L/W-WP (LOREF)
Kompressortyp	Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung	Digital-Scroll	Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung	Scroll
Regelstrategie	Leistungsregelung	Ein/Aus-Regelung	Leistungsregelung	Ein/Aus-Regelung
Jahresarbeitszahl ohne Abtauung JAZ_H	5.01	4.20	4.91	3.13
Jahresarbeitszahl mit Abtauung JAZ_{H+A}	4.78	-	4.76	2.87

Tab. 8-2: *Jahresarbeitszahlen mit und ohne Berücksichtigung der Abtauung des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung, des Ein/Aus-geregelten L/W-WP-Prototyps mit Digital-Scroll Kompressor und der L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung, welche in LOREF [1] untersucht wurde, für die Heizkurven „Minergie-Standard“ und „hochwertig sanierter Altbau“ sowie für die Klimaregion Zürich*

Der leistungsgeregelte L/W-WP-Prototyp mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung erreicht sehr hohe Jahresarbeitszahlen Heizen JAZ_H (ohne Berücksichtigung der Abtauung), welche mit 5.01 für die Heizkurve „Minergie-Standard“ und 4.91 für die Heizkurve „hochwertig sanierter Altbau“ im Bereich von Ein/Aus-geregelten Sole/Wasser-WP liegen. Bei der Verwendung des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung in einem hochwertig sanierten Altbau kann die Jahresarbeitszahl Heizen JAZ_H im Vergleich zur L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung, welche in LOREF [1] untersucht wurde, um rund 58% verbessert werden. Auch bei der Verwendung in einem Gebäude im Minergie-Standard kann die Jahresarbeitszahl Heizen JAZ_H gegenüber sehr guter L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung um rund 21% erhöht werden. Damit bestätigen die experimentellen Untersuchungen des L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung das Potenzial der Leistungsregelung von L/W-WP eindrücklich.

Da es sich bei diesem Kompressor um einen Prototypen handelt, welcher nicht speziell für die WP-Anwendung entwickelt wurde, ist die direkte Aufbereitung von Brauchwarmwasser mit Temperaturen von z.T. über 60°C nicht möglich. Bei Verwendung eines effizienten Frischwassersystems mit einer maximal erforderlichen Speichertemperatur von rund 46°C könnte jedoch bei sämtlichen relevanten Umgebungstemperaturen Brauchwarmwasser bereitgestellt werden.

Auch mit Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung und der damit erforderlichen periodischen Abtauprozesse erreicht der L/W-WP-Prototyp mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung sehr hohe Jahresarbeitszahlen Heizen & Abtauen JAZ_{H+A} . Diese liegen mit 4.78 für die Heizkurve „Minergie-Standard“ und 4.76 für die Heizkurve „hochwertig sanierter Altbau“ deutlich über den Werten heutiger Ein/Aus-geregelter L/W-WP.

8.4 Luft/Wasser-Wärmepumpe mit Inverter Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung

Nach den experimentellen Untersuchungen des L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung wurde der Prototyp für die Durchführung weiterer Messreihen erneut umgebaut. Dabei wurde der L/W-WP-Prototyp mit einem Scroll-Kompressor ausgestattet, welcher analog zum Vorgängermodell über die Drehzahlvariation mittels Inverter eine kontinuierliche Leistungsregelung ermöglicht. Es handelt sich dabei um einen Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung der Emerson Climate Technologies GmbH. Dieser Kompressor verfügt wie bereits der Prototyp ohne Dampfeinspritzung über einen weiten zulässigen Drehzahlbereich (1800 min^{-1} bis 7000 min^{-1}), so dass die Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung grundsätzlich innerhalb eines weiten Bereichs der Umgebungstemperaturen möglich ist. Abb. 8-21 zeigt den bei 6°C Umgebungstemperatur gemessenen Verlauf der Leistungszahl (ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung) in Funktion der Kompressordrehzahl des L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung. Die maximale Effizienz im Teillastbetrieb der WP kann bei einer Drehzahl von rund 3300 min^{-1} erreicht werden. Bei diesem Kompressor darf zur Erreichung bestmöglicher Leistungszahlen nicht der gesamte zulässige Drehzahlbereich zur Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung ausgenutzt werden. Der bei der simultanen Regelung des Kompressors und Ventilators effizient regelbare Bereich der Kompressordrehzahlen geht von 7000 min^{-1} bis rund 3300 min^{-1} und ist damit gegenüber dem Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung etwas kleiner. Innerhalb dieses Drehzahlbereichs hat eine Reduktion der Kompressordrehzahl (und Ventilator-drehzahl) stets eine Verbesserung der Effizienz der L/W-WP zur Folge. Bei diesem Kompressor handelt es sich um einen speziell für die WP-Anwendung optimierten Kompressor. Zur Erreichung einer einwandfreien Funktion im Betrieb bei tiefen Verdampfungstemperaturen und hohen Kondensationstemperaturen sowie zur Verbesserung der Effizienz im Betrieb mit grossen (inneren) Temperaturhuben verfügt dieser Kompressor über eine zuschaltbare Dampf- bzw. Nassdampfeinspritzung, so dass die Aufbereitung von Brauchwarmwasser unabhängig von der Umgebungstemperatur jederzeit möglich ist.

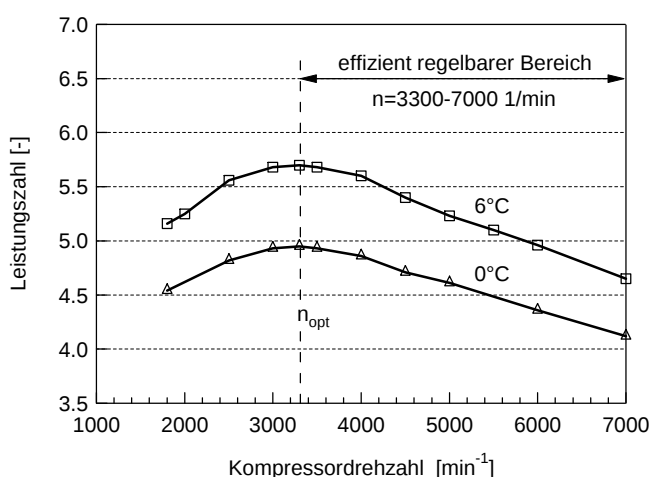


Abb. 8-21: Leistungszahl ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion der Kompressordrehzahl des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung aus Messungen bei 0°C und 6°C Umgebungstemperatur, $3360 \text{ m}^3/\text{h}$ Luftvolumenstrom, 85% rel. Feuchtigkeit, Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

Die experimentellen Untersuchungen des L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung erfolgten für die Heizkurve des Gebäudes im „Minergie-Standard“, die Heizkurve des „hochwertig sanierten Altbaus“ sowie für die Heizkurve des „sanierten Altbaus“ und dabei jeweils mit und ohne Berücksichtigung der periodischen Abtauprozesse. Aufgrund des deutlich höheren Effizienz-

steigerungspotenzials wurde am L/W-WP-Prototyp mit Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung hauptsächlich die simultane Regelung des Kompressors und Ventilators untersucht. Anhand der einiger Messpunkte für die Heizkurve Minergie-Standard wird nachfolgend jedoch aufgezeigt, was bei einer alleinigen Leistungsregelung des Kompressors zwingend berücksichtigt werden muss und weshalb das Potenzial für Effizienzsteigerungen bei dieser Regelstrategie relativ gering ist.

8.4.1 Alleinige Leistungsregelung des Kompressors

Der Betrieb der WP mit alleiniger Regelung des Kompressors und konstantem Luftvolumenstrom wurde aufgrund des relativ geringen Potenzials für Effizienzsteigerungen nur für die Heizkurve des Gebäudes im Minergie-Standard und ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung untersucht. Abb. 8-22 zeigt die gemäss der Heizkurve Minergie-Standard erforderliche Heizleistung und die mit dem L/W-WP-Prototyp mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung erzeugte Heizleistung in Funktion der Umgebungstemperatur.

Wird bei der alleinigen Leistungsregelung des Kompressors und konstantem Luftvolumenstrom von $3400 \text{ m}^3/\text{h}$ der Kompressor so geregelt, dass die Leistungszahl stets bestmöglich ist, kann die erzeugte Heizleistung für Umgebungstemperaturen im Bereich zwischen -10°C und -2°C kontinuierlich der erforderlichen Heizleistung angepasst werden.

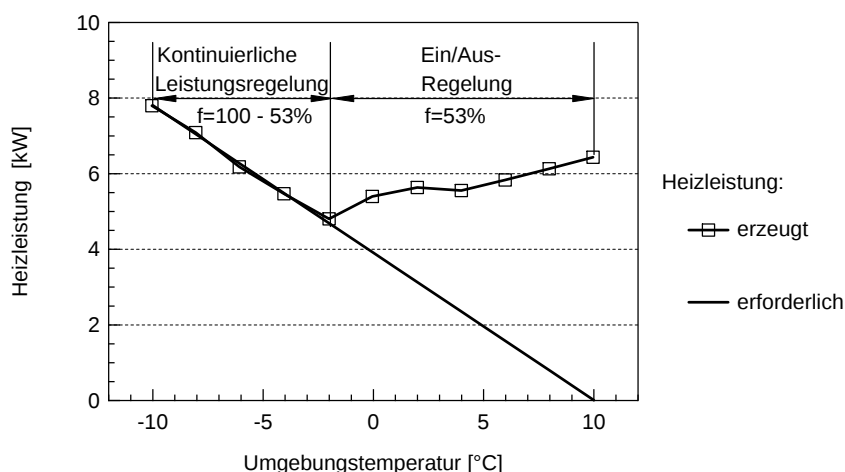


Abb. 8-22: Erforderliche und erzeugte Heizleistung des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung bei alleiniger Leistungsregelung des Kompressors in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Zur Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung wird die Drehzahl des Kompressors von 7000 min^{-1} bei -10°C auf 3800 min^{-1} bei -2°C Umgebungstemperatur ungefähr linear reduziert. Im Bereich der Umgebungstemperaturen von -10°C bis 4°C können die Leistungszahlen durch die Dampfeinspritzung leicht verbessert werden. Bei Umgebungstemperaturen über 4°C bleibt die Dampfeinspritzung hingegen deaktiviert, da diese bei kleineren inneren Temperaturhuben keine Verbesserung der Leistungszahl zur Folge hat.

Bei Umgebungstemperaturen über -2°C wird der L/W-WP-Prototyp bei konstanter Kompressordrehzahl und ohnehin konstantem Luftvolumenstrom im Ein/Aus-Betrieb betrieben, da eine weitere Reduktion eine Verschlechterung der Leistungszahlen zur Folge hätte. Die optimale Kompressordrehzahl bei Umgebungstemperaturen über -2°C beträgt dabei rund 3800 min^{-1} . Bei einer alleinigen Leistungsregelung des Kompressors und konstantem Luftvolumenstrom kann der zulässige Drehzahlbereich des Inverter-Scroll Kompressors mit Dampfeinspritzung bei weitem nicht ausgenutzt werden. Ursache dafür ist unter anderem der relativ hohe (konstante) Luftvolumenstrom von rund

3400 m³/h, welcher den effizient regelbaren Bereich der Kompressordrehzahlen stark einschränkt (vgl. Abb. 8-25). Der für die hier durchgeführten Untersuchungen verwendete Luftvolumenstrom erscheint tendenziell eher gross, ist aber zur Gewährleistung einer einwandfreien Funktion im Volllastbetrieb bei tiefen Quellentemperaturen erforderlich. Ausserdem kann bei Verwendung kleinerer Luftvolumenströme die erforderliche Heizleistung bei -10°C Umgebungstemperatur nicht gedeckt werden.

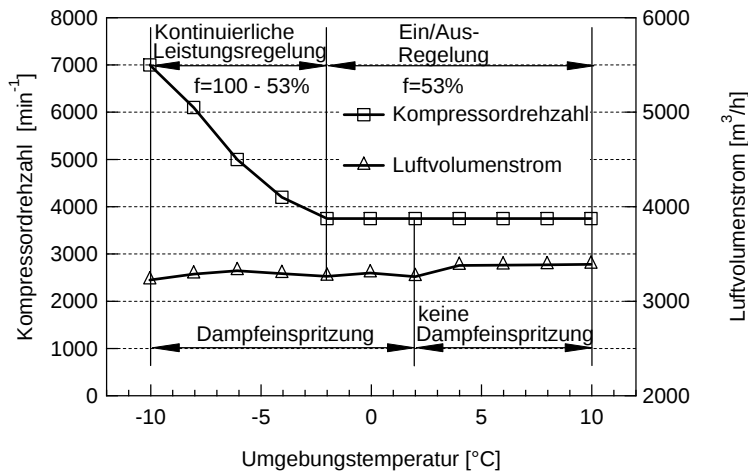


Abb. 8-23: Kompressordrehzahl und Luftvolumenstrom des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung mit alleiniger Leistungsregelung des Kompressors in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Abb. 8-24 zeigt die Verläufe der elektrischen Leistungsaufnahmen des Kompressors und Ventilators des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung bei alleiniger Leistungsregelung des Kompressors in Funktion der Umgebungstemperatur.

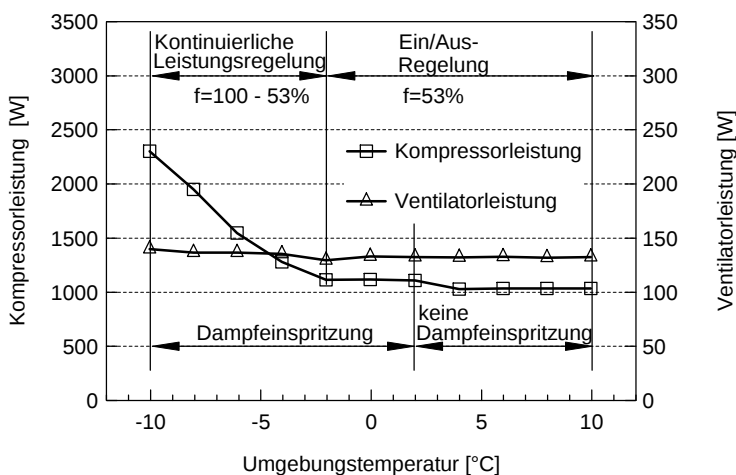


Abb. 8-24: Elektrische Leistungsaufnahmen des Kompressors und Ventilators des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung mit alleiniger Leistungsregelung des Kompressors in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Bei einer alleinigen Leistungsregelung des Kompressors nimmt mit steigender Umgebungstemperatur im Bereich von -10°C bis -2°C lediglich die Kompressorleistung gemäss der Reduktion der Kompressordrehzahl ab, während die Ventilatorleistung unverändert hoch bleibt. Bei Umgebungs-

temperaturen über -2°C wird der L/W-WP-Prototyp bei konstanter (reduzierter) Kompressordrehzahl Ein/Aus-geregelt, so dass die Kompressorleistung nicht weiter reduziert wird. Infolge des unregelmässigen Ventilators nimmt das Verhältnis von Ventilator- und Kompressorleistung mit steigender Umgebungstemperatur von rund 5% bei -10°C auf 13% bei 10°C stark zu. Dies führt zu einer deutlichen Verschlechterung der Effizienz bei hohen Umgebungstemperaturen sowie zu einer massgeblichen Reduktion des Bereichs der effizient regelbaren Kompressordrehzahlen.

Abb. 8-25 zeigt, dass der effizient regelbare Bereich der Kompressordrehzahlen des Inverter-Scroll Kompressors mit Dampfeinspritzung bei der simultanen Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator deutlich grösser ist.

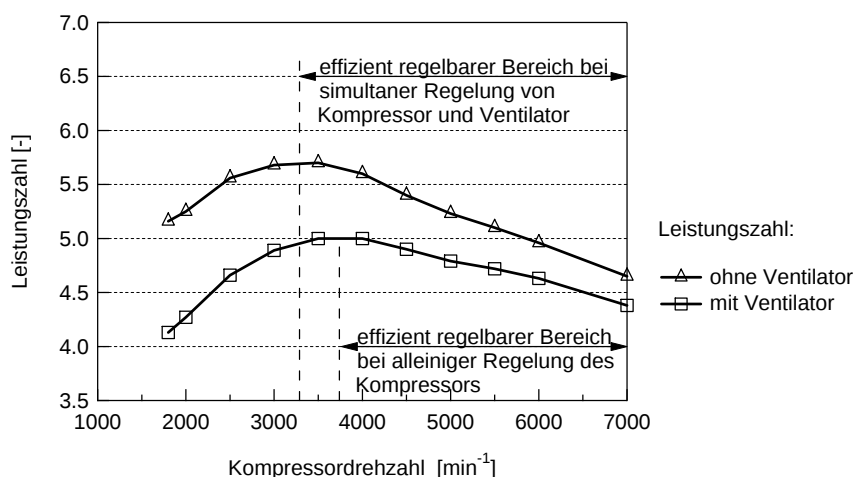


Abb. 8-25: Leistungsanzahl mit und ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion der Kompressordrehzahl des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung aus Messungen bei 6°C Umgebungstemperatur, $3360\text{ m}^3/\text{h}$ Luftvolumenstrom, 85% rel. Feuchtigkeit, Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

In Abb. 8-26 sind die resultierenden Leistungsanzahlen mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung des L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung im Betrieb mit alleiniger Leistungsregelung des Kompressors sowie im Betrieb mit simultaner Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator für die Heizkurve Minergie-Standard in Funktion der Umgebungstemperatur dargestellt. Bei einer alleinigen Leistungsregelung des Kompressors und konstantem Luftvolumenstrom nimmt die Leistungsanzahl von 3.3 bei -10°C auf 5.6 bei 10°C Umgebungstemperatur zu und liegt damit leicht über den Werten des Ein/Aus-geregelten L/W-WP-Prototyps mit dem Digital-Scroll Kompressor (vgl. Abb. 8-26). Gegenüber der simultanen Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator fallen die erreichbaren Leistungsanzahlen bei einer alleinigen Leistungsregelung des Kompressors und konstantem Luftvolumenstrom jedoch deutlich tiefer aus (vgl. Abb. 8-26). Ursache dafür ist die über den gesamten Bereich der Umgebungstemperaturen konstante Ventilatorleistung, welche sich insbesondere bei höheren Umgebungstemperaturen stark nachteilig auf die erreichbaren Leistungsanzahlen auswirkt. Zusätzlich wird durch die relativ hohe, konstante Ventilatorleistung der effizient regelbare Bereich der Kompressordrehzahlen deutlich eingeschränkt (vgl. Abb. 8-25).

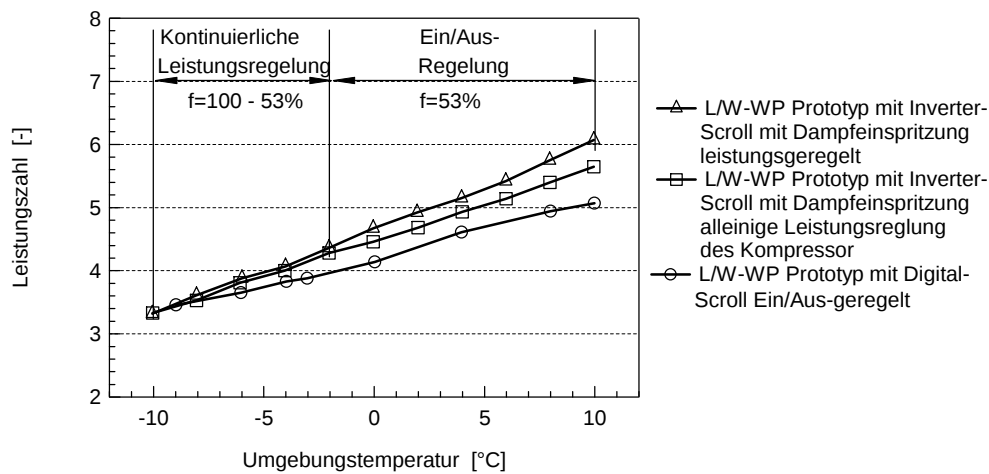


Abb. 8-26: Leistungszahl mit Berücksichtigung des Ventilators des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung mit alleiniger Leistungsregelung des Kompressors, des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor im leistungsgeregelten Betrieb sowie des L/W-WP-Prototyps mit Digital-Scroll Kompressor im Ein/Aus-Betrieb in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Die bei einer alleinigen Leistungsregelung des Kompressors und konstantem Luftvolumenstrom erreichbaren Jahresarbeitszahlen Heizen JAZ_H ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung und der damit erforderlichen periodischen Abtauprozesse sind in Kapitel 8.4.3 für die Heizkurve Minergie-Standard aufgeführt.

8.4.2 Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators

Wie bereits bei der experimentellen Untersuchung des L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung werden nachfolgend zu Gunsten einer einfacheren Interpretation in einem ersten Schritt jeweils die Resultate ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung und der damit erforderlichen Abtauvorgänge diskutiert. Praxisgerecht werden jedoch in einem weiteren Schritt auch jeweils die Resultate mit Berücksichtigung der periodisch erforderlichen Abtauprozesse unter Einbezug der in Kapitel 9.5 beschriebenen optimierten Abtauregelung dargestellt.

a) Resultate für Heizkurve „Minergie-Standard“ ohne Abtaung

Abb. 8-27 zeigt die gemäss der Heizkurve Minergie-Standard erforderliche Heizleistung sowie die mit dem L/W-WP-Prototyp mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung erzeugte Heizleistung in Funktion der Umgebungstemperatur ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung.

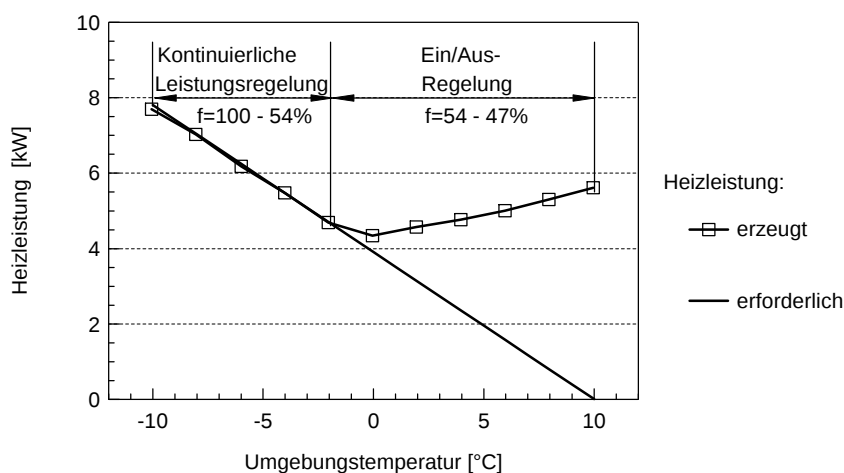


Abb. 8-27: Erforderliche und erzeugte Heizleistung des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Zur Erreichung bestmöglicher Leistungszahlen ist die kontinuierliche Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung nur in einem relativ kleinen Bereich der Umgebungstemperaturen möglich. Die optimale Regelung des Kompressors und Ventilators hat zur Folge, dass die erzeugte Heizleistung lediglich für Umgebungstemperaturen im Bereich zwischen -10°C und -2°C kontinuierlich der erforderlichen Heizleistung angepasst werden kann. Dazu wird die Drehzahl des Kompressors von 7000 min⁻¹ (Volllast) bei -10°C auf 3800 min⁻¹ bei -2°C Umgebungstemperatur reduziert (vgl. Abb. 8-28). Zur Verbesserung der Leistungszahlen bei tiefen Quellentemperaturen wird der Kompressor bei Umgebungstemperaturen im Bereich von -10°C bis -4°C mit aktivierter Dampfeinspritzung betrieben. Bei Umgebungstemperaturen über -4°C bleibt die Dampfeinspritzung im Heizbetrieb deaktiviert.

Analog zur Kompressordrehzahl wird die Ventilator-drehzahl mit steigender Umgebungstemperatur von -10°C bis -2°C nahezu linear reduziert. Infolgedessen reduziert sich der Luftvolumenstrom von 3250 m³/h bei -10°C auf rund 2500 m³/h bei -2°C Umgebungstemperatur. Bei Umgebungstemperaturen im Bereich zwischen -2°C und 2°C werden mit steigender Umgebungstemperatur sowohl die Kompressordrehzahl als auch der Luftvolumenstrom nochmals leicht reduziert, ohne dass dadurch eine exakte Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung erreicht wird (vgl. Abb. 8-27). Die Kompressordrehzahl wird dabei von 3800 min⁻¹ bei -2°C auf 3300 min⁻¹ bei 2°C Umgebungstemperatur reduziert, während der Luftvolumenstrom infolge der Reduktion der Ventilator-drehzahl von rund 2500 m³/h auf knapp 2000 m³/h abnimmt. Für Umgebungstemperaturen

über 2°C werden sowohl die Kompressor- als auch die Ventilator-drehzahl nicht weiter reduziert, da die Effizienz der WP ansonsten abnehmen würde. Die L/W-WP wird bei Umgebungstemperaturen über -2°C bei reduzierter Leistung (Teillastverhältnis von rund 50%) im Ein/Aus-Betrieb betrieben, was einen leichten Anstieg der erzeugten Heizleistung oberhalb -2°C Umgebungstemperatur zur Folge hat (vgl. Abb. 8-27). Während bei Umgebungstemperaturen unter -2°C die erforderliche Heizleistung die maximale Reduktion der Kompressordrehzahl (und des Luftvolumenstromes) limitiert, wirkt bereits bei Umgebungstemperaturen über -2°C das Teillastverhalten bzw. der Teillastwirkungsgrad des Kompressors limitierend bezüglich der maximalen Reduktion der Kompressor- und Ventilator-drehzahl. Der Bereich der Umgebungstemperaturen, in welchem die erzeugte Heizleistung kontinuierlich der erforderlichen angepasst werden kann, ist im Vergleich zum L/W-WP-Prototyp mit dem Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung deutlich kleiner.

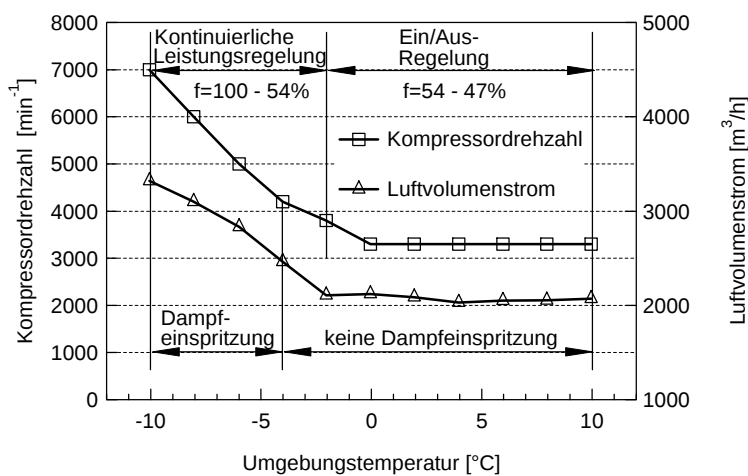


Abb. 8-28: Kompressordrehzahl und Luftvolumenstrom des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

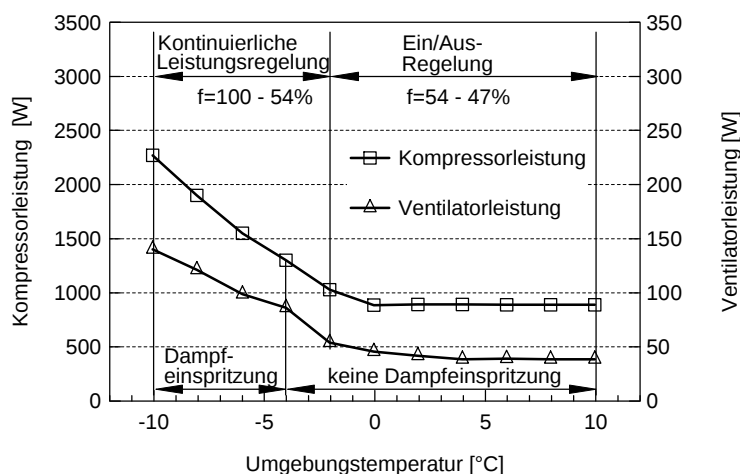


Abb. 8-29: Elektrische Leistungsaufnahmen des Kompressors und Ventilators des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Abb. 8-29 zeigt die elektrischen Leistungsaufnahmen des Kompressors und Ventilators des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung in Funktion der Umgebungstemperatur. Analog zum L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung nehmen die elektrischen Leistungsaufnahmen des Kompressors und Ventilators infolge Reduktion der Kompressordrehzahl und des Luftvolumenstromes mit steigender Umgebungstemperatur im Bereich von -10°C bis -2°C stark ab. Im Ein/Aus-geregelten Betrieb bei Umgebungstemperaturen über -2°C bleiben die elektrischen Leistungsaufnahmen des Kompressors und Ventilators dagegen ungefähr konstant. Bei optimaler Regelung von Kompressor und Ventilator bleibt das Verhältnis von Ventilator- und Kompressorleistung über den gesamten Bereich der Umgebungstemperatur nahezu konstant (rund 4–6%).

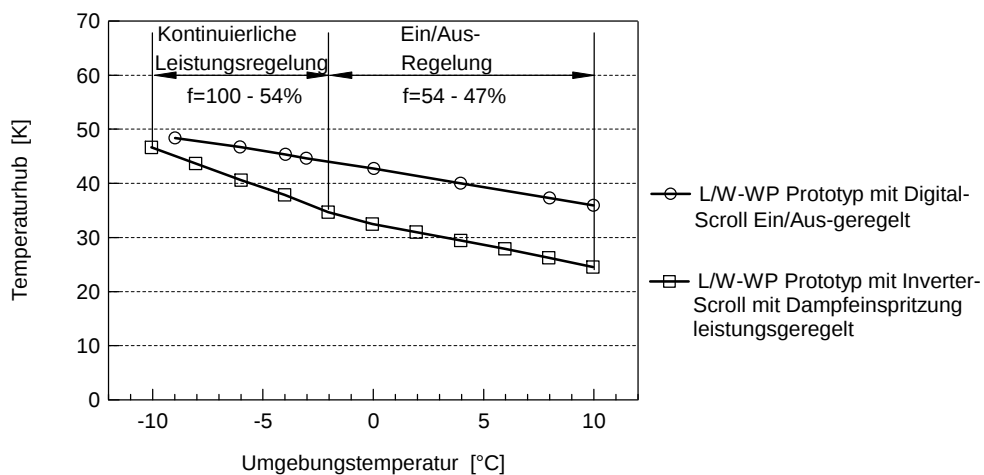


Abb. 8-30: Innerer Temperaturhub des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung sowie des L/W-WP-Prototyps mit Digital-Scroll Kompressor im Ein/Aus-Betrieb in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Abb. 8-30 zeigt den inneren Temperaturhub des L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung im leistungsgeregelten Betrieb sowie des L/W-WP-Prototyps mit Digital-Scroll Kompressor im Ein/Aus-geregelten Betrieb in Funktion der Umgebungstemperatur. Trotz des relativ kleinen Bereiches der Umgebungstemperaturen, in welchem die erzeugte Heizleistung exakt der erforderlichen angepasst werden kann, wird der innere Temperaturhub durch die Leistungsregelung gegenüber dem Ein/Aus-geregelten L/W-WP-Prototyp deutlich reduziert. Der Temperaturhub des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung nimmt von rund 47 K bei -10°C Umgebungstemperatur auf 25 K bei 10°C ab, während der Temperaturhub des L/W-WP-Prototyp mit Ein/Aus-Regelung von rund 48 K bei -9°C Umgebungstemperatur lediglich auf rund 36 K bei 10°C abnimmt.

In Abb. 8-31 sind die resultierenden Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung sowie des Ein/Aus-geregelten Prototypen mit Digital-Scroll Kompressor in Funktion der Umgebungstemperatur dargestellt. Obwohl der Bereich der Umgebungstemperaturen, in welchem die erzeugte Heizleistung kontinuierlich der erforderlichen angepasst wird, relativ klein ist (-10°C bis -2°C), resultieren bezüglich Eis- und Frostbildung deutlich günstigere Verdampfungstemperaturen als bei Ein/Aus-geregelten L/W-WP. Der effizient regelbare Bereich der Kompressordrehzahlen des Inverter-Scrolls mit Dampfeinspritzung ist gegenüber dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung deutlich kleiner, so dass bei diesem Kompressor zur Erreichung bestmöglicher Leistungszahlen eine minimale Kompressordrehzahl von rund 3000 min^{-1} nicht unterschritten werden darf. Aus diesem Grund konnte

die erforderliche Kältemittelfüllmenge gegenüber dem L/W-WP-Prototyp mit dem Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung deutlich reduziert werden. Der starke Anstieg der Kondensationstemperaturen bei tiefen Umgebungstemperaturen, welcher beim L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung beobachtet werden konnte, konnte durch die geringere Füllmenge vollständig vermieden werden, was sich äusserst positiv auf die Effizienz im Betrieb bei tiefen Umgebungstemperaturen auswirkt.

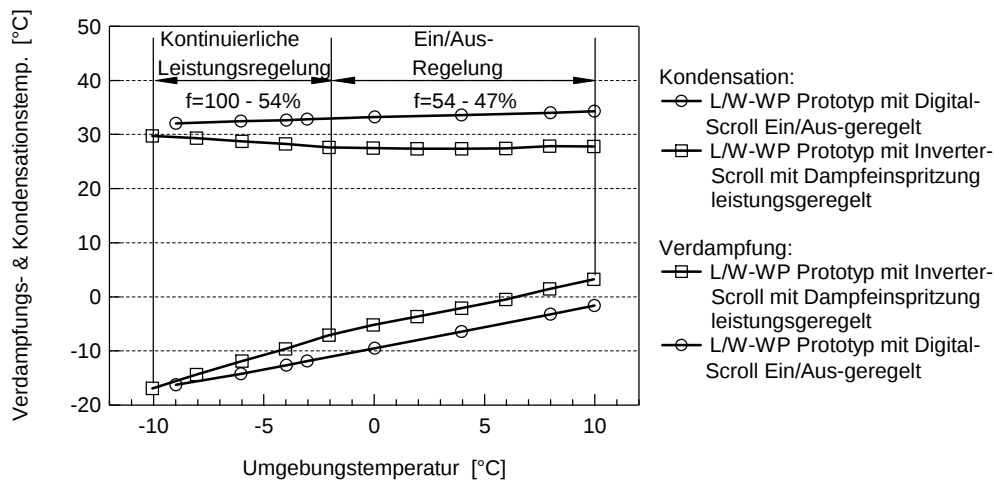


Abb. 8-31: Verdampfungs- und Kondensationstemperatur des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung sowie des L/W-WP-Prototyps mit Digital-Scroll Kompressor im Ein/Aus-Betrieb in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauf-temperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

In Abb. 8-32 sind die resultierenden Leistungszahlen (mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung) des L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung im leistungsgeregelten Betrieb für die Heizkurve Minergie in Funktion der Umgebungstemperatur dargestellt. Die Leistungszahl nimmt von 3.3 bei -10°C auf 6.1 bei 10°C Umgebungstemperatur zu und liegt damit deutlich über den Werten des Ein/Aus-geregelten L/W-WP-Prototyps. Abb. 8-32 zeigt zum Vergleich zusätzlich die Verläufe der Leistungszahlen des Ein/Aus-geregelten L/W-WP-Prototyps sowie des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung. Die Verwendung des Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung in einer leistungsgeregelten L/W-WP ermöglicht eine klare Effizienzverbesserung gegenüber L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung. Die resultierenden Leistungszahlen liegen bei Umgebungstemperaturen über -2°C jedoch deutlich unter den Werten, welche mit dem leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyp mit dem Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung erreicht werden konnten. Bei Umgebungstemperaturen unter -2°C ermöglicht der Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung gegenüber dem Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung dagegen deutlich höhere Leistungszahlen. Hier zeigt sich, dass es sich beim Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung um einen speziell für die WP-Anwendung optimierten Kompressor handelt und dadurch einen effizienten Betrieb bei hohen inneren Temperaturhuben ermöglicht. Dies hat jedoch gleichzeitig zur Folge, dass die Leistungszahlen im Betrieb bei höheren Umgebungstemperaturen und kleinen Temperaturhuben nicht im gleichen Masse ansteigen wie dies bei Verwendung des Inverter-Scrolls ohne Dampfeinspritzung der Fall war. Die resultierende Jahresarbeitszahl Heizen JAZ_H für die Heizkurve Minergie-Standard ohne Berücksichtigung der periodischen Abtauprozesse ist in Abschnitt 8.4.3 dargestellt.

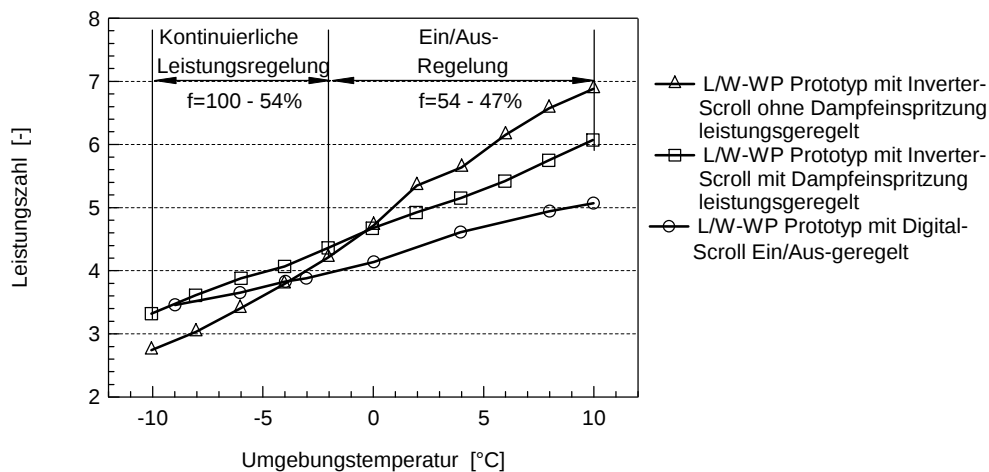


Abb. 8-32: Leistungsanzahl mit Berücksichtigung des Ventilators des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung, des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung sowie des L/W-WP-Prototyps mit Digital-Scroll Kompressor im Ein/Aus-Betrieb in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

b) Resultate für Heizkurve „Minergie-Standard“ mit Abtauerung

Da im leistungsgeregelten Betrieb bereits bei Umgebungstemperaturen über rund 3°C keine Eis- und Frostbildung auftritt, wurde bei den hier diskutierten experimentellen Untersuchungen ausschliesslich die Prozessumkehrabtauung angewendet. Grund dafür ist, dass die Ventilatornachlaufabtauung erst bei Lufttemperaturen über 2°C und nur bei genügend hoher relativer Luftfeuchtigkeit effizient einsetzbar ist [1]. Der Einsatzbereich der Abtauung mit Ventilatornachlauf würde sich somit auf Umgebungstemperaturen im Bereich von rund 2°C bis 3.5°C beschränken. Die in Kapitel 9.5 aufgeführten Untersuchungen zeigen ausserdem, dass die Abtauung mit Ventilatornachlauf in diesem Bereich kaum effizienter ist als die Abtauung mit Prozessumkehr. Die maximale Effizienzsteigerung gegenüber der Abtauung mit Prozessumkehr beträgt bei diesen Umgebungstemperaturen lediglich rund 2%.

Abb. 8-33 zeigt die optimalen Einstellungen der Kompressordrehzahl und des Luftvolumenstromes in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve Minergie-Standard unter Verwendung der optimierten Abtauregelung gemäss Kapitel 9.5. Weiter zeigt Abb. 8-34 die kontinuierlich erforderliche Heizleistung gemäss der Heizkurve Minergie-Standard, die erzeugte Heizleistung und die resultierende Arbeitszahl Heizen & Abtauen bei Verwendung der optimierten Abtauregelung. Der Verlauf der Arbeitszahl Heizen & Abtauen zeigt deutlich, dass bei Umgebungstemperaturen über 3°C keine Abtauungsprozesse erforderlich sind. Zwischen 3°C und 4°C Umgebungstemperatur gibt es aus diesem Grund infolge der wegfallenden Abtauungsprozesse einen deutlichen Knick im Verlauf der Arbeitszahl Heizen & Abtauen.

Während den erforderlichen periodischen Abtauvorgängen wird durch die L/W-WP keine Heizenergie erzeugt. Bei Anwendung einer Abtauung mit Prozessumkehr wird dem Gebäude zusätzlich Wärme durch die WP entzogen, da das Gebäude während der Prozessumkehr als Wärmequelle dient. Dieser Wärmeentzug sowie die während der Dauer des Abtauvorganges wegfallende Heizleistung müssen während der Heizphase kompensiert werden. Dies gilt ebenfalls für allenfalls auftretende Sperrzeiten, welche im vorliegenden Fall jedoch vernachlässigt werden. Die in Kapitel 9.5 beschriebenen Untersuchungen zeigen, dass die Effizienz der WP optimal wird, wenn die während der Heizphase erzeugte Heizleistung gegenüber der kontinuierlich erforderlichen Heizleistung nur gerade so stark

angehoben wird, dass der Abtauvorgang damit gedeckt werden kann. Die während der gesamten Zyklusdauer Heizen & Abtauen erzeugte Heizenergie entspricht somit idealerweise gerade der während dieser Zeitperiode erforderlichen Heizenergie. Dabei gilt es weiterhin zu berücksichtigen, dass bei der Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizenergie das optimale Teillastverhältnis bzw. die optimale Kompressordrehzahl nicht unterschritten werden darf, da dies eine Verschlechterung der Effizienz zur Folge hat. Detaillierte Erklärungen zur optimierten Abtauregelung sind in Kapitel 9.5 zu finden.

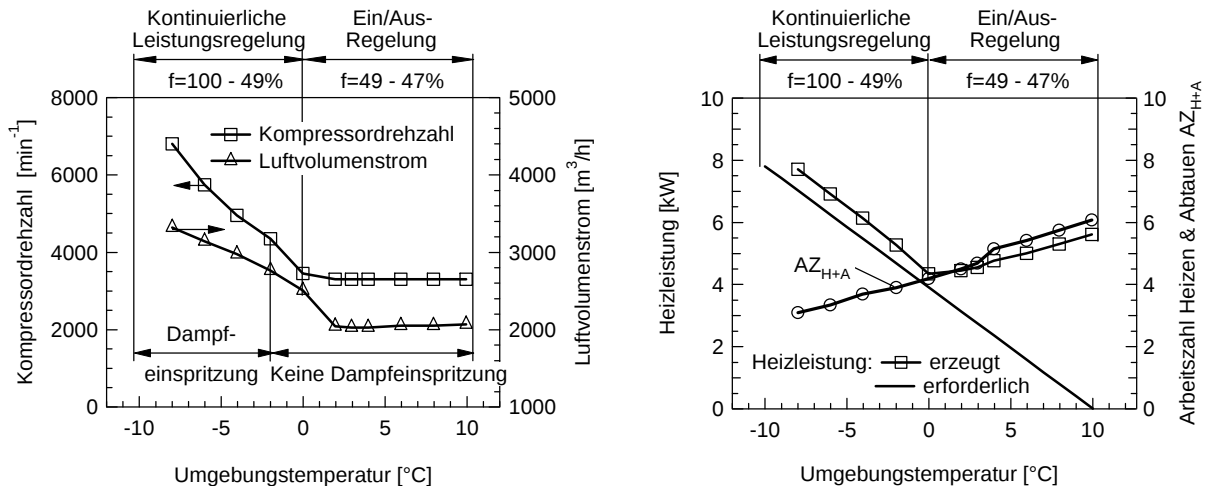


Abb. 8-33: L/W-WP-Prototyp mit Inverter-Scroll-Kompressor mit Dampfeinspritzung für die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur), links: Kompressordrehzahl und Luftvolumenstrom, rechts: Erforderliche und erzeugte Heizleistung sowie Arbeitszahl Heizen & Abtauen AZ_{H+A} (inkl. Ventilator)

Bei Anwendung der optimierten Abtauregelung erfolgt die kontinuierliche Leistungsregelung der L/W-WP mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung bei Umgebungstemperaturen im Bereich von -10°C bis 0°C. In diesem Bereich der Umgebungstemperaturen wird die während des Zyklus Heizen & Abtauen erzeugte Heizenergie der erforderlichen Heizenergie exakt angepasst, was dazu führt, dass die erzeugte Heizleistung gegenüber der kontinuierlich erforderlichen Heizleistung zur Kompensation der Abtauvorgänge leicht grösser ausfällt. Bei Umgebungstemperaturen über 0°C wird die L/W-WP wie auch im Betriebsfall ohne Berücksichtigung der Abtaung bei reduzierter Leistung im Ein/Aus-Betrieb betrieben. Die resultierende Jahresarbeitszahl Heizen & Abtauen JAZ_{H+A} für die Heizkurve Minergie-Standard unter Berücksichtigung der periodischen Abtauvorgänge ist in Abschnitt 8.4.3 aufgeführt.

c) Resultate für Heizkurve „hochwertig sanierter Altbau“ ohne Abtauung

In Abb. 8-34 sind die gemäss der Heizkurve hochwertig sanierter Altbau erforderliche sowie die vom leistungsgeregelten L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung erzeugte Heizleistung in Funktion der Umgebungstemperatur ohne Berücksichtigung der Abtau-prozesse dargestellt.

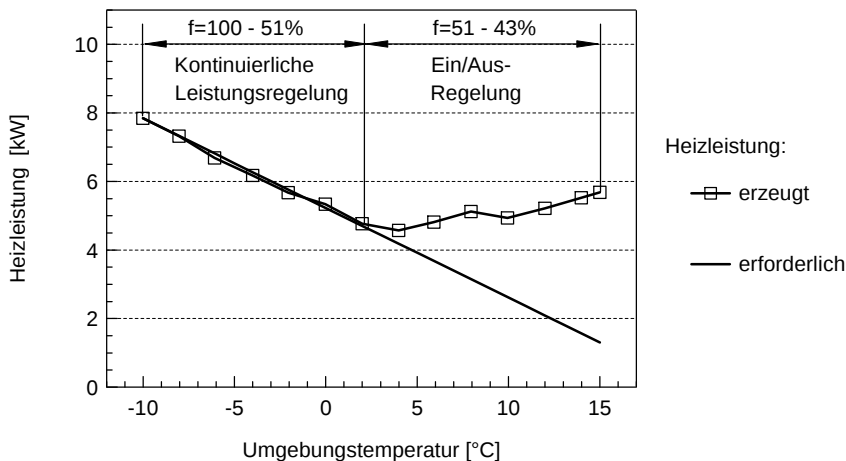


Abb. 8-34: Erforderliche und erzeugte Heizleistung des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau (35°C Rücklauftemperatur, 41°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Auch für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau ist der Bereich der Umgebungstemperaturen, in welchem die erzeugte Heizleistung kontinuierlich der erforderlichen angepasst werden kann, gegenüber dem L/W-WP-Prototyp mit dem Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung deutlich kleiner. Zur Erreichung bestmöglicher Leistungszahlen kann die erzeugte Heizleistung für Umgebungstemperaturen im Bereich von -10°C bis 2°C kontinuierlich der erforderlichen Heizleistung angepasst werden. Beim L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung ist diese Anpassung hingegen für Umgebungstemperaturen von -10°C bis 6°C möglich. Ursache dafür ist der deutlich kleinere Bereich effizient regelbarer Kompressordrehzahlen des Inverter-Scrolls mit Dampfeinspritzung. Zur Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung wird die Kompressordrehzahl von rund 7000 min⁻¹ bei -10°C Umgebungstemperatur auf 3600 min⁻¹ bei 2°C und der Luftvolumenstrom von rund 3400 m³/h auf 1900 m³/h reduziert. Zur Verbesserung der Leistungszahlen bei tiefen Quellentemperaturen und den damit verbundenen grossen Temperaturhuben wird der Kompressor bei Umgebungstemperaturen im Bereich von -10°C bis -2°C mit aktivierter Dampfeinspritzung betrieben. Bei Umgebungstemperaturen über -2°C können die resultierenden Leistungszahlen durch die Verwendung der Dampfeinspritzung nicht weiter verbessert werden. Bei höheren Umgebungstemperaturen wird die Dampfeinspritzung daher nicht aktiviert.

Bei Umgebungstemperaturen über 2°C erlaubt das Teillastverhalten bzw. der Teillastwirkungsgrad des Kompressors keine weitere Reduktion der Kompressordrehzahl, da dies eine Verschlechterung der Effizienz zur Folge hätte. Aus diesem Grund wird der L/W-WP-Prototyp bei Umgebungstemperaturen über 2°C mit nahezu konstanter Kompressordrehzahl und konstantem Luftvolumenstrom (1900 m³/h) im Ein/Aus-Betrieb betrieben. Während im Betrieb bei der Heizkurve Minergie-Standard eine minimale Kompressordrehzahl von 3300 min⁻¹ aus Effizienzgründen nicht unterschritten werden darf, kann die Kompressordrehzahl bei hohen Umgebungstemperaturen im Betrieb bei den Heizkurven „hochwertig sanierter Altbau“ und „sanierter Altbau“ auf 3000 min⁻¹ reduziert. Im Betrieb bei der Heizkurve hochwertig sanierter Altbau beträgt die optimale Kompressordrehzahl für

Umgebungstemperaturen im Bereich von 4°C bis 8°C beispielsweise 3300 min⁻¹ und 3000 min⁻¹ bei Umgebungstemperaturen über 8°C. Bereits in Kapitel 7.2 wurde beschrieben, dass sich das optimale Teillastverhältnis bzw. die optimale Kompressordrehzahl, welche zur Erreichung bestmöglicher Leistungszahlen nicht unterschritten werden soll, bei Heizkurven mit hohen Heizwassertemperaturen wie z.B. bei der Heizkurve des sanierten Altbau mit steigender Umgebungstemperatur leicht nach unten verschiebt.

Analog zur Heizkurve Minergie-Standard bleibt das Verhältnis von Ventilator- und Kompressorleistung bei Anwendung der optimalen Regelung von Kompressor und Ventilator auch bei der Heizkurve des hochwertig sanierten Altbau über den gesamten Bereich der Umgebungstemperaturen nahezu konstant (rund 5%). Auf eine erneute Darstellung der elektrischen Leistungsaufnahmen des Kompressors und Ventilators in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur wird daher verzichtet.

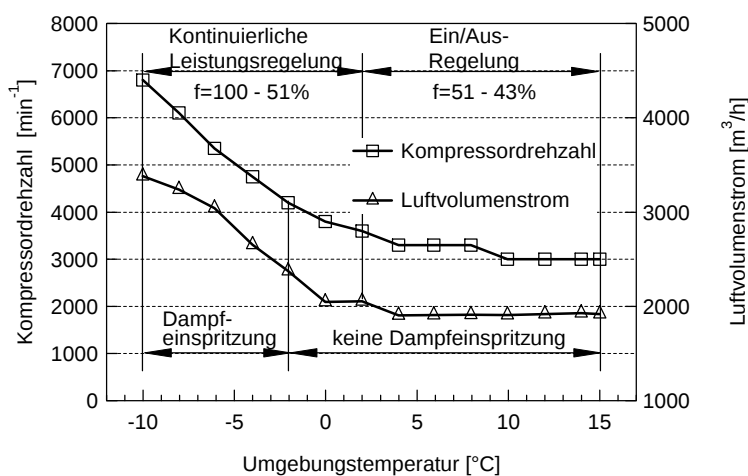


Abb. 8-35: Kompressordrehzahl und Luftvolumenstrom des LW-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau (35°C Rücklauftemperatur, 41°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

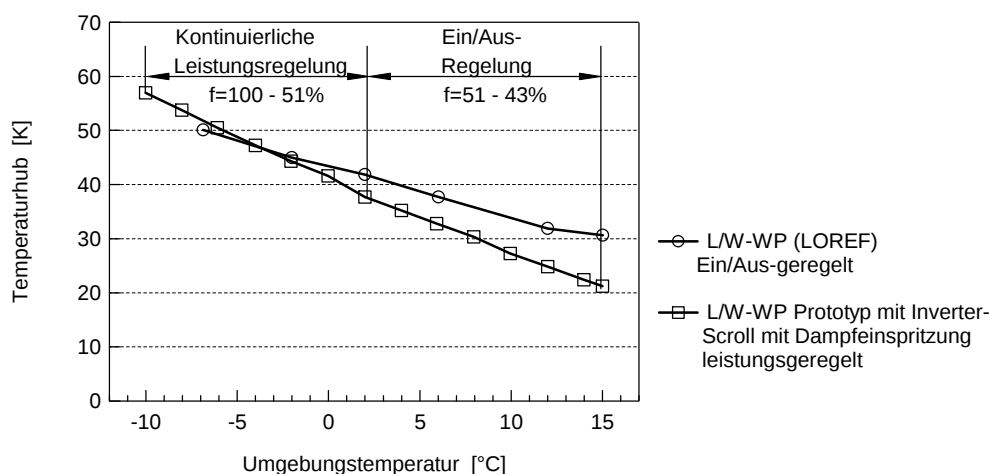


Abb. 8-36: Innerer Temperaturhub des LW-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung sowie der Ein/Aus-geregelten LW-WP, welche im Rahmen von LOREF [1] untersucht wurde, in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau (35°C Rücklauftemperatur, 41°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Abb. 8-36 zeigt den inneren Temperaturhub des L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung im leistungsgeregelten Betrieb sowie des L/W-WP-Prototyps im Ein/Aus-geregelten Betrieb in Funktion der Umgebungstemperatur. Aufgrund des deutlich kleineren Bereiches effizient regelbarer Kompressordrehzahlen kann der resultierende Temperaturhub mit zunehmender Umgebungstemperatur nicht gleich stark reduziert werden wie beim L/W-WP-Prototyp mit dem Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung. Auch die Verdampfungs- und Kondensations-temperaturen können mit zunehmender Umgebungstemperatur deutlich weniger angehoben bzw. reduziert werden. Gegenüber L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung resultieren bezüglich Eis- und Frostbildung jedoch trotzdem deutlich günstigere Verdampfungstemperaturen.

In Abb. 8-37 sind die resultierenden Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung sowie des Ein/Aus-geregelten L/W-WP-Prototyps in Funktion der Umgebungstemperatur aufgetragen. Auch im Betrieb mit der Heizkurve hochwertig sanierter Altbau kann ein starker Anstieg der Kondensations-temperaturen bei tiefen Umgebungstemperaturen aufgrund der reduzierten Kältemittelfüllmenge vermieden werden, was sich positiv auf die Effizienz bei tiefen Quellentemperaturen auswirkt.

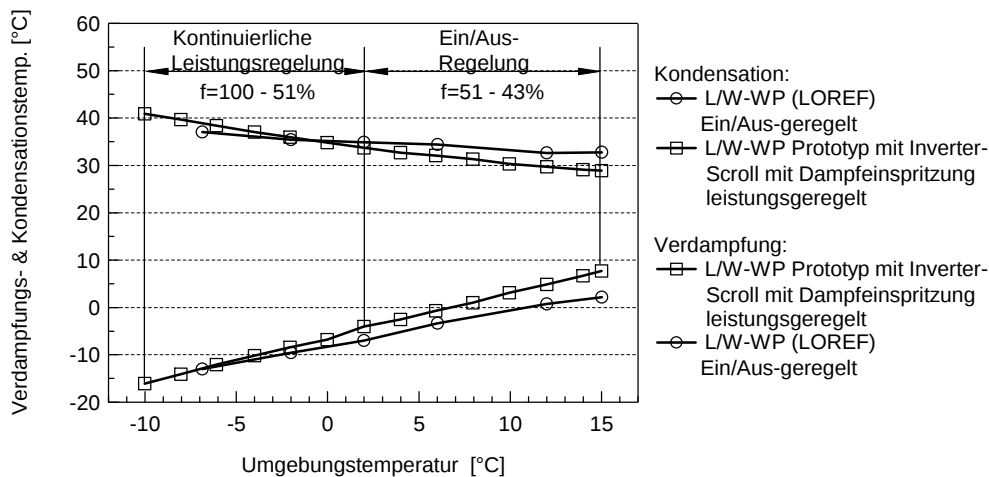


Abb. 8-37: Verdampfungs- und Kondensationstemperatur des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung sowie des L/W-WP-Prototyps mit Digital-Scroll Kompressor im Ein/Aus-Betrieb in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau (35°C Rücklauftemperatur, 41°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

In Abb. 8-38 sind die resultierenden Leistungszahlen (mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung) des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung im Betrieb für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau in Funktion der Umgebungstemperatur dargestellt. Die Leistungszahl nimmt von 2.8 bei -10°C Umgebungstemperatur auf 6.7 bei 15°C zu und liegt damit deutlich über den Werten der L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung, welche in LOREF [1] untersucht wurde. Die Effizienzverbesserung gegenüber der Ein/Aus-geregelten L/W-WP beträgt bei 15°C rund 60%. Abb. 8-38 zeigt zum Vergleich zusätzlich den Verlauf der Leistungszahl des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung. Bei Umgebungstemperaturen unter 2°C ermöglicht der für die WP-Anwendung optimierte Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung gegenüber dem Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung deutlich höhere Leistungszahlen. Die resultierenden Leistungszahlen bei Umgebungstemperaturen über 2°C liegen jedoch deutlich unter den Werten, welche mit dem leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyp mit dem Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung erreicht werden. Beispielsweise kann mit dem L/W-WP-Prototyp mit dem Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung bei 15°C Umgebungstemperatur eine Leistungszahl von 8.0 erreicht werden,

während die resultierende Leistungszahl des L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung bei der gleichen Umgebungstemperatur lediglich rund 6.7 beträgt.

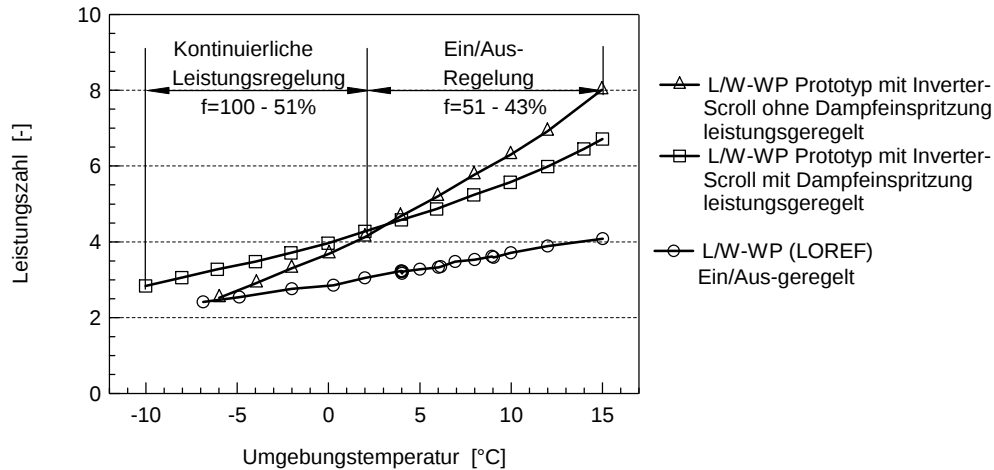


Abb. 8-38: Leistungsanzahl mit Berücksichtigung des Ventilators des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung, des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung sowie der Ein/Aus-geregelten L/W-WP, welche in LOREF [1] untersucht wurde, in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau (35°C Rücklauftemperatur, 41°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Die resultierende Jahresarbeitszahl Heizen JAZ_H für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau ohne Berücksichtigung der periodischen Abtauvorgänge ist in Abschnitt 8.4.3 aufgeführt.

d) Resultate für die Heizkurve „hochwertig sanierter Altbau“ mit Abtauerung

Abb. 8-39 zeigt die für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau optimalen Einstellungen der Kompressordrehzahl und des Luftvolumenstromes in Funktion der Umgebungstemperatur bei Verwendung der optimierten Abtauregelung gemäss Kapitel 9.5. Auch bei Anwendung der optimierten Abtauregelung müssen zur Erreichung bestmöglicher Leistungs- bzw. Arbeitszahlen sowohl die Kompressordrehzahl als auch der Luftvolumenstrom innerhalb des effizient regelbaren Bereichs mit steigender Umgebungstemperatur ungefähr linear reduziert werden. Im vorliegenden Fall der Heizkurve hochwertig sanierter Altbau erfolgt die kontinuierliche Leistungsregelung bei Umgebungstemperaturen im Bereich von -10°C bis 4°C . Bei Umgebungstemperaturen über 4°C wird die L/W-WP bei reduzierter Leistung mit konstanten Einstellungen des Kompressors und Ventilators im Ein/Aus-geregelten Betrieb betrieben.

Abb. 8-39 zeigt weiter die gemäss der Heizkurve kontinuierlich erforderliche Heizleistung, die erzeugte Heizleistung und die resultierende Arbeitszahl Heizen & Abtauen bei Verwendung der optimierten Abtauregelung. Durch die Leistungsregelung lässt sich die Eis- und Frostbildung massgeblich reduzieren, so dass auch bei der Heizkurve hochwertig sanierter Altbau über rund 3°C Umgebungstemperatur kein Eis und/oder Frost im Verdampfer abgelagert wird. Die resultierende Jahresarbeitszahl Heizen & Abtauen JAZ_{H+A} für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau unter Berücksichtigung der periodischen Abtauvorgänge ist in Abschnitt 8.4.3 aufgeführt.

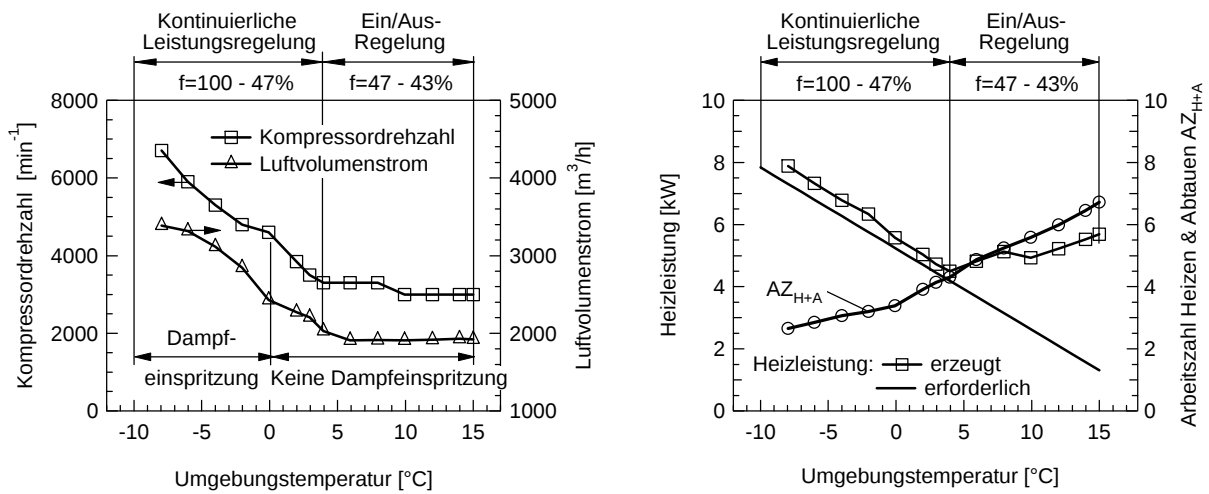


Abb. 8-39: L/W-WP-Prototyp mit Inverter-Scroll-Kompressor mit Dampfeinspritzung für die Heizkurve hochwertig sanierter Altbau (35°C Rücklauftemperatur, 41°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur), links: Kompressordrehzahl und Luftvolumenstrom, rechts: Erforderliche und erzeugte Heizleistung sowie Arbeitszahl Heizen & Abtauen AZ_{H+A} (inkl. Ventilator)

e) Resultate für die Heizkurve „sanierter Altbau“ ohne Abtauung

Abb. 8-40 zeigt die gemäss der Heizkurve des sanierten Altbaus erforderliche Heizleistung und die mit dem L/W-WP-Prototyp mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung erzeugte Heizleistung in Funktion der Umgebungstemperatur ohne Berücksichtigung der periodischen Abtauvorgänge.

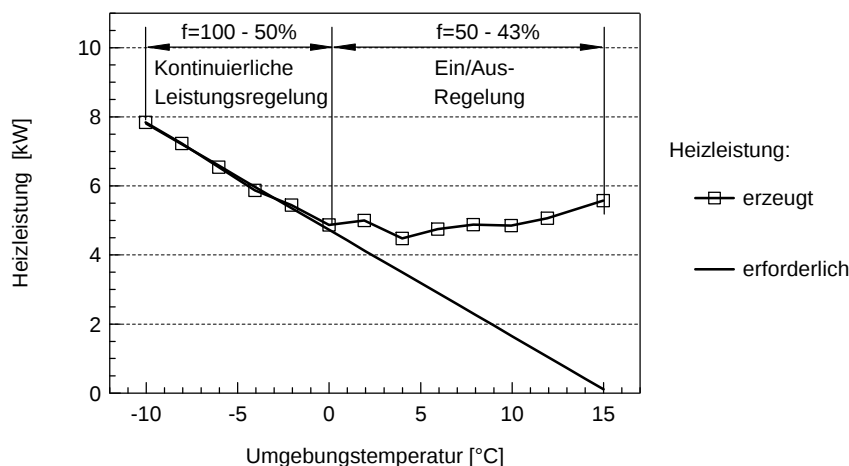


Abb. 8-40: Erforderliche und erzeugte Heizleistung des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve sanierter Altbau (38°C Rücklauftemperatur, 46°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Für die Heizkurve des sanierten Altbaus gelingt die kontinuierliche Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung für Umgebungstemperaturen im Bereich von -10°C bis 0°C. Dazu wird die Drehzahl bei stets aktivierter Dampfeinspritzung von knapp 7000 min⁻¹ bei -10° Umgebungstemperatur auf 3500 min⁻¹ bei 0°C reduziert. Gleichzeitig wird der Luftvolumenstrom durch die mit steigender Umgebungstemperatur lineare Reduktion der Ventilator-drehzahl von rund 3300 m³/h auf 2000 m³/h verringert. Die experimentellen Untersuchungen zeigen, dass die Effizienz der WP bei inneren Temperaturhuben über rund 40 K durch Aktivierung der Dampfeinspritzung (unabhängig von Kompressordrehzahl) verbessert werden kann. Bei kleineren Temperaturhuben führt die Dampfeinspritzung weder zu einer Vergrößerung der Heizleistung noch zu einer Verbesserung der Leistungszahl.

Bei Umgebungstemperaturen über 0°C wird der LW-WP-Prototyp bei nahezu konstanter Kompressordrehzahl und bei einem konstantem Luftvolumenstrom von rund 1900 m³/h im Ein/Aus-Betrieb betrieben, da die Effizienz durch eine weitere Reduktion der Kompressor- und Ventilator-drehzahl verschlechtert würde. Dabei beträgt die optimale Kompressordrehzahl bei Umgebungstemperaturen im Bereich von 0°C bis 8°C rund 3300 min⁻¹ und 3000 min⁻¹ bei Umgebungstemperaturen über 8°C. Aufgrund der deutlich höheren Heizwassertemperaturen kann die Kompressordrehzahl bei hohen Umgebungstemperaturen zur Erreichung bestmöglicher Leistungszahlen etwas stärker reduziert werden als im Betrieb bei der Heizkurve Minergie-Standard (vgl. Kapitel 7.2).

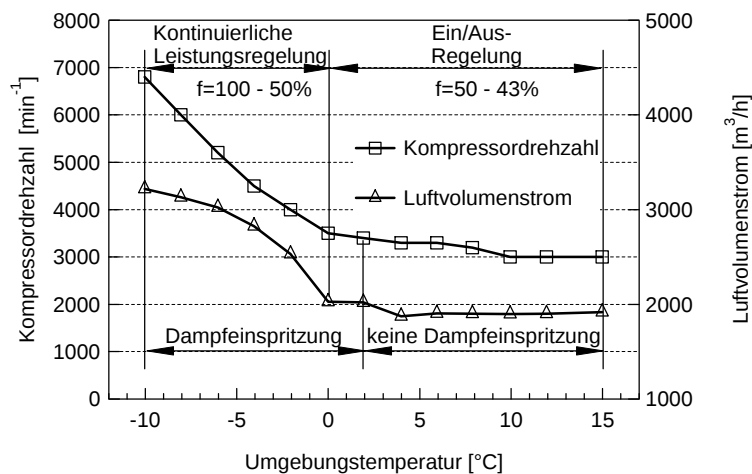


Abb. 8-41: Kompressordrehzahl und Luftvolumenstrom des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve sanierter Altbau (38°C Rücklauftemperatur, 46°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

In Abb. 8-42 sind die resultierenden Leistungszahlen des L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung im leistungsgeregelten Betrieb (mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung) für die Heizkurve Minergie-Standard in Funktion der Umgebungstemperatur dargestellt. Die Leistungszahl nimmt von rund 2.5 bei -10°C auf 5.8 bei 15°C Umgebungstemperatur zu. Damit liegen die Leistungszahlen des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung insbesondere bei höheren Umgebungstemperaturen deutlich über denjenigen des L/W-WP-Prototyps mit Ein/Aus-Regelung. Die Effizienzverbesserung durch die Leistungsregelung beträgt bei 15°C Umgebungstemperatur rund 34%. Auch im Betrieb bei tiefen Umgebungstemperaturen und den damit verbundenen hohen Kondensationstemperaturen können mit Hilfe der Dampfeinspritzung verhältnismässig hohe Leistungszahlen erreicht werden.

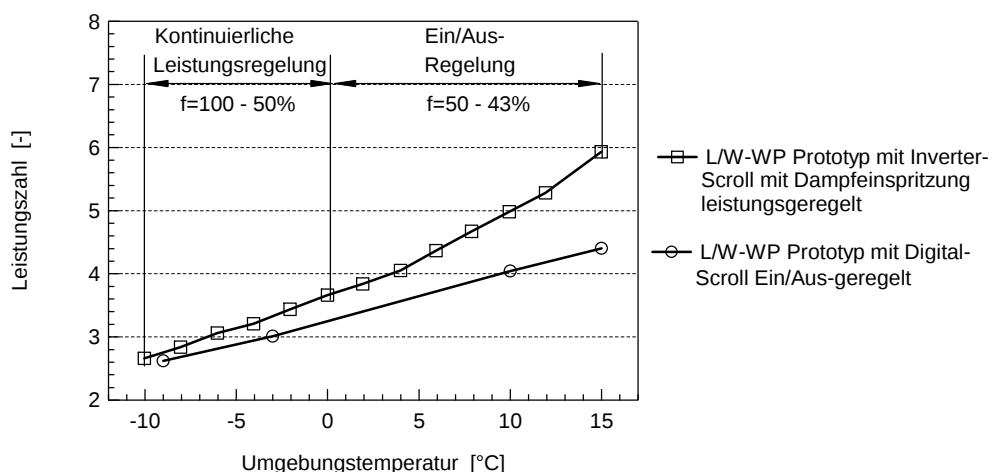


Abb. 8-42: Leistungszahl mit Berücksichtigung des Ventilators des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung sowie des L/W-WP-Prototyps mit Digital-Scroll Kompressor im Ein/Aus-Betrieb in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve sanierter Altbau (38°C Rücklauftemperatur, 46°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Die resultierende Jahresarbeitszahl Heizen JAZ_H für die Heizkurve des sanierten Altbaus ohne Berücksichtigung der periodischen Abtauvorgänge ist in Abschnitt 8.4.3 dargestellt.

f) Resultate für die Heizkurve „sanierter Altbau“ mit Abtauerung

Abb. 8-43 zeigt die optimalen Einstellungen der Kompressordrehzahl und des Luftvolumenstromes unter Anwendung der optimierten Abtauregelung in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve des sanierten Altbaus. Zur Erreichung bestmöglicher Leistungs- bzw. Arbeitszahlen müssen sowohl die Kompressordrehzahl als auch der Luftvolumenstrom innerhalb des effizient regelbaren Bereichs mit steigender Umgebungstemperatur ungefähr linear reduziert werden. Im vorliegenden Fall der Heizkurve des sanierten Altbaus erfolgt die kontinuierliche Leistungsregelung bei Umgebungstemperaturen im Bereich von -10°C bis 2°C . Bei Umgebungstemperaturen über 2°C wird die L/W-WP bei reduzierter Leistung mit konstanten Einstellungen des Kompressors und Ventilators im Ein/Aus-geregelten Betrieb betrieben.

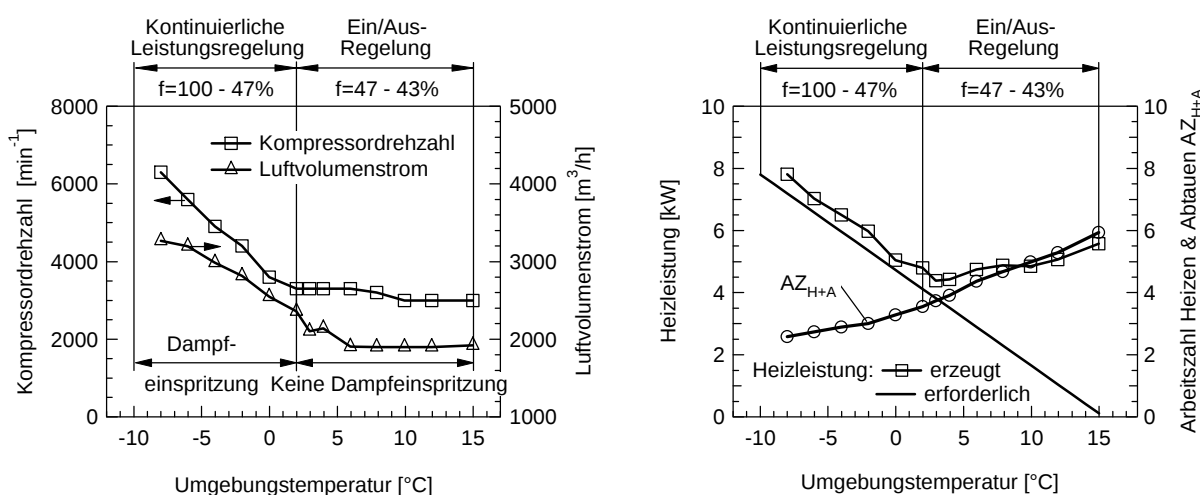


Abb. 8-43: L/W-WP-Prototyp mit Inverter-Scroll-Kompressor mit Dampfeinspritzung für die Heizkurve sanierter Altbau (38°C Rücklauftemperatur, 46°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur), links: Kompressordrehzahl und Luftvolumenstrom, rechts: Erforderliche und erzeugte Heizleistung sowie Arbeitszahl (Heizen & Abtauen) AZ_{H+A} (inkl. Ventilator)

Abb. 8-43 zeigt die gemäss der Heizkurve kontinuierlich erforderliche Heizleistung, die erzeugte Heizleistung und die resultierende Arbeitszahl Heizen & Abtauen bei Verwendung der optimierten Abtauregelung. Die bei Verwendung der optimierten Abtauregelung resultierende Jahresarbeitszahl Heizen & Abtauen JAZ_{H+A} für die Heizkurve sanierter Altbau ist im nachfolgenden Abschnitt 8.4.3 aufgeführt.

8.4.3 Fazit

In Tab. 8-3 sind die JAZ (mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung) des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung, des Ein/Aus-geregelten L/W-WP-Prototyps mit dem Digital-Scroll Kompressor sowie der L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung, welche in LOREF [1] untersucht wurde, für die Heizkurven „Minergie-Standard“, „hochwertig sanierter Altbau“ und „sanierter Altbau“ zusammengefasst. Die Berechnungen erfolgten gemäss Kapitel 4.3 nach der Methode von v. Böckh [5] für die Summenhäufigkeitsverteilung der Umgebungstemperaturen von Zürich. Die Methode wurde soweit modifiziert, dass der Einfluss der Eis- und Frostbildung und die damit notwendigen periodischen Abtauen berücksichtigt werden können. In der nachfolgenden Tabelle sind, soweit verfügbar, jeweils die resultierenden JAZ mit und ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung und der damit erforderlichen periodischen Abtauprozesse aufgeführt.

Der leistungsgeregelte L/W-WP-Prototyp mit dem Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung erreicht hohe Jahresarbeitszahlen Heizen JAZ_H (ohne Berücksichtigung der Abtauung), welche mit 4.75 für die Heizkurve „Minergie-Standard“, 4.66 für die Heizkurve „hochwertig sanierter Altbau“ und 4.02 für die Heizkurve „sanierter Altbau“ deutlich über den Werten heutiger Ein/Aus-geregelter L/W-WP liegen. Im Vergleich zum L/W-WP-Prototyp mit dem Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung fallen die erreichbaren JAZ jedoch deutlich tiefer aus. Bei Verwendung des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyps mit dem Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung in einem hochwertig sanierten Altbau kann die Jahresarbeitszahl Heizen JAZ_H im Vergleich zur L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung, welche in LOREF [1] untersucht wurde, um rund 45% gesteigert werden. Auch bei der Verwendung in einem sanierten Altbau kann die Jahresarbeitszahl Heizen JAZ_H gegenüber sehr guter L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung (L/W-WP-Prototyp mit Digital-Scroll Kompressor) um rund 15% erhöht werden. Das relative Effizienzsteigerungspotenzial der Leistungsregelung von L/W-WP ist am geringsten, falls die WP in modernen Gebäuden mit sehr tiefen erforderlichen Heizwassertemperaturen und tiefen Heizgrenztemperaturen eingesetzt wird. Die Verbesserung der Jahresarbeitszahl Heizen JAZ_H gegenüber dem L/W-WP-Prototyp mit Ein/Aus-geregeltem Digital-Scroll Kompressor beträgt für die Heizkurve Minergie-Standard rund 13%.

Heizkurve	Minergie-Standard (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)			Hochwertig sanierter Altbau (35°C Rücklauftemperatur, 41°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)		Sanierter Altbau (38°C Rücklauftemperatur, 46°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)	
Wärmepumpe	L/W-WP-Prototyp			L/W-WP-Prototyp	L/W-WP (LOREF)	L/W-WP-Prototyp	
Kompressortyp	Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung		Digital-Scroll	Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung	Scroll	Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung	Digital-Scroll
Regelstrategie	Leistungsregelung	Leistungsregelung Kompressor	Ein/Aus	Leistungsregelung	Ein/Aus	Leistungsregelung	Ein/Aus
Jahresarbeitszahl ohne Abtauung JAZ_H	4.75	4.53	4.20	4.66	3.13	4.02	3.42
Jahresarbeitszahl mit Abtauung JAZ_{H+A}	4.41	-	-	4.40	2.87	3.79	-

Tab. 8-3: Jahresarbeitszahlen mit und ohne Berücksichtigung der Abtauung des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung, des Ein/Aus-geregelten L/W-WP-Prototyps mit Digital-Scroll Kompressor und der L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung welche in LOREF [1] untersucht wurde für die Heizkurven „Minergie-Standard“, „hochwertig sanierter Altbau“ und „sanierter Altbau“ sowie die Klimaregion Zürich

Die Resultate aus den Messreihen am L/W-WP-Prototyp mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung bestätigen die Erkenntnisse aus den theoretischen Untersuchungen bezüglich der alleinigen Leistungsregelung des Kompressors deutlich. Bei der alleinigen Leistungsregelung des

Kompressors und konstantem Luftvolumenstrom hat die Wahl des Luftvolumenstromes einen erheblichen Einfluss auf den effizient regelbaren Bereich des Kompressors und die erreichbare Effizienz der WP. Insbesondere zu hohe Luftvolumenströme und die damit verbundenen hohen Ventilatorleistungen reduzieren den effizient regelbaren Bereich des Kompressors und die erreichbare Effizienz deutlich. Demgegenüber können zu kleine Luftvolumenströme dazu führen, dass die Funktion der WP im Betrieb bei Volllast und tiefen Quellentemperaturen nicht einwandfrei gewährleistet werden kann. Die Verbesserung der Jahresarbeitszahl Heizen JAZ_H (ohne Berücksichtigung der Abtauung) gegenüber dem Ein/Aus-geregelten L/W-WP-Prototyp mit dem Digital-Scroll Kompressor beträgt bei der alleinigen Leistungsregelung des Kompressors und konstantem Luftvolumenstrom lediglich rund 5%.

8.5 Vergleich der Jahresarbeitszahlen mit statistischen Werten aus Feldstudien

Bei den in den vorherigen Abschnitten ausgewiesenen JAZ handelt es sich um Werte, welche für unterschiedliche Klimaregionen und Gebäudetypen basierend auf einzelnen Messpunkten anhand der in Kapitel 4.3 ausgewiesenen Methodik berechnet wurden. In unterschiedlichen Feldstudien wurden die im realen Betrieb resultierenden JAZ für verschiedene WP-Systeme ermittelt. Nachfolgend werden die in den experimentellen Untersuchungen gewonnenen Resultate mit den statistischen Werten aus drei unterschiedlichen Feldstudien verglichen, um einen Eindruck bezüglich der erreichbaren Verbesserung gegenüber „heutiger“ Systeme zu vermitteln. Diesbezüglich werden für den nachfolgenden Vergleich die BFE-Studie „Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen FAWA“ [29] (nachfolgend FAWA-Studie genannt), die vom Fraunhofer-Institut durchgeführte Studie „Wärmepumpen Effizienz Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb“ [30] (nachfolgend Fraunhofer-Studie genannt) sowie die Resultate der zweijährigen Untersuchung der Lokalen Agenda 21 – Gruppe Umwelt/Energie Lahr „Feldtest Elektro-Wärmepumpen: Erfassung der Leistungsfähigkeit von Elektro-Wärmepumpen unter realistischen Betriebsbedingungen am Oberrhein“ [31] (nachfolgend Agenda 21 genannt) verwendet.

Tab. 8-4 gibt einen Überblick der im Rahmen der FAWA-Studie [29], Fraunhofer-Studie [30] und Agenda 21 [31] ermittelten JAZ von Wasser/Wasser-, Sole/Wasser- und Luft/Wasser-Wärmepumpensystemen.

	Wasser/Wasser- Wärmepumpe	Sole/Wasser- Wärmepumpe	Luft/Wasser- Wärmepumpe
FAWA-Studie [29], 2004 nJAZ2*	3.4*	3.4*	2.6*
Fraunhofer-Studie [30], 2011 AZ1**	-	3.93**	2.95**
Agenda 21 [31], 2007 Erzeuger-JAZ***	3.2***	3.4***	2.4–2.8***

* klimanormierte Jahresarbeitszahl, inkl. Ventilator, Umwälzpumpen, Carterheizung, Brauchwarmwassererzeugung und Speicher verluste

** Jahresarbeitszahl inkl. Ventilator, Solepumpe, Carterheizung und Brauchwarmwassererzeugung, ohne Heizwasser-umwälzpumpe

*** Jahresarbeitszahl inkl. Ventilator, Solepumpe, ohne Heizwasserumwälzpumpe, Speicherverluste und Abtauung

Tab. 8-4: Zusammenfassung der gemessenen Jahresarbeitszahlen für Wasser/Wasser-, Sole/Wasser- und Luft/Wasser-Wärmepumpensysteme aus den Feldstudien FAWA-Studie [29], Fraunhofer-Studie [30] und Agenda 21 [31]

Im Rahmen der FAWA-Studie [29] wurden die JAZ von insgesamt 105 L/W-WP messtechnisch ermittelt. Die ausgewiesenen Jahresarbeitszahlen (nJAZ2) wurden zur Eliminierung des Klimaeinflusses infolge unterschiedlicher Aufstellungsorte klimanormiert und berücksichtigen neben der aufgenommenen Leistung des Kompressors auch die Leistungen des Ventilators, der Umwälzpumpen und der Carterheizung sowie eventuelle Speicherverluste. Zusätzlich zum eigentlichen Heizbetrieb wird, falls angewendet, auch der kombinierte Betrieb Heizen und Brauchwarmwasseraufbereitung berücksichtigt. Es sind 50% der untersuchten L/W-WP lediglich an der Brauchwarmwasseraufbereitung beteiligt, während bei rund 22% der untersuchten L/W-WP-Systemen die Brauchwarmwasseraufbereitung ausschliesslich durch die WP erfolgt. Die bei den untersuchten L/W-WP-Systemen mittlere erforderliche Vorlauftemperatur bei Auslegungstemperatur der WP beträgt 41.5°C, was in etwa den Bedingungen der untersuchten Heizkurve hochwertig sanierter Altbau entspricht.

Die im Rahmen der Fraunhofer-Studie [30] ermittelten JAZ fallen gegenüber den JAZ aus anderen Studien tendenziell höher aus, da ausschliesslich Niedrigenergiehäuser an der Studie zugelassen wurden. Untersucht wurden 19 L/W-WP-Systeme, wobei 90% der untersuchten L/W-WP in Kombination mit Flächenheizsystem betrieben wurden. Die in dieser Studie ausgewiesenen Jahresarbeitszahlen (AZ1) sind gültig für den kombinierten Betrieb Heizen und Brauchwarmwasseraufbereitung und berücksichtigen neben der Kompressorleistung auch die Ventilatorleistung sowie die erforderliche Leistung für die Carterheizung. Nicht berücksichtigt ist die Leistung der Heizwasserumwälzpumpe.

Die Studie Agenda 21 [31] berücksichtigt die Ergebnisse einer zweijährigen Messperiode an 13 L/W-WP-Systemen. Die Installationen der untersuchten WP-Systeme erfolgten im Zeitraum von 2002 bis 2005. Die ausgewiesenen Jahresarbeitszahlen (Erzeuger-JAZ) berücksichtigen die erforderliche Ventilatorleistung, nicht aber die Leistung der Heizwasserumwälzpumpe sowie die erforderliche Leistung für die periodischen Abtauprozesse. Die in Tab. 8-4 ausgewiesene JAZ von 2.8 resultierte im Mittel, falls die L/W-WP in Kombination mit einem Flächenheizsystem betrieben wurde. Die tiefere JAZ von 2.4 resultierte im Mittel bei einem Betrieb der L/W-WP in Kombination mit Radiatorheizsystemen.

Für den Vergleich mit den Werten aus den drei unterschiedlichen Feldstudien werden ausschliesslich die Resultate aus den experimentellen Untersuchungen des L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung herangezogen. Grund dafür ist, dass es sich bei diesem Kompressor um einen speziell für die WP-Anwendung entwickelten Kompressor handelt, welcher ab Frühjahr 2012 auf dem Markt erhältlich sein wird.

Heizkurve	Minergie-Standard (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)			Hochwertig sanierter Altbau (35°C Rücklauftemperatur, 41°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)			Sanierter Altbau (38°C Rücklauftemperatur, 46°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)		
Klimaregion	Zürich	Lyon	Hamburg	Zürich	Lyon	Hamburg	Zürich	Lyon	Hamburg
L/W-WP-Prototyp Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung JAZ _{H+A}	4.41	4.54	4.48	4.40	4.61	4.47	3.79	3.94	3.85
Verbesserung gegenüber FAWA	69.6%	74.6%	72.3%	69.2%	77.3%	71.9%	45.8%	51.5%	48.1%
Verbesserung gegenüber Fraunhofer-Studie	49.5%	53.9%	51.8%	49.1%	56.3%	51.5%	28.5%	33.6%	30.5%
Verbesserung gegenüber Agenda 21	83.7% - 57.5%	89.2% - 62.1%	86.7% - 60.0%	83.3% - 57.1%	92.1% - 64.6%	86.3% - 59.6%	57.9% - 35.3%	64.2% - 40.7%	60.4% - 37.5%

Tab. 8-5: Zusammenfassung der Jahresarbeitszahlen Heizen & Abtauen JAZ_{H+A} mit Berücksichtigung der Abtauung des L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung und Verbesserungen der Jahresarbeitszahlen gegenüber den Jahresarbeitszahlen aus den Feldstudien FAWA-Studie [29], Fraunhofer-Studie [30] und Agenda 21 [31]

Der in Tab. 8-5 aufgeführte Vergleich der im Rahmen dieser Studie aus Experimenten ermittelten Jahresarbeitszahlen Heizen & Abtauen JAZ_{H+A} des L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung mit den Ergebnissen aus unterschiedlichen Feldstudien bestätigt das Potenzial leistungsgeregelter L/W-WP eindrucklich.

Je nach Heizkurve und Klimaregion beträgt die resultierende Verbesserung der JAZ gegenüber den Ergebnissen aus der FAWA-Studie zwischen 45% bis maximal 70%. Insbesondere die Ergebnisse der Heizkurve hochwertig sanierter Altbau erscheinen aufgrund der ähnlichen Heizwasserbedingungen mit den Werten aus der FAWA-Studie vergleichbar. Hier muss jedoch berücksichtigt werden, dass die in der FAWA-Studie ausgewiesenen Jahresarbeitszahlen ($nJAZ2$) auch die elektrische Leistung der Heizwasserumwälzpumpe sowie die Brauchwarmwasseraufbereitung miteinbeziehen, was bei den JAZ des L/W-WP-Prototypen nicht der Fall ist.

Die Feldanalyse der Fraunhofer-Studie [30] berücksichtigt ausschliesslich L/W-WP-Systeme, welche in Niedrigenergiehäusern und hauptsächlich in Kombination mit Flächenheizsystemen eingesetzt werden. Aus diesem Grund erscheinen die in der Fraunhofer-Studie ausgewiesenen JAZ, welche auch die Brauchwarmwasseraufbereitung berücksichtigen, insbesondere mit den für die Minergie Heizkurve ermittelten Jahresarbeitszahlen Heizen & Abtauen JAZ_{H+A} des L/W-WP-Prototypen vergleichbar. Unter der Annahme, dass die JAZ infolge des kombinierten Betriebes Heizen und Brauchwarmwasseraufbereitung um rund 0.5 reduziert wird, beträgt die Verbesserung der JAZ durch die Leistungsregelung gegenüber den Werten aus der Fraunhofer-Studie rund 32%.

9 Abtauregelung

9.1 Einleitung

Infolge der Abkühlung in dem als Lamellenluftkühler ausgeführten Verdampfer scheidet sich Wasserdampf aus der feuchten Umgebungsluft aus. Dieser ausgeschiedene Wasserdampf lagert sich, bei Lamellentemperaturen unterhalb des Gefrierpunktes von Wasser, in Form von Eis und/oder Frost an den Lamellen und Rohren des Verdampfers ab. Die sich aufbauende Eis- und Frostschrift reduziert den freien Strömungsquerschnitt der Luft. Infolgedessen nimmt der Luftvolumenstrom aufgrund des zunehmenden Druckverlustes gemäss der Ventilatorkennlinie ab, was zu einer Verschlechterung der simultanen Wärme- und Stoffübertragung und so der Effizienz der WP führt. Aus diesem Grund sind periodische Abtauvorgänge erforderlich. Die Eis- und Frostbildung im Verdampfer von L/W-WP ist neben dem Zustand der Umgebungsluft (Temperatur und Feuchtigkeit) auch stark abhängig von der verwendeten Regelstrategie. Bei L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung ist die Eis- und Frostbildung im neuralgischen Temperaturbereich von 2–8°C Lufttemperatur typischerweise am stärksten. Durch die kontinuierliche Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator kann die Eis- und Frostbildung stark reduziert werden. Durch die Leistungsregelung wird die Verdampfungstemperatur positiv beeinflusst und damit der Bereich der Lufttemperaturen, bei welchen sich Eis und Frost im Verdampfer ablagert, deutlich verkleinert. Typischerweise tritt bei L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung erst bei Lufttemperaturen unterhalb rund 4°C Eis- und Frostbildung auf.

Mit Hilfe des in LOREF [1] erarbeiteten Simulationsprogramms und Messungen an den unterschiedlichen L/W-WP-Prototypen wurde der Einfluss unterschiedlicher Luftzustände (Temperatur und Feuchtigkeit) auf den optimalen Abtaupunkt und die optimale Abtaumethode untersucht. Basierend auf den gewonnen Erkenntnissen werden in diesem Kapitel Ansätze zur Erreichung einer optimierten Abtauregelung präsentiert. Dabei wird zwischen L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung (Kapitel 9.4) und leistungsgeregelter L/W-WP (Kapitel 9.5) unterschieden.

Ein Überblick zum Stand der Forschung im Bereich Abtauerung von Verdampfern von L/W-WP ist in Kapitel 2.3 zu finden. Die in diesem Kapitel verwendeten Kennzahlen, wie z.B. die Arbeitszahl Heizen AZ_H oder die Arbeitszahl Heizen & Abtauen AZ_{H+A} werden in Kapitel 4 detailliert beschrieben.

9.2 Anforderungen an eine optimierte Abtauregelung

Da die periodisch erforderlichen Abtauprozesse einen deutlichen Anteil des Energieverbrauchs von L/W-WP ausmachen und die Effizienz solcher Anlagen massgeblich reduzieren, kann durch die Entwicklung einer optimierten Abtauregelung die JAZ von L/W-WP verbessert werden. Die Effizienzverbesserung hängt dabei von drei Faktoren ab. Die Abtauregelung muss in der Lage sein, den optimalen Zeitpunkt zur Einleitung der Abtauerung zu erkennen, das optimale Abtauverfahren (Prozessumkehr oder Ventilatornachlauf) einzuleiten und die Abtauerung zum optimalen Zeitpunkt zu beenden.

9.2.1 Optimaler Abtaupunkt

Das wesentliche Merkmal des optimalen Abtaupunktes zeichnet sich dadurch aus, dass exakt zu diesem Zeitpunkt die Effizienz der WP über die Heizphase und die anschliessende Abtauphase maximal ist (d.h. Arbeitszahl Heizen & Abtauen AZ_{H+A} maximal). In Abb. 9-1 sind die am L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung gemessenen zeitlichen Verläufe der Arbeitszahl Heizen AZ_H bzw. der Arbeitszahl Heizen & Abtauen AZ_{H+A} über die gesamte Heizphase und die anschliessende Abtauphase (mit Prozessumkehr) im Betrieb bei 0°C Umgebungstemperatur und 95% relativer Feuchtigkeit dargestellt. Die Arbeitszahl unmittelbar vor der Einleitung der Abtauerung, also die Arbeitszahl Heizen AZ_H , beträgt 3.65. Durch die Abtauerung wird die Arbeitszahl stark vermindert. Nach der vollständigen Abtauerung beträgt die Arbeitszahl (Arbeitszahl Heizen &

Abtauen AZ_{H+A}) noch 3.34. Insbesondere der Verlauf der Arbeitszahl Heizen AZ_H verdeutlicht, dass der Zeitpunkt zur Einleitung einer Abtaung bzw. die Dauer der Heizphase einen massgeblichen Einfluss auf die resultierende Arbeitszahl Heizen & Abtauen und somit auf die Effizienz des gesamten Zyklus hat. Theoretische und experimentelle Untersuchungen bestätigen, dass jeder Luftzustand (Temperatur und Feuchtigkeit) einen optimalen Abtaupunkt aufweist. Dies kann mit dem in Abb. 9-2 dargestellten Verlauf der Arbeitszahl Heizen & Abtauen AZ_{H+A} für verschiedene Abtaupunkte verdeutlicht werden. Zur Bildung dieses Verlaufs wurden am L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung bei einem Luftzustand von 0°C und 95% relativer Feuchtigkeit sechs Zyklen (Heizen & Abtauen) mit jeweils unterschiedlich langen Heizphasen experimentell erfasst. Die Verläufe der Arbeitszahlen dieser Heiz- und Abtauphasen sind in Abb. 9-2 ebenfalls angedeutet. Die Heizdauer wurde bei den verschiedenen Zyklen um jeweils 30 min verlängert. Die kürzeste Heizphase dauerte 20 min.

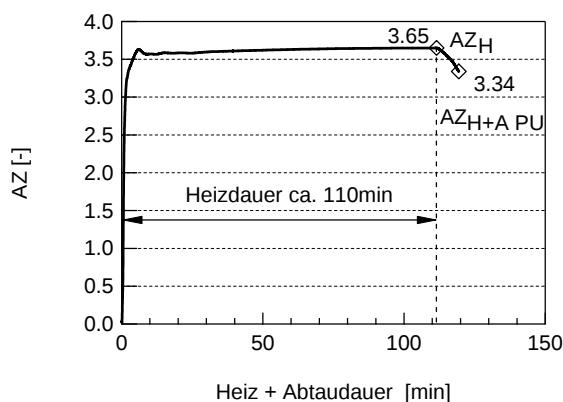


Abb. 9-1: Verlauf der Arbeitszahl über die gesamte Heizphase und die anschliessende Abtauphase mit Prozessumkehr (Abtaupunkt nach ca. 110 min) für 0°C , 95% relative Feuchtigkeit, Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) aus Messungen am L/W-WP-Prototyp mit Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung Ein/Aus-geregelt

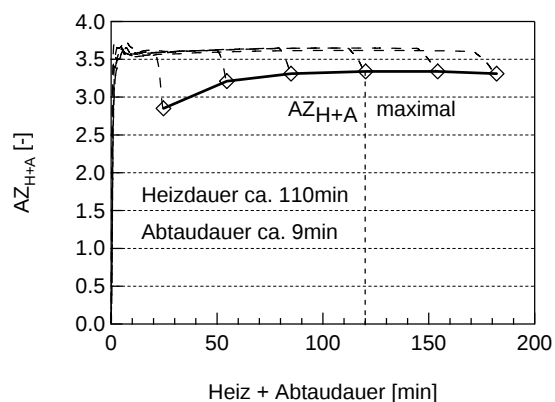


Abb. 9-2: Verlauf der Arbeitszahl Heizen & Abtauen über eine Heizdauer von maximal 170 min für 0°C , 95% relative Feuchtigkeit, Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) aus Messungen am L/W-WP-Prototyp mit Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung Ein/Aus-geregelt

Der in Abb. 9-2 dargestellte Verlauf der Arbeitszahl Heizen & Abtauen erreicht bei einer Heizdauer (Abtaupunkt) von rund 110 min ein Maximum. Zur Erreichung einer bestmöglichen Effizienz des vollständigen Zyklus Heizen & Abtauen, müsste die Abtaung bei diesen Betriebsbedingungen der WP somit nach einer Heizdauer von 110 min eingeleitet werden. Im vorliegenden Fall verläuft die Arbeitszahl Heizen & Abtauen im Bereich des Maximums jedoch sehr flach, d.h. kleine Abweichungen vom optimalen Zeitpunkt zur Einleitung der Abtaung bzw. von der optimalen Heizdauer wirken sich nur geringfügig auf die Effizienz des gesamten Zyklus aus. Starke Einbussen in der Effizienz resultieren jedoch, wenn die Abtaung zu früh eingeleitet wird (vgl. Abb. 9-2). Weitere Erkenntnisse dazu sind in Kapitel 9.4.1 zu finden, wo der Einfluss der Verdampfergeometrie auf den optimalen Abtaupunkt diskutiert wird.

9.2.2 Optimales Abtauverfahren

Zur Erreichung einer bestmöglichen Effizienz der WP muss die Abtaung nicht nur zum richtigen Zeitpunkt eingeleitet werden, sondern grundsätzlich auch jeweils mit der effizientesten Abtaumethode (Prozessumkehr PU oder Ventilatornachlauf VNL) erfolgen. Welche dieser Abtaumethoden effizienter

ist, wird hauptsächlich durch den jeweiligen Betriebszustand (Quellen- und Senkenbedingungen, Einstellungen von Kompressor und Ventilator bei leistungsgeregelten L/W-WP) der WP bestimmt.

In Abb. 9-3 sind die am L/W-WP-Prototypen mit Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung gemessenen zeitlichen Verläufe der Arbeitszahl Heizen bzw. der Arbeitszahl Heizen & Abtauen bei Verwendung zweier unterschiedlicher Abtaumethoden für den Betriebszustand bei 2°C Umgebungstemperatur und 95% relativer Feuchtigkeit über einen gesamten Zyklus (Heizen & Abtauen) dargestellt. Die Abtauung wurde unabhängig von der Abtaumethode nach jeweils ca. 136 min Heizdauer eingeleitet und erfolgte einmal mit Prozessumkehr und einmal mit Ventilatornachlauf. Im hier vorherrschenden Betriebszustand bei 2°C Umgebungstemperatur und 95% relativer Feuchtigkeit erfolgt die Abtauung aufgrund der besseren Effizienz vorteilhaft mittels Ventilatornachlauf. Die Effizienzsteigerung gegenüber einer Abtauung mit Prozessumkehr beträgt in diesem Fall rund 10%.

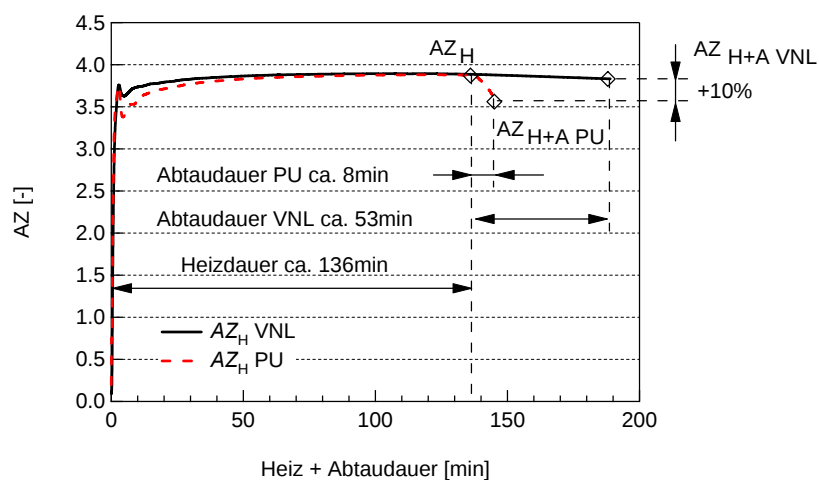


Abb. 9-3: Einfluss der Abtaumethode (Prozessumkehr und Ventilatornachlauf) auf die Arbeitszahl Heizen & Abtauen für 2°C, 95% relative Feuchtigkeit und die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) aus Messungen am L/W-WP-Prototypen mit Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung Ein/Aus-geregelt

Bei der Entwicklung einer optimierten Abtauregelung ist zwingend zu beachten, dass die Abtaumethode einen geringen Einfluss auf den optimalen Zeitpunkt der Abtauung hat. Für den hier diskutierten Betriebszustand der WP bei 2°C Umgebungstemperatur, 95% relativer Feuchtigkeit und Heizwasserzuständen gemäss der Heizkurve Minergie wurde mit dem in LOREF [1] entwickelten Simulationsprogramm der Betrieb der L/W-WP simuliert und die in Abhängigkeit der jeweiligen Abtaumethode optimale Heizdauer berechnet. Die Ergebnisse dieser Simulationen zeigen, dass der optimale Zeitpunkt zur Einleitung der Abtauung bzw. die optimale Heizdauer bei einer Abtauung mit Ventilatornachlauf leicht kürzer ist als bei Verwendung einer Prozessumkehrabtauung (vgl. Tab. 9-1). Aufgrund der deutlich längeren Abtaudauer tritt der optimale Zeitpunkt zur Einleitung bei einer Abtauung mit Ventilatornachlauf früher ein als bei Anwendung einer Prozessumkehrabtauung.

Abtaumethode	VNL	PU
Optimale Heizdauer [min]	136	148
Berechnete Abtaudauer [min]	52	10

Tab. 9-1: Optimale Heizdauer und Abtaudauer für die jeweiligen Abtaumethoden VNL und PU, aus Simulation für 2°C Umgebungstemperatur, 95% relative Feuchtigkeit, Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) und Ein/Aus-Regelung der WP

9.2.3 Optimaler Zeitpunkt zum Abbruch der Abtauung

Die Abtauphase ist grundsätzlich so kurz wie möglich, aber so lange wie notwendig zu halten. Die Beendigung der Abtauphase muss unmittelbar nach der vollständigen Abtauung der Frost- bzw. Eisschicht erfolgen, effizientes Heizen ist ab diesem Zeitpunkt wieder möglich. Der Zeitpunkt, wann die Abtauung beendet wird, hat insbesondere bei der Abtauung mit Prozessumkehr einen erheblichen Einfluss auf die Arbeitszahl Heizen & Abtauen. Wird die Abtauung zu früh abgebrochen, gefriert der bereits angeschmolzene Frost in der nächsten Heizphase wieder und bildet dabei kompaktes Eis. Dadurch wird der freie Strömungsquerschnitt und somit Luftvolumenstrom bereits unmittelbar nach dem erneuten Start der Heizphase reduziert, was zu einer Verschlechterung der simultanen Wärme- und Stoffübertragung und so der Effizienz der WP führt. Wird zu lange abgetaut, geht durch die unnötige Erwärmung des Lamellenluftkühlers Wärme an die Umgebung verloren, was die Effizienz der WP insbesondere bei der Abtauung mit Prozessumkehr stark verschlechtert. Die Abtauregelung muss daher in der Lage sein, den optimalen Zeitpunkt zum Beenden der Abtauung bestmöglich zu erkennen.

Abb. 9-4 zeigt den am L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung gemessenen zeitlichen Verlauf der Arbeitszahl Heizen AZ_H bzw. der Arbeitszahl Heizen & Abtauen AZ_{H+A} über den gesamten Zyklus Heizen & Abtauen für die Betriebsbedingungen bei 2°C Umgebungstemperatur, 95% relativer Feuchtigkeit und die Heizkurve Minergie. Die Einleitung der Prozessumkehrabtauung erfolgte nach einer Heizdauer von 32 min. Bereits nach einer Abtaudauer von 3 min ist die Eis- und Frostschicht bei den vorherrschenden Bedingungen im Verdampfer vollständig abgetaut. Der weitere Betrieb der Prozessumkehrabtauung führt lediglich zu einer weiteren Erwärmung des Verdampfers und damit zu einer deutlichen Reduktion der Arbeitszahl Heizen & Abtauen. Die Abb. 9-4 verdeutlicht, dass sich innerhalb von rund einer Minute Betriebsdauer der Prozessumkehrabtauung die Arbeitszahl Heizen & Abtauen um ca. 0.2 verschlechtert. Es muss somit unbedingt darauf geachtet werden, dass der Abtauprozess nicht unnötig lange betrieben wird.

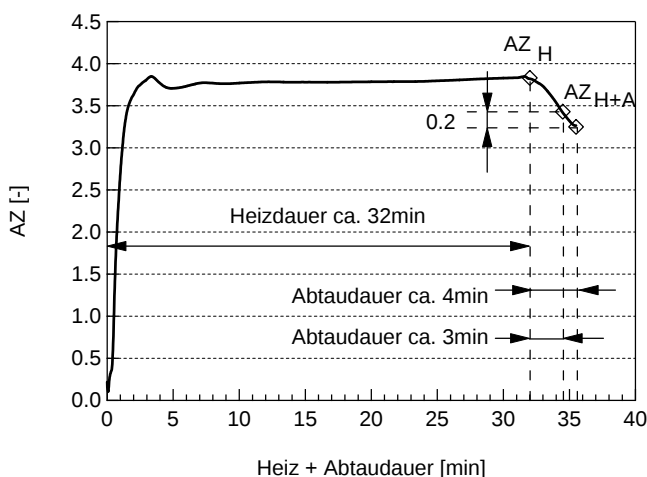


Abb. 9-4: Einfluss der Abtaudauer auf die Arbeitszahl Heizen & Abtauen bei einer Abtauung mit Prozessumkehr aus Messungen am Ein/Aus-geregelten L/W-WP-Prototyp mit Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung bei 2°C Umgebungstemperatur, 95% relativer Feuchtigkeit und Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

In Abb. 9-5 sind die am L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung gemessenen zeitlichen Verläufe der Arbeitszahl Heizen bzw. der Arbeitszahl Heizen & Abtauen bei Anwendung einer Abtauung mit Prozessumkehr sowie einer Abtauung mit Ventilatornachlauf aufgeführt. Die Einleitung der Abtauung erfolgte unabhängig von der verwendeten Abtaumethode jeweils zum gleichen Zeitpunkt. Im Vergleich zur Prozessumkehrabtauung wirkt sich

eine Überschreitung der erforderlichen Abtaudauer bei der Abtauung mit Ventilatornachlauf weniger drastisch auf die Effizienz des gesamten Zyklus Heizen & Abtauen aus. Die Arbeitszahl Heizen & Abtauen wird infolge der gesamten Abtauung mit Ventilatornachlauf lediglich um ca. 0.1 reduziert. Die Arbeitszahl Heizen & Abtauen bei einer Abtauung mit Prozessumkehr hingegen verschlechtert sich infolge der gesamten Abtauung um ca. 0.5. Insbesondere bei Verwendung der Prozessumkehrabtauung muss also darauf geachtet werden, dass die Abtauung nicht unnötig lange betrieben wird, da dies mit starken Effizienzeinbußen verbunden ist.

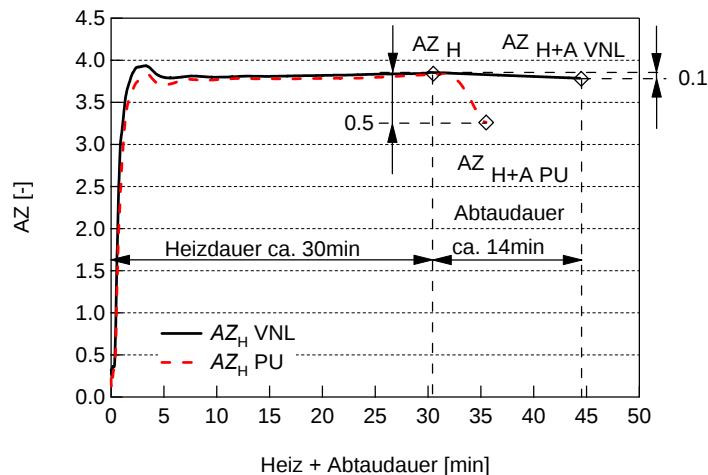


Abb. 9-5: Einfluss der Abtaudauer auf die Arbeitszahl Heizen & Abtauen bei einer Abtauung mit Ventilatornachlauf und Prozessumkehr aus Messungen am Ein/Aus-geregelten L/W-WP-Prototyp mit Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung bei 2°C Umgebungstemperatur, 95% relativer Feuchtigkeit und Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

9.2.4 Fazit

Wird abhängig vom jeweiligen Betriebszustand der L/W-WP zum richtigen Zeitpunkt und mit der jeweils effizientesten Methode abgetaut, kann die Effizienz der L/W-WP markant verbessert werden. Der Einfluss der Abtaudauer auf die Arbeitszahl Heizen & Abtauen ist bei der Prozessumkehrabtauung wesentlich grösser als bei der Ventilatornachlaufabtauung. Wird mit Prozessumkehr zu lange abgetaut, hat dies einen starken Einfluss auf die Effizienz. Durch die Anpassung der Abtaudauer unter Einbezug geeigneter Abtaubeendigungskriterien kann ein grosser Teil zur Verbesserung der JAZ von L/W-WP beigetragen werden.

9.3 Einfluss der Regelstrategie der Wärmepumpe

Nebst den in den vorgängigen Abschnitten erwähnten Anforderungen an eine optimierte Abtauregelung muss bei deren Entwicklung zwingend der Einfluss der Regelstrategie der WP berücksichtigt werden. Die Erkenntnisse aus WEXA [2] haben gezeigt, dass die Ursache für das ungünstige Verhalten der L/W-WP im taktenden Betrieb (Ein/Aus-Regelung) aus der ungünstigen Betriebscharakteristik des drehzahlkonstanten Kompressors resultiert. Bei konventionellen L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung steigt mit zunehmender Umgebungstemperatur die erzeugte Heizleistung trotz sinkendem Heizleistungsbedarf. Die Anpassung an den erforderlichen Heizbedarf erfolgt mittels Ein/Aus-Regelung über Stillstandszeiten.

Bei L/W-WP mit Leistungsregelung wird die erzeugte Heizleistung über die Anpassung des Kältemittelmassenstroms und der Ventilatordrehzahl der erforderlichen Heizleistung angepasst, sofern der Teillastwirkungsgrad des Kompressors diese Anpassung zulässt. Theoretisch sind somit im kontinuierlich leistungsgeregelten Betrieb einer L/W-WP im Vergleich zur Ein/Aus-Regelung keine Stillstandszeiten erforderlich, da die erzeugte Heizleistung unabhängig vom Umgebungszustand der erforderlichen Heizleistung angepasst wird und die WP somit kontinuierlich in Betrieb ist. Dies hat zur Folge, dass das optimale Regelkonzept der Abtauung stark abhängig ist von der Regelstrategie der WP. Die Entwicklung einer optimierten Abtauregelung für L/W-WP mit Leistungsregelung bedingt somit integralere Lösungsansätze als diese bei der Entwicklung einer optimierten Abtauregelung für L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung erforderlich sind. Aus diesem Grund werden in den nachfolgenden Abschnitten die Auswirkungen der unterschiedlichen Prozessregelungs-Varianten der L/W-WP auf die optimale Abtaustrategie aufgezeigt. Konkrete Ansätze zur Erreichung einer optimierten Abtauregelung werden in den Kapitel 9.4 und 9.5 sowohl für Ein/Aus-geregelte als auch leistungsgeregelte L/W-WP diskutiert.

9.3.1 Ein/Aus-Regelung

In Abb. 9-6 ist das zeitliche Verhalten der L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung bei Anwendung unterschiedlicher Abtaumethoden beispielhaft dargestellt. In der oberen Grafik in Abb. 9-6 ist der zeitliche Verlauf bei Verwendung einer Abtauung mit Prozessumkehr und in der unteren Grafik bei Verwendung einer Abtauung mit Ventilatornachlauf dargestellt. Zur Vereinfachung der Darstellung erfolgen die dargestellten Abtauvorgänge mit Prozessumkehr bzw. Ventilatornachlauf jeweils unmittelbar vor der Stillstandzeit ($t_3 - t_2$). In der Praxis kann die Abtauung jedoch auch während der Heizphase der WP erfolgen, d.h. unmittelbar nach der Abtauung wird der Heizbetrieb ohne eine Stillstandzeit fortgesetzt.

Mit zunehmender Umgebungstemperatur sinken sowohl die vom Gebäude erforderliche Heizleistung als auch die erforderliche Heiztemperatur. Demgegenüber ist das Verhalten von L/W-WP, deren Kompressor mit konstanter Drehzahl betrieben wird, gerade konträr: Je kleiner die vom Gebäude erforderliche Heizleistung und Heiztemperatur bei Zunahme der Umgebungstemperatur, umso höher die erzeugte Heizleistung und Heiztemperatur. Diese Eigentümlichkeit wird in WEXA [2] als Betriebscharakteristik von L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung detailliert analysiert. Die Anpassung der Heizleistung bzw. der Heizenergie erfolgt durch Takten (Ein/Aus-Regelung). Bei Umgebungstemperaturen höher als die Auslegungstemperatur besteht ein Zyklus jeweils aus einer Heizphase ($t_1 - t_0$) und einer anschliessenden Stillstandzeit ($t_3 - t_2$). Falls der Zustand der Umgebungsluft dies erfordert, kann ein Zyklus zusätzlich einen Abtauvorgang mit der Abtaudauer ($t_2 - t_1$) beinhalten (vgl. Abb. 9-6). Ohne Berücksichtigung der Abtauung bzw. falls der Zustand der Umgebungsluft keine Abtauung erfordert gilt, unter Voraussetzung konstanter erforderlicher Heizleistung $\dot{Q}_H^*$ während des gesamten Zyklus ($t_3 - t_0$) und während der Heizphase ($t_1 - t_0$) konstanter erzeugter Heizleistung $\dot{Q}_H$, die Bedingung:

$$\dot{Q}_H^* \cdot (t_3 - t_0) = \dot{Q}_H \cdot (t_1 - t_0) = \dot{Q}_H^* = Q_H \quad (20)$$

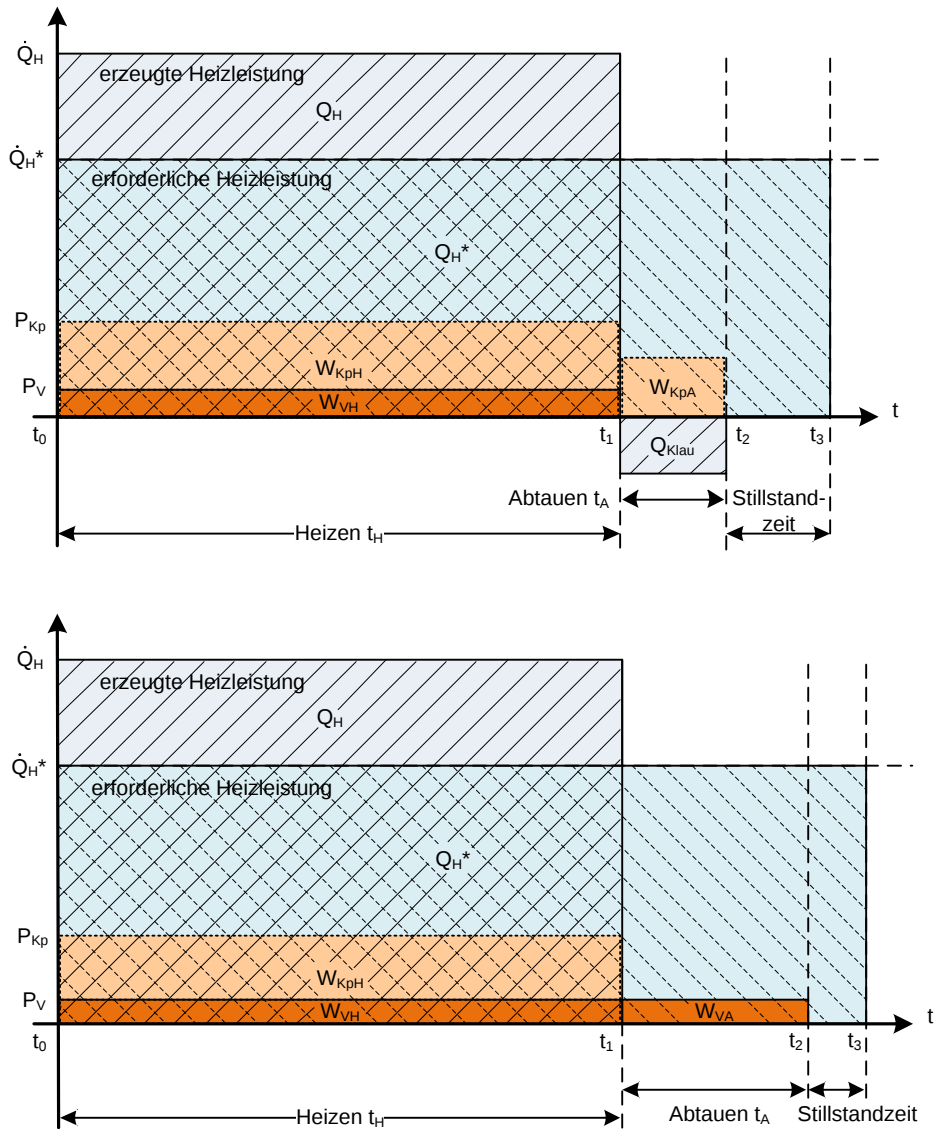


Abb. 9-6: Zeitliches Verhalten der L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung mit Heizbetrieb, Abtauung und Stillstandzeit: Oben Prozessumkehrabtauung, unten Ventilatornachlaufabtauung

Die beiden Wärmemengen müssen innerhalb eines Zyklus gleich sein (Wärmeverluste seien vernachlässigbar klein). Praxisgerecht handelt es sich hier um Mittelwerte der Wärmeströme.

Macht der Zustand der Umgebungsluft einen Abtauvorgang erforderlich, muss die obige Bedingung (Gl. (20)) insbesondere bei Anwendung einer Abtauung mit Prozessumkehr angepasst werden. Während dem Abtauvorgang mit Prozessumkehr wird dem Gebäude durch die WP Wärme entzogen Q_{Klau} („Wärmeklau“), da das Gebäude während dem Abtauprozess als Wärmequelle dient. Mit Berücksichtigung der Abtauung mittels Prozessumkehr gilt, unter Voraussetzung konstanter erforderlicher Heizleistung $\dot{Q}_H^*$ während des gesamten Zyklus ($t_3 - t_0$) und während der Heizphase ($t_1 - t_0$) konstanter erzeugter Heizleistung $\dot{Q}_H$, die Bedingung:

$$\dot{Q}_H^* \cdot (t_3 - t_0) = \dot{Q}_H \cdot (t_1 - t_0) + \dot{Q}_H \cdot (t_2 - t_1) = Q_H^* = Q_H - |Q_{Klau}| \quad (21)$$

Die totale während dem Zyklus erzeugte Wärmemenge $Q_H - |Q_{Klau}|$ muss gleich sein wie die total erforderliche Wärmemenge Q_H^* (Wärmeverluste seien vernachlässigbar klein). Die Anpassung dieser Wärmemengen erfolgt durch die Taktregelung durch die Länge der Stillstandzeit. Erfolgt die Abtauung

mit Ventilatornachlauf wird dem Gebäude keine Wärme entzogen, d.h. es gibt keinen „Wärmeklau“ ($Q_{Klau} = 0$). Allfällige Sperrzeiten seitens des Energieversorgungsunternehmens können in den Gleichungen (20) und (21) als Stillstandzeiten behandelt werden.

Die WP wird nach der Stillstandzeit eingeschaltet, sobald die Rücklauftemperatur des Heizwassers auf einen bestimmten Wert (welcher im 2-Punkt Regler gemäss der Heizkurve hinterlegt ist) abgesunken ist und erzeugt dann während der Heizphase die Wärmemenge Q_H . Während der Heizphase steigen die erzeugten Vorlauf- und Rücklauftemperaturen an, da die erzeugte Heizleistung $\dot{Q}_H$ bei Umgebungstemperaturen über der Auslegungstemperatur grösser ist als die vom Gebäude kontinuierlich erforderliche Heizleistung $\dot{Q}_H^*$.

9.3.2 Leistungsregelung

In Abb. 9-7 ist das zeitliche Verhalten einer L/W-WP mit Leistungsregelung bei Anwendung unterschiedlicher Abtaumethoden dargestellt. In der oberen Grafik in Abb. 9-7 ist der zeitliche Verlauf bei Verwendung einer Abtauung mit Prozessumkehr und in der unteren Grafik bei Verwendung einer Abtauung mit Ventilatornachlauf dargestellt.

Ziel der Leistungsregelung ist es, durch Anpassung der erzeugten Heizleistung jederzeit exakt die vom Gebäude erforderliche Wärmeenergie ($Q_H = Q_H^*$) bereit zu stellen, sofern der Regelbereich und der Teillastwirkungsgrad des Kompressors dies auf effiziente Weise erlauben (vgl. Kapitel 7). Die leistungsgeregelte WP wäre somit idealerweise kontinuierlich in Betrieb, ausser während allfälligen Abtauvorgängen und Sperrzeiten seitens des Energieversorgungsunternehmens. Damit erlaubt die Leistungsregelung gegenüber der Ein/Aus-Regelung eine markante Reduktion des Temperaturhubes und damit eine deutliche Verbesserung der Effizienz.

Macht der Zustand der Umgebungsluft eine Abtauung erforderlich, muss die während der Heizphase erzeugte Heizenergie Q_H das Defizit während der Abtauphase infolge der wegfallenden Heizleistung kompensieren können. Bei einer Abtauung mit Prozessumkehr müssen daher einerseits die während der Dauer des Heizunterbruchs wegfallende Heizleistung und zusätzlich der „Wärmeklau“, also die Energie, welche bei einer Prozessumkehrabtauung dem Gebäude entzogen wird, berücksichtigt werden. Auch bei Anwendung einer Abtauung mit Ventilatornachlauf fällt die Heizleistung während der Abtauung weg. Die über die Dauer dieses Abtauprozesses wegfallende Heizleistung muss während der Heizphase ebenfalls kompensiert werden, so dass die während dem gesamten Zyklus Heizen & Abtauen erzeugte Heizenergie gerade der während dieser Dauer erforderlichen Heizenergie entspricht. Wird die erzeugte Heizleistung von L/W-WP mit Leistungsregelung während der Heizphase, zur Kompensation des Abtauvorganges, gegenüber der kontinuierlich erforderlichen Heizleistung unnötig stark vergrössert, resultieren analog zur Ein/Aus-Regelung unnötige Stillstandzeiten und die Effizienz der WP wird stark nachteilig beeinflusst. Unter der Voraussetzung konstanter erforderlicher Heizleistung $\dot{Q}_H^*$ während des gesamten Zyklus Heizen & Abtauen und konstanter erzeugter Heizleistung $\dot{Q}_H$ während der Heizphase, gilt zur Erreichung bestmöglicher Effizienz der L/W-WP mit Leistungsregelung die Bedingung:

$$\dot{Q}_H^* \cdot (t_2 - t_0) = \dot{Q}_H \cdot (t_1 - t_0) + \dot{Q}_H \cdot (t_2 - t_1) = \dot{Q}_H^* = \dot{Q}_H - |Q_{Klau}| \quad (22)$$

Bei Anwendung einer Abtauung mit Ventilatornachlauf fällt der Term des „Wärmeklaus“ weg, da dem Gebäude bei dieser Abtaumethode keine Energie entzogen wird.

Der Vergleich der beiden Regelstrategien der WP (Ein/Aus-Regelung, Leistungsregelung) verdeutlicht, welchen Einfluss diese auf eine optimierte Abtauregelung haben. Im Vergleich zur L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung muss die optimierte Abtauregelung für eine leistungsgeregelte L/W-WP die optimale Heizdauer bzw. den optimalen Zeitpunkt zur Einleitung der Abtauung bereits im Voraus kennen. Nur so ist es möglich die während der Heizphase erzeugte Heizleistung nur so stark anzupassen, so dass der Abtauprozess gerade kompensiert werden kann. Bei der L/W-WP mit

Leistungsregelung muss die Optimierung der Abtauregelung daher zwingend im Zusammenspiel mit der Optimierung des Heizbetriebs erfolgen. Bei L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung, welche monovalent betrieben werden, ist ausser im Auslegungspunkt bei der tiefsten Umgebungstemperatur grundsätzlich „immer“ überschüssige Energie vorhanden, da die Diskrepanz zwischen erzeugter und kontinuierlich erforderlicher Heizleistung mit steigender Umgebungstemperatur grösser wird. Die optimierte Abtauregelung muss daher lediglich in der Lage sein den optimalen Abtauzeitpunkt zu erkennen, das optimale Abtauverfahren einzuleiten und dieses zum richtigen Zeitpunkt wieder zu beenden.

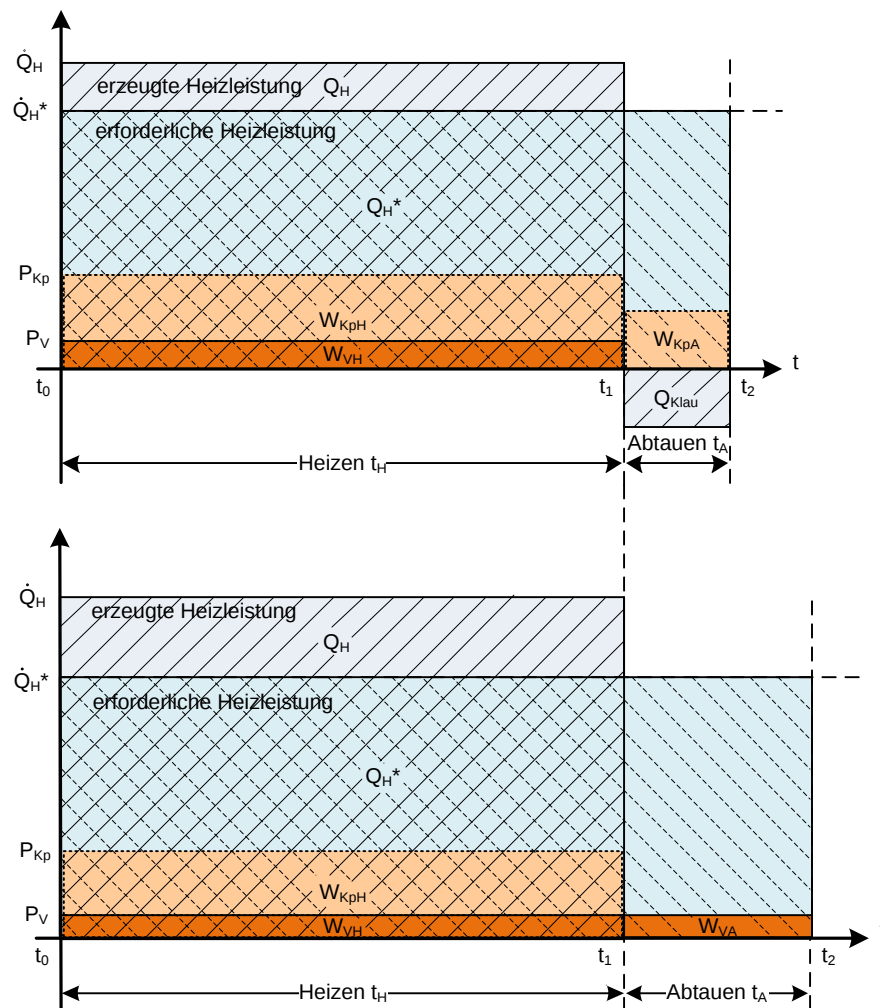


Abb. 9-7: Zeitliches Verhalten der L/W-WP mit Leistungsregelung mit Heizphase und Abtauung: Oben Prozessumkehrabtauung, unten Ventilatornachlaufabtauung

9.4 Optimierte Abtauregelung für Luft/Wasser-Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung

9.4.1 Optimaler Abtauzeitpunkt – Einfluss der Verdampfergeometrie

Das BFE-Forschungsprojekt LOREF [1] hat gezeigt, dass eine optimierte Verdampfergeometrie mit grösseren Lamellenabständen wesentliche Vorteile bezüglich der periodisch erforderlichen Abtau-prozesse aufweist, insbesondere bei der Abtauung mit Ventilatornachlauf. Bei optimierten Verdampfergeometrien ist die Leistungsaufnahme des Ventilators bei gegebenem Luftvolumenstrom kleiner als bei herkömmlichen Verdampfern, da der luftseitige Druckverlust deutlich geringer ist. Daher können Axialventilatoren anstelle von Radialventilatoren verwendet werden. Ausserdem kann mit grösseren Lamellenabständen länger geheizt werden, da die Zunahme des luftseitigen Druckverlustes und somit die Abnahme des Luftvolumenstromes langsamer verlaufen als bei Verdampfern mit kleinen Lamellenabständen.

Zur Verdeutlichung des Einflusses der Verdampfergeometrie auf die optimale Heizdauer bzw. den optimalen Abtauzeitpunkt wurde der WP-Betrieb mit Hilfe des Simulationsprogramms für drei unterschiedliche Ventilator/Lamellenluftkühler-Paarungen simuliert. In Tab. 9-2 sind die Geometriedaten der drei simulierten Lamellenluftkühler zusammengefasst. Beim Lamellenluftkühler SLK1 handelt es sich um den im L/W-WP-Prototypen verwendeten optimierten Verdampfer.

Verdampferbezeichnung	SLK1 (optimiert)	SLK2	SLK3
Ventilatortyp	Axial	Radial	Radial
Rohrreihen Tiefe	7	6	5
Rohrreihen Höhe	34	30	30
Lamellenabstand [mm]	5	2.5	1.8
Verdampferbreite [mm]	1050	750	750
Verdampferhöhe [mm]	850	650	650

Tab. 9-2: Aufbau und Dimensionen der simulierten Lamellenluftkühler SLK1, SLK2 und SLK3

Abb. 9-8 zeigt die simulierten Verläufe der Arbeitszahlen Heizen & Abtauen AZ_{H+A} in Funktion der Heizdauer für die drei unterschiedlichen Lamellenluftkühler/Ventilator-Paarungen für die Betriebsbedingungen bei 0°C Umgebungstemperatur, 95% relative Feuchtigkeit und die Heizkurve Minergie-Standard. Die in Abb. 9-8 aufgeführten Verläufe der Arbeitszahl Heizen & Abtauen zeigen, dass mit dem optimierten Lamellenluftkühler (SLK1) bis zur Erreichung des optimalen Abtauzeitpunktes deutlich länger geheizt werden kann als mit den beiden anderen Lamellenluftkühlergeometrien mit markant kleineren Lamellenabständen (SLK2 und SLK3). Insbesondere bei Verwendung eines Lamellenluftkühlers mit sehr kleinen Lamellenabständen im Bereich von 2 mm resultiert eine sehr kurze optimale Heizdauer, d.h. der Verdampfer muss bereits nach einer kurzen Heizphase abgetaut werden, was die Zahl der periodischen Abtauvorgänge gegenüber optimierten Verdampfergeometrien massiv erhöht. Bei den vorherrschenden Betriebsbedingung mit 0°C Umgebungstemperatur, 95% relativer Feuchtigkeit und der Heizkurve Minergie-Standard beträgt die optimale Heizdauer mit dem Verdampfer SLK3 lediglich rund 20 min, während der optimale Abtauzeitpunkt mit dem Verdampfer mit optimierter Geometrie SLK1 erst nach einer Heizdauer von rund 80 min erreicht wird.

Verdampfergeometrien mit kleinen Lamellenabständen haben nicht nur äusserst kurze Heizphasen und eine dementsprechend erhöhte Anzahl periodisch erforderlicher Abtauprozesse zur Folge, sondern erfordern auch, dass der optimale Abtauzeit zur Erreichung möglichst hoher Arbeitszahlen exakt eingehalten wird. Bereits geringe Abweichungen von der optimalen Heizdauer bzw. vom optimalen Abtauzeitpunkt resultieren in deutlich schlechteren Arbeitszahlen, als dass sie erreicht

werden könnten, wenn die Abtauung zum optimalen Zeitpunkt eingeleitet würde (vgl. SLK2 und SLK3 in Abb. 9-8). Demgegenüber verläuft die Arbeitszahl Heizen & Abtauen bei Verwendung des Verdampfers mit optimierter Geometrie (SLK1) über einen weiten Bereich der Heizdauer flach, so dass sich kleine Abweichungen vom optimalen Abtauzeitpunkt nicht derart nachteilig auf die resultierende Arbeitszahl Heizen & Abtauen auswirken wie bei Verdampfergeometrien mit kleinen Lammellenabständen. Unter der Voraussetzung, dass eine Verschlechterung der Arbeitszahl Heizen & Abtauen von 1% gegenüber der maximal erreichbaren Arbeitszahl zulässig sei, ist der theoretisch zulässige Abtauzeitpunkt bei Verwendung des Verdampfers mit optimierter Geometrie (SLK1) über einen weiten Bereich variabel. Unter dieser Voraussetzung könnte die Abtauung nach einer Heizdauer im Bereich zwischen rund 40 min bis 125 min eingeleitet werden. Die minimal resultierende Arbeitszahl Heizen & Abtauen beträgt innerhalb dieser Zeitspanne 4.19, gegenüber der maximal erreichbaren Arbeitszahl Heizen & Abtauen von 4.23.

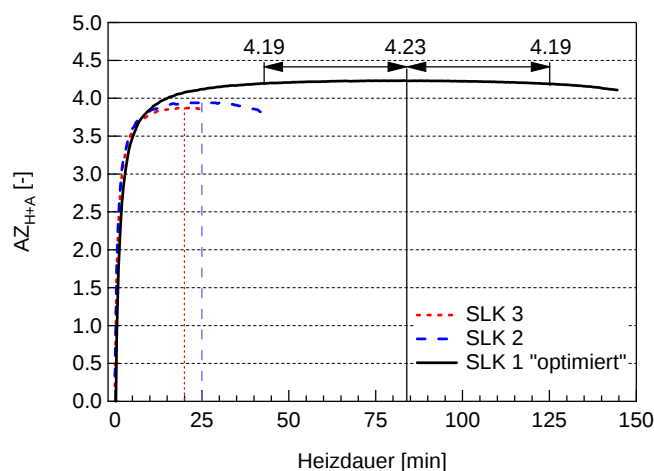


Abb. 9-8: Einfluss der Verdampfergeometrie auf den optimalen Abtauzeitpunkt aus Simulationen für die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) bei 0°C, 95% relativer Feuchtigkeit, 4500 m³/h Luftvolumenstrom und L/W-WP mit Digital-Scroll-Kompressor Ein/Aus-geregelt

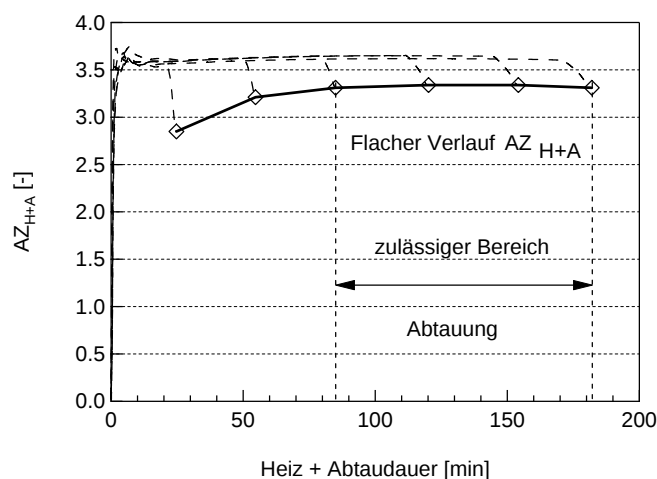


Abb. 9-9: Arbeitszahl Heizen & Abtauen des L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung in Funktion der Zyklusdauer aus Messungen bei 0°C Umgebungstemperatur, 95% relativer Feuchtigkeit, 3000 m³/h Luftvolumenstrom, Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) und Abtauung mit Prozessumkehr

Abb. 9-9 zeigt den am L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung gemessenen Verlauf der Arbeitszahl Heizen & Abtauen AZ_{H+A} in Funktion der Zyklusdauer. Die dargestellten Abtauversuche am L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung bestätigen die aus den Simulationen gewonnenen Erkenntnisse bezüglich des Einflusses der Verdampfergeometrie auf den optimalen Abtauzeitpunkt. Der Zeitpunkt zur Einleitung der Abtauung ist bei Verwendung optimierter Ventilator / Lamellenluftkühler-Paarungen über einen weiten Bereich zulässig, ohne dass dadurch grössere Effizienzeinbußen resultieren.

9.4.2 Optimaler Abtauzeitpunkt – Abtaueinleitungskriterium

In den Kapitel 9.2.1 und 9.4.1 wurde gezeigt, dass die Abtauung zur Erreichung einer bestmöglichen Effizienz über einen gesamten Zyklus Heizen & Abtauen zwingend zum optimalen Zeitpunkt eingeleitet werden muss. Die optimale Heizdauer bzw. der optimale Zeitpunkt zur Einleitung der Abtauung ist dann erreicht, wenn die Arbeitszahl Heizen & Abtauen maximal wird (vgl. Abb. 9-9). Als real anwendbares Kriterium zur Einleitung der Abtauung kann die Arbeitszahl Heizen & Abtauen jedoch nicht angewendet werden. Grund dafür ist, dass diese nicht bereits während der Heizphase messtechnisch erfasst werden kann, da die Arbeitszahl Heizen & Abtauen erst nach Abschluss des gesamten Zyklus Heizen & Abtauen bekannt ist. Nachfolgend werden Ansätze präsentiert, anhand welcher alternativen Kriterien der optimale Zeitpunkt zur Einleitung der Abtauung mit genügender Genauigkeit erkannt werden kann.

Ein einwandfreies und zuverlässiges Kriterium zur Einleitung der Abtauung ist die Abnahme des Luftvolumenstromes aufgrund der zunehmenden Eis- und Frostbildung. Infolge der Abnahme des Luftvolumenstroms sinken die Verdampfungstemperatur, die Heizleistung und damit auch die Effizienz der L/W-WP. In Abb. 9-10 ist der am L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung gemessene zeitliche Verlauf des Luftvolumenstroms bei 0°C Umgebungstemperatur und 95% relativer Feuchtigkeit über eine Heizdauer von 170 min dargestellt. In der Praxis wird der Luftvolumenstrom nicht gemessen und er eignet sich aufgrund kostenintensiver Messtechnik nur bedingt als wirtschaftlich anwendbares Kriterium zur Einleitung einer Abtauung.

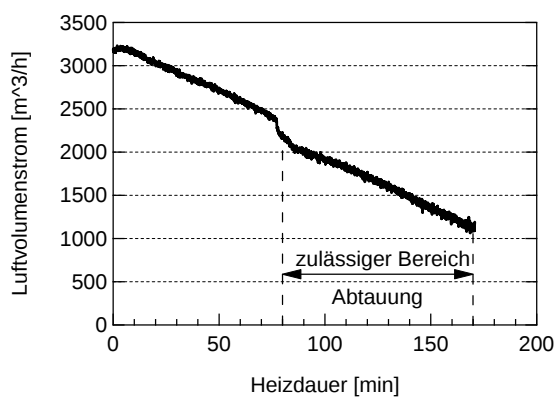


Abb. 9-10: Verlauf des Luftvolumenstromes über eine Heizperiode von 170 min aus Messungen am L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung bei 0°C Umgebungstemperatur, 95% relativer Feuchtigkeit und die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

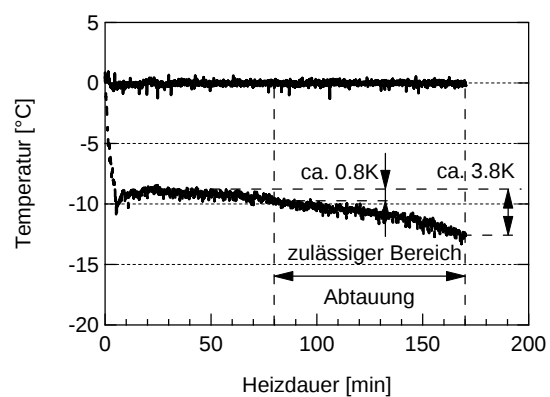


Abb. 9-11: Lufteintritts- und Verdampfungstemperatur über eine Heizperiode von 170 min aus Messungen am L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung bei 0°C Umgebungstemperatur, 95% relativer Feuchtigkeit und die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

Mit sinkendem Luftvolumenstrom infolge zunehmender Eis- und Frostbildung sinkt die Verdampfungstemperatur gemäss den Gesetzen der Wärmeübertragung und der Betriebscharakteristik der WP. In Abb. 9-11 sind die am L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung gemessenen Verläufe der Lufteintrittstemperatur sowie der Verdampfungstemperatur bei 0°C Umgebungstemperatur und 95% relativer Feuchtigkeit über eine Heizdauer von 170 min dargestellt. Infolge der zunehmenden Eis- und Frostbildung im Verdampfer der L/W-WP sinkt die Verdampfungstemperatur mit fortschreitender Heizdauer immer stärker ab. Bereits eine Heizdauer von rund 80 min führt zu einer Abnahme der Verdampfungstemperatur von 0.8 K gegenüber der Verdampfungstemperatur zu Beginn der Heizphase bei unverfrostenem Verdampfer. Diesbezüglich haben Messungen an den unterschiedlichen L/W-WP-Prototypen gezeigt, dass sich insbesondere die Temperaturdifferenz bzw. die zeitliche Änderung der Temperaturdifferenz zwischen der Lufteintrittstemperatur und der Verdampfungstemperatur als Kriterium zur Einleitung der Abtauung eignet. Wie stark die Abnahmen des Luftvolumenstromes, der Verdampfungstemperatur und somit auch der Heizleistung mit zunehmender Eis- und Frostbildung ausgeprägt sind, ist massgeblich abhängig von der Verdampfer/Ventilator-Paarung, der restlichen Betriebscharakteristik der WP sowie vom Betriebszustand. Aus diesem Grund muss der WP-Hersteller die Änderung der Temperaturdifferenz zwischen der Lufteintritts- und der Verdampfungstemperatur bis zur Erreichung des optimalen Abtauzeitpunktes werkseitig für verschiedene Betriebsbedingungen der WP sowie für die unterschiedlichen Abtaumethoden Prozessumkehr und Ventilatornachlauf messtechnisch erfassen und die Werte im WP-Regler hinterlegen. Detaillierte Untersuchungen dazu wurden im BFE-Forschungsprojekt „Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern“ [23], [24], [25] durchgeführt.

Während dem Heizbetrieb ändernde Bedingungen der Lufteintrittstemperatur gilt es vom WP-Regler zwingend geeignet zu berücksichtigen und zu kompensieren. Es ist erforderlich, dass der Zusammenhang zwischen Lufttemperatur und Verdampfungstemperatur genau bekannt ist (vgl. [23]).

9.4.3 Optimales Abtauverfahren – Einfluss des Luftzustandes

In Kapitel 9.2.2 wurde gezeigt, dass zur Erreichung maximaler Arbeitszahlen nebst dem optimalen Zeitpunkt zur Einleitung der Abtauung insbesondere auch die Abtaumethode von zentraler Bedeutung ist. Die Abtauung muss grundsätzlich mit der jeweils effizientesten Abtaumethode erfolgen. Die Effizienz der hier berücksichtigten Abtaumethoden (Prozessumkehr PU und Ventilatornachlauf VNL) ist massgeblich abhängig vom quellen- und senkenseitigen Betriebszustand der WP. Nachfolgend werden insbesondere die Einflüsse der Lufttemperatur und Feuchtigkeit auf die Effizienz der jeweiligen Abtaumethode dargestellt. Weiter wird aufgezeigt, unter welchen Bedingungen bei L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung welche Abtaumethode angewendet werden sollte.

Abb. 9-12 zeigt die simulierten Verläufe der Arbeitszahlen Heizen & Abtauen bei Verwendung der Abtauung mit Prozessumkehr (PU) sowie der Ventilatornachlaufabtauung (VNL) in Abhängigkeit der Lufttemperatur unter der Voraussetzung, dass die Abtauung jeweils zum optimalen Zeitpunkt eingeleitet wird. Die resultierenden Arbeitszahlen Heizen & Abtauen bei Verwendung der Abtauung mit Ventilatornachlauf sind nur für Lufttemperaturen über 1°C dargestellt, da diese Abtaumethode bei tieferen Lufttemperaturen nur bedingt funktioniert (reine Sublimation) und daher nicht effizient eingesetzt werden kann. Die dargestellten Verläufe zeigen deutlich, dass die Effizienz durch Anwendung der Abtauung mit Ventilatornachlauf bei einer relativen Feuchtigkeit von 85% und steigenden Lufttemperaturen ab rund 2°C gegenüber der Abtauung mit Prozessumkehr zunehmend verbessert werden kann. Bei einer relativen Feuchtigkeit der Umgebungsluft von 95% kann mit der Abtauung mittels Ventilatornachlauf bereits bei einer Umgebungstemperatur von 1°C eine gegenüber der Prozessumkehr bessere Effizienz erzielt werden.

In Abb. 9-13 sind die simulierten Verläufe der Arbeitszahlen Heizen & Abtauen bei konsequenter Anwendung der jeweils optimalen Abtaumethode in Abhängigkeit der Lufttemperatur bei einer

relativen Feuchtigkeit von 75%, 85% und 95% und konsequenter Einhaltung des optimalen Abtauzeitpunktes dargestellt. Die Verläufe verdeutlichen, dass insbesondere bei hohen Luftfeuchtigkeiten sehr hohe Arbeitszahlen erreicht werden, wenn die Abtauung mit Ventilatornachlauf bei solchen Luftzuständen konsequent eingesetzt wird. Insbesondere bei tiefen Lufttemperaturen, im Bereich von knapp über 0°C, können bei Anwendung der Abtauung mit Ventilatornachlauf gegenüber der Abtauung mit Prozessumkehr deutlich längere Abtauphasen resultieren. Aufgrund der Betriebscharakteristik von L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung resultieren im Bereich der für die Abtauung mit Ventilatornachlauf relevanten Lufttemperaturen ohnehin lange Stillstandzeiten, so dass die langen resultierenden Abtauphasen bei Anwendung der Prozessumkehr unkritisch sind bezüglich der relativen Laufzeit der WP.

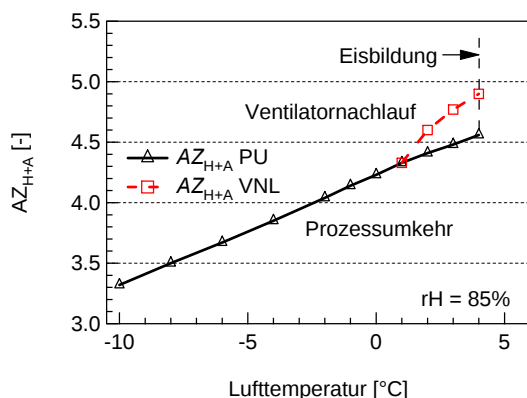


Abb. 9-12: Arbeitszahl Heizen & Abtauen bei Abtauung mit Prozessumkehr und Ventilatornachlauf in Funktion der Lufttemperatur aus Simulationen für L/W-WP-Prototyp mit Ein/Aus-geregeltem Digital-Scroll für 85% relative Feuchtigkeit, 3000 m³/h Luftvolumenstrom und die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

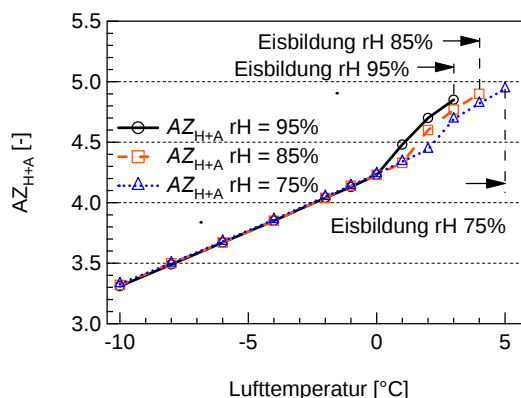


Abb. 9-13: Arbeitszahl Heizen & Abtauen bei Abtauung mit Prozessumkehr und Ventilatornachlauf in Funktion der Lufttemperatur aus Simulationen für L/W-WP-Prototyp mit Ein/Aus-geregeltem Digital-Scroll für 75%, 85%, 95% relative Feuchtigkeit, 3000 m³/h Luftvolumenstrom und die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

Die Bestimmung der optimalen Abtaumethode muss anhand des jeweiligen Luftzustandes erfolgen. Da die Effizienz der Abtauung mit Ventilatornachlauf zusätzlich zur Lufttemperatur wesentlich abhängig ist von der Luftfeuchtigkeit, muss diese zwingend berücksichtigt werden. In Kapitel 9.6 werden Ansätze präsentiert, wie die relative Feuchtigkeit der Umgebungsluft ohne kostenintensive Messtechnik indirekt bestimmt werden kann.

9.4.4 Optimaler Zeitpunkt zum Abbruch der Abtauung – Abtaubeendigungskriterium

Im Abschnitt 9.2.3 wurde gezeigt, dass die Abtandauer einen starken Einfluss auf die Effizienz bzw. die Arbeitszahl Heizen & Abtauen von L/W-WP hat. Es wurde verdeutlicht, dass die Abtauung so kurz wie möglich gehalten werden soll, da unnötig lange Abtauphasen die Effizienz insbesondere bei Anwendung der Abtauung mit Prozessumkehr stark nachteilig beeinflussen. Idealerweise wird die Abtauung unmittelbar nach vollständigem Abschmelzen der Eis- und Frostschrift abgebrochen. Das anzuwendende Abbruchkriterium muss jedoch so gewählt werden, dass die vollständige Abtauung unabhängig vom Betriebszustand der WP gewährleistet werden kann.

Nachfolgend werden Ansätze zu real anwendbaren Abbruchkriterien präsentiert, welche in einer optimierten Abtauregelung zum Einsatz kommen könnten. Dabei wird zwischen den hier berücksichtigten Abtaumethoden Prozessumkehr und Ventilatornachlauf unterschieden.

a) Beendigungskriterium Prozessumkehrabtauung

Ein mit hoher Genauigkeit anwendbares Kriterium zur Beendigung der Prozessumkehrabtauung ist die Kondensationstemperatur des Arbeitsfluides im Lamellenluftkühler/Verdampfer.

Abb. 9-14 zeigt den zeitlichen Verlauf der Verdampfungs- und Kondensationstemperatur über einen ganzen Zyklus Heizen & Abtauen mit Prozessumkehr aus Messungen am L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor ohne Dampfeinspritzung. Die Einleitung der Abtauung erfolgte zum optimalen Zeitpunkt nach einer Heizdauer von rund 170 min. In Abb. 9-15 ist der zeitliche Verlauf der Verdampfungs- und Kondensationstemperatur während der eigentlichen Abtauphase mit Prozessumkehr dargestellt. Die Abtauung erfolge mit konstanter Einstellung des Expansionsventils für die Prozessumkehrabtauung (vgl. Abb. 6-9 EV 102), d.h. die Verdampfungstemperatur im Kondensator wurde während der Abtauphase nicht geregelt.

Unmittelbar nach Einleitung der Abtauung wird der Lamellenluftkühler/Verdampfer auf rund 0°C erwärmt, wobei die Kondensationstemperatur im Verdampfer auf knapp über 0°C ansteigt. Danach erfolgt bei ungefähr konstanter Kondensationstemperatur die eigentliche Abtauung, also der Schmelzvorgang der Eis- und Frostschrift. Ist die Frost- bzw. Eisschicht am Lamellenluftkühler vollständig geschmolzen/abgetaut, steigt die Kondensationstemperatur rasch an und der Lamellenluftkühler wird erwärmt. Zur Erreichung maximaler Arbeitszahlen ist es wichtig, die Abtauung rechtzeitig zu beenden und dadurch eine unnötig starke Erwärmung des Verdampfers zu verhindern. Umfangreiche experimentelle Untersuchungen haben gezeigt, dass die Abtauung vorteilhaft abgebrochen wird, sobald die Kondensationstemperatur im Verdampfer 6°C erreicht. Mit diesem Abbruchkriterium kann gewährleistet werden, dass der Verdampfer vollständig abgetaut wird, ohne dass die Effizienz durch die zusätzliche Erwärmung des Verdampfers unnötig reduziert wird.

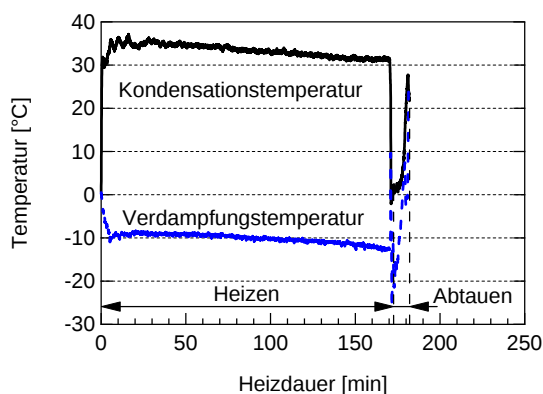


Abb. 9-14: Verdampfungs- und Kondensations-temperatur während des gesamten Zyklus Heizen & Abtauen mit Prozessumkehr aus Messungen am L/W-WP-Prototyp mit Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung bei 0°C Umgebungstemperatur, 95% relativer Feuchtigkeit, 3000 m³/h Luftvolumenstrom und die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

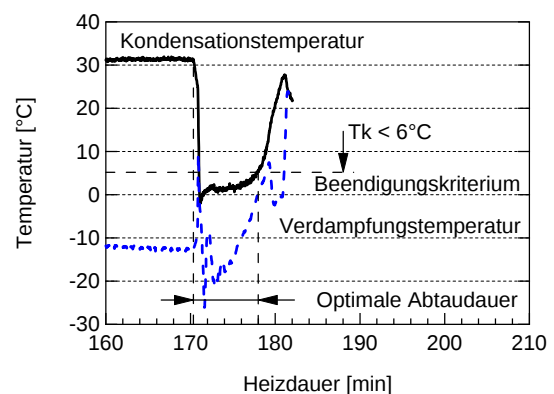


Abb. 9-15: Verdampfungs- und Kondensations-temperatur während der Abtauung mit Prozessumkehr aus Messungen am L/W-WP-Prototyp mit Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung bei 0°C Umgebungstemperatur, 95% relativer Feuchtigkeit und die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

Die Kondensationstemperatur des Arbeitsfluides im Verdampfer, welche als Abbruchkriterium der Prozessumkehrabtauung dient, kann in guter Näherung mit Hilfe eines geschickt positionierten Temperaturfühlers erfasst werden, so dass auf eine teure Druckmessung verzichtet werden kann. Abb. 9-16 zeigt die Seitenansicht des Verdampfers des L/W-WP-Prototypen mit dem Temperaturfühler zur Erfassung der Kondensationstemperatur während der Prozessumkehrabtauung.

Zum optimalen Abbruchzeitpunkt ist das Schmelzwasser erfahrungsgemäss noch nicht vollständig abgeflossen. Ein unmittelbares Umschalten auf erneuten Heizbetrieb kann zur Folge haben, dass Restkondensat zu kompaktem Eis erstarrt. Dieses Eis ist nur schwer wieder abzutauen und beeinflusst die Effizienz der WP nachteilig. Damit das während der Abtauung entstehende Kondensat vollständig abfließen kann, ist es sinnvoll vor dem erneuten Umschalten auf Heizbetrieb den Ventilator kurz in Betrieb zu nehmen um den Verdampfer „zu trocknen“.

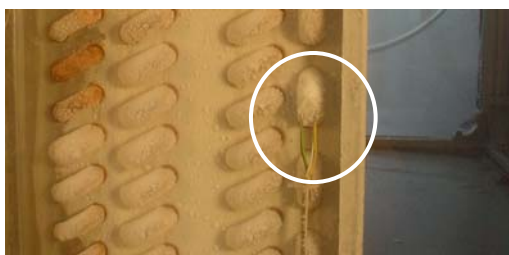


Abb. 9-16: Positionierung des Temperaturfühlers (PT100) am Rohrbogen des Lamellenluftkühlers des L/W-WP-Prototypen auf der Luftaustrittsseite

b) Beendigungskriterium Ventilatornachlaufabtauung

Ein einwandfreies Kriterium zum Abbruch der Abtauung mit Ventilatornachlauf ist der Luftvolumenstrom. Erreicht dieser wieder den Sollwert (Luftvolumenstrom bei unverfrostem Lamellenluftkühler), ist die Frost- bzw. Eisschicht vollständig abgetaut (vgl. Abb. 9-17). In der Praxis wird der Luftvolumenstrom nicht gemessen und er eignet sich aufgrund kostenintensiver Messtechnik nur bedingt als wirtschaftlich anwendbares Kriterium zur Erkennung des optimalen Zeitpunktes zum Abbruch der Abtauung mit Ventilatornachlauf. Die umfangreichen Abtauversuche am L/W-WP-Prototypen haben gezeigt, dass insbesondere die Lufttemperaturen am Ein- und Austritt des Verdampfers als Abbruchkriterium der Abtauung mit Ventilatornachlauf in Betracht gezogen werden können.

Abb. 9-18 zeigt die am L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung gemessenen Verläufe der Lufttemperaturen am Ein- und Austritt des Lamellenluftkühlers sowie der Verdampfungstemperatur über die Abtauphase mit Ventilatornachlauf. Mit zunehmendem Fortschritt der Abtauung nähert sich die Lufttemperatur am Austritt des Verdampfers immer stärker der Eintrittstemperatur der Luft an. Sobald die Eis- und Frostsicht vollständig abgetaut ist, entspricht die Austrittstemperatur gerade der Eintrittstemperatur der Luft (vgl. Abb. 9-18). Dieser Zusammenhang zwischen dem Fortschritt der Abtauung und den Lufttemperaturen am Ein- und Austritt des Verdampfers ist insbesondere bei Luftzuständen gegeben, welche mit hohen sensiblen Anteilen an der resultierenden Abtauleistung verbunden sind (vgl. Kapitel 2.3.3). Bei Lufttemperaturen nahe dem Gefrierpunkt von Wasser und hohen relativen Feuchtigkeiten (z.B. 1°C und 95% relative Feuchtigkeit) erfolgt die Abtauung der Eis- und Frostsicht im Wesentlichen aufgrund des latenten Anteils an der resultierenden Abtauleistung (vgl. Kapitel 2.3.3). Die Temperaturen am Luftein- und austritt liegen bei derartigen Luftzuständen aufgrund des geringen sensiblen Anteils an der resultierenden Abtauleistung nahe zusammen, da nur eine geringe Abkühlung der Luft im Lamellenluftkühler erfolgt. Somit eignen sich die Lufttemperaturen am Ein- und Austritt des Lamellenluftkühlers bei derartigen Luftzuständen nur bedingt als Abbruchskriterium.

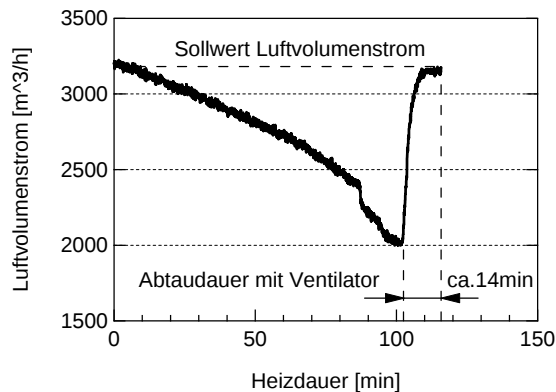


Abb. 9-17: Verlauf des Luftvolumenstroms über einen Zyklus Heizen & Abtauen mit Ventilator-nachlauf aus Messungen am L/W-WP-Prototypen mit Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung bei 4°C Umgebungstemperatur, 95% relativer Feuchtigkeit und die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

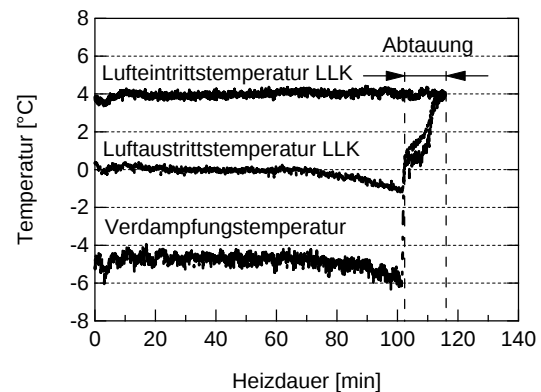


Abb. 9-18: Verlauf der Lufttemperaturen am Ein- und Austritt des Lamellenluftkühlers sowie der Verdampfungstemperatur über eine Abtauphase mit Ventilator-nachlauf aus Messungen am L/W-WP-Prototypen mit Inverter-Scroll ohne Dampfeinspritzung bei 4°C Umgebungstemperatur, 95% relativer Feuchtigkeit und die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

Analog zur Abtauung mit Prozessumkehr ist zum optimalen Zeitpunkt, bei welchem die Abtauung beendet werden soll, das Kondensat gegebenenfalls noch nicht vollständig abgefließen. Damit das restliche Kondensat vollständig abfließen kann, ist ein kurzer Unterbruch bis zum erneuten Umschalten auf Heizen sinnvoll.

9.4.5 Ablaufschema

In den vorherigen Abschnitten wurde dargestellt, welche Punkte bei der Entwicklung einer optimierten Abtauregelung für L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung berücksichtigt werden müssen. Konkret handelt es sich dabei um die Einhaltung des optimalen Abtauzeitpunktes, die Verwendung des jeweils optimalen Abtauverfahrens sowie um die Einhaltung des optimalen Zeitpunktes zum Abbruch der Abtauung. Weiter wurden Ansätze präsentiert, anhand welcher Kriterien die optimalen Zeitpunkte zur Einleitung der Abtauung sowie zur Beendigung der Abtauung erkannt und das jeweils optimale Abtauverfahren bestimmt werden können. Nachfolgend wird ein vereinfachtes Ablaufschema einer optimierten Abtauregelung gezeigt, welches in die Regelung bestehender und zukünftiger L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung implementiert werden und so zu beträchtlichen Effizienzsteigerungen führen könnte. Das in Abb. 9-19 dargestellte vereinfachte Flussdiagramm der optimierten Abtauregelung berücksichtigt sowohl die Abtaumethode der Prozessumkehr als auch die Abtauung mit Ventilator-nachlauf.

Ein zentraler Punkt in der Schrittkette der optimierten Abtauregelung ist die permanente Überwachung des Luftzustandes. Insbesondere bei Verwendung optimal ausgelegter Ventilator/Lamellenluftkühler-Paarungen muss der innerhalb des Heiz- und Abtauphase gegebenenfalls variierende Luftzustand, aufgrund der langen Heizphasen, zwingend berücksichtigt werden.

Unterschreitet die Umgebungstemperatur während dem Heizbetrieb die im WP-Regler hinterlegte Frostgrenztemperatur bzw. ist diese bereits zu Beginn der Heizphase unterschritten, erfolgt die Erfassung der Referenzwerte der Luft Eintritts- und Verdampfungstemperatur und damit die Berechnung der Referenztemperaturdifferenz zwischen Luft Eintritts- und Verdampfungstemperatur. Basierend auf dem aktuellen Luftzustand werden die Einleitungskriterien sowohl für die Abtauung mit

Prozessumkehr als auch für die Abtauung mit Ventilatornachlauf gesetzt. Die Erreichung des Kriteriums zur Einleitung der Abtauung, basierend auf der Abnahme der Temperaturdifferenz zwischen der Lufteintritts- und der Verdampfungstemperatur gemäss Kapitel 9.4.2 wird von der Regelung laufend parallel für Prozessumkehr und für die Abtauung mit Ventilatornachlauf beurteilt. Bei veränderlichem Luftzustand wird das Abtaueinleitungskriterium fortlaufend geeignet korrigiert.

Der optimale Abtauzeitpunkt, welcher anhand des Abtaueinleitungskriteriums erkannt wird, tritt bei Anwendung der Abtauung mit Ventilatornachlauf grundsätzlich früher ein als jener der Prozessumkehrabtauung. Ist der optimale Abtauzeitpunkt für eine Abtauung mit dem Ventilator erreicht, aber die Abtauung mit Ventilatornachlauf aufgrund des Luftzustandes nicht möglich, wird das Abtaueinleitungskriterium für eine Abtauung mit Prozessumkehr berücksichtigt. Ändert sich der Luftzustand wieder zu Gunsten einer Abtauung mit Ventilatornachlauf wird automatisch diese Abtaumethode berücksichtigt.

Auch während der eigentlichen Abtauphase wird der Luftzustand bei Anwendung einer Abtauung mit Ventilatornachlauf kontinuierlich überwacht. Ändert sich die Temperatur der Umgebungsluft während einer Abtauphase mit Ventilatornachlauf unter eine zulässige Grenztemperatur, so dass eine Ventilatornachlaufabtauung unmöglich bzw. wenig effizient wird, wird direkt auf die Prozessumkehrabtauung umgeschaltet und mit dieser Methode abgetaut (roter Pfad in Abb. 9-19).

9.4.6 Fazit

Die optimierte Abtauregelung bietet grosses Potenzial für Effizienzsteigerungen und kann in die Regelung bestehender und zukünftiger L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung implementiert werden. Die zentralen Punkte der entwickelten Abtauregelung sind insbesondere die Einhaltung des optimalen Abtauzeitpunktes, die Verwendung des jeweils optimalen Abtauverfahrens sowie die Einhaltung des optimalen Zeitpunktes zum Abbruch der Abtauung.

Die erarbeiteten Kriterien zur Erkennung der optimalen Zeitpunkte zur Einleitung der Abtauung und zur Beendigung der Abtauung sowie zur Bestimmung der jeweils optimalen Abtaumethode erfordern keine kostenintensive Messtechnik und sind daher wirtschaftlich anwendbar. Erforderlich sind einzig die messtechnische Erfassung der Lufteintritts- sowie der Verdampfungstemperatur. Diese Grössen werden bereits heute bei den meisten gängigen L/W-WP-Systemen erfasst. Die relative Feuchtigkeit, welche insbesondere bei der Bestimmung der jeweils optimalen Abtaumethode entscheidend ist, kann gemäss dem in Kapitel 9.6 dargestellten Vorgehen basierend auf den Werten der Lufteintritts- und der Verdampfungstemperatur indirekt bestimmt werden. Nur bei vollständig bekanntem Luftzustand ist es möglich, die Abtauung mit Ventilatornachlauf bei sämtlichen möglichen Luftzuständen konsequent einzusetzen.

Damit die optimierte Abtauregelung gemäss dem entwickelten Ablaufschema verwendet werden kann, muss der WP-Hersteller einige Grössen wie z.B. die Änderung der Temperaturdifferenz zwischen der Lufteintritts- und der Verdampfungstemperatur bis zur Erreichung des optimalen Abtauzeitpunktes werkseitig für verschiedene Betriebsbedingung der WP sowie für die unterschiedlichen Abtaumethoden Prozessumkehr und Ventilatornachlauf messtechnisch erfassen und die Werte im WP-Regler hinterlegen.

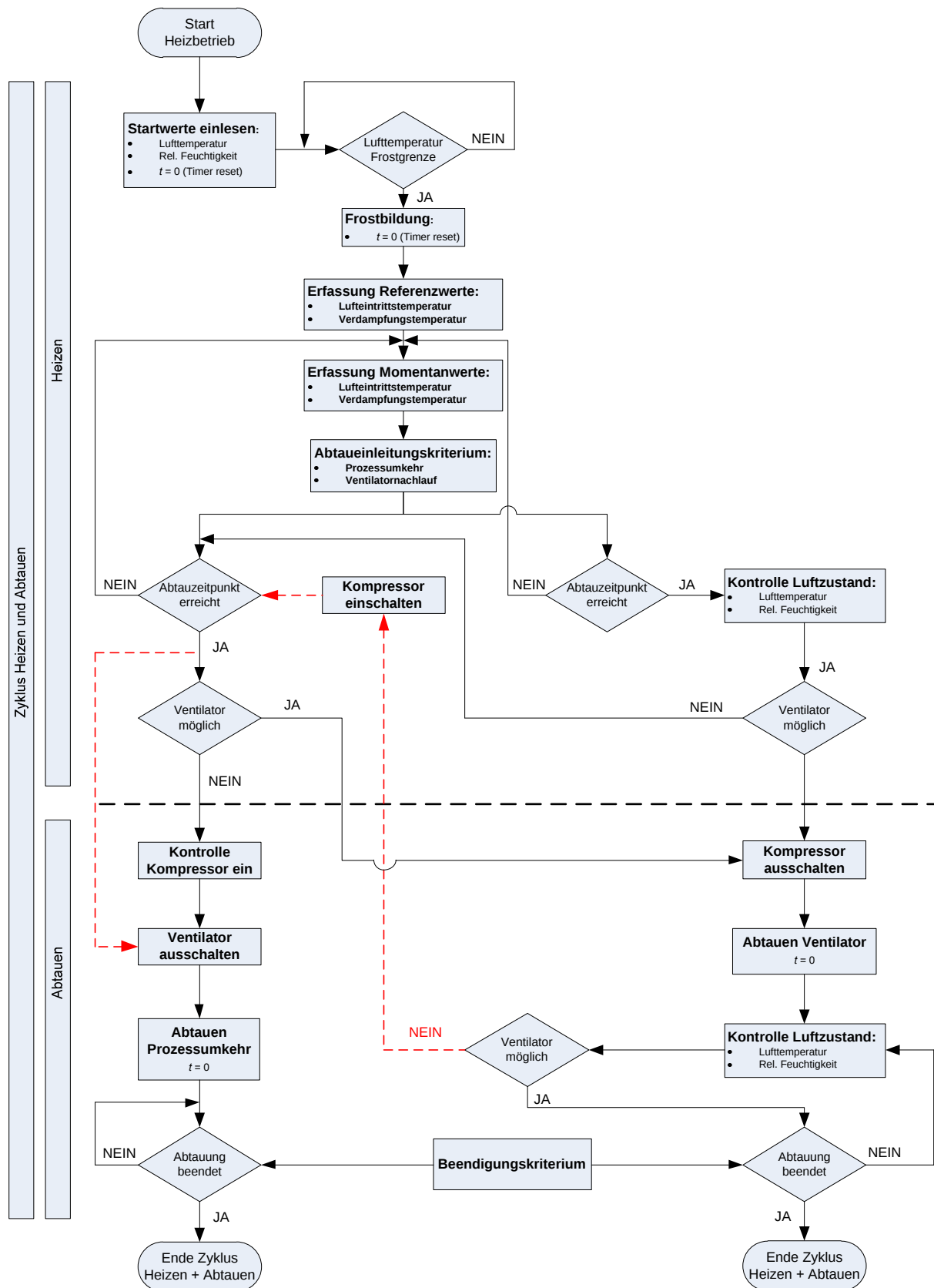


Abb. 9-19: Vereinfachtes Flussdiagramm der optimierten Abtauregelung für L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung

9.5 Optimierte Abtauregelung für leistungsgeregelte Luft/Wasser-Wärmepumpen

9.5.1 Optimaler Betriebszustand während der Heizphase

Während den periodisch erforderlichen Abtauvorgängen wird durch die L/W-WP keine Heizenergie erzeugt. Bei einer Abtauung mit Prozessumkehr wird dem Gebäude zusätzlich Wärme entzogen, da das Gebäude während der Prozessumkehr als Wärmequelle dient. Dieser Wärmeentzug („Wärmeklau“) bei Anwendung der Prozessumkehrabtauung sowie die während der Dauer des Abtauvorganges wegfallende Heizleistung müssen kompensiert werden, indem die von der L/W-WP mit Leistungsregelung während der Heizphase erzeugte Heizleistung gegenüber der kontinuierlich erforderlichen Heizleistung erhöht wird (vgl. Kapitel 9.3.2). Wie stark die während der Heizphase erzeugte Heizleistung gegenüber der kontinuierlich erforderlichen Heizleistung angehoben werden muss, ist massgeblich abhängig von der Heizdauer, sowie von der Dauer des Abtau Prozesses, d.h. die optimalen Betriebsparameter des Heizbetriebes sind abhängig vom optimalen Abtauzeitpunkt sowie von der Abtaumethode und umgekehrt. Die Abtauregelung für leistungsgeregelte L/W-WP kann daher nicht wie bei L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung unabhängig vom Heizbetrieb optimiert werden. Stattdessen muss die Optimierung der Abtauung, also die Bestimmung des optimalen Abtauzeitpunktes, die Wahl des optimalen Abtauverfahrens und die Bestimmung des optimalen Zeitpunktes zum Abbruch der Abtauung, zwingend im Zusammenspiel mit der Optimierung der Betriebsparameter (Kompressor- und Ventilatoreinstellungen) des Heizbetriebes erfolgen.

Theoretische und experimentelle Untersuchungen an den unterschiedlichen L/W-WP-Prototypen zeigen, dass die Effizienz der WP optimal wird, wenn die während der Heizphase erzeugte Heizleistung gegenüber der kontinuierlich erforderlichen Heizleistung nur gerade so stark angehoben wird, dass der Abtauvorgang, welcher zum optimalen Zeitpunkt eingeleitet und mit der optimalen Abtaumethode durchgeführt wird, gerade gedeckt werden kann. Abb. 9-20 zeigt den simulierten Verlauf der Arbeitszahl Heizen & Abtauen des L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung bei Anwendung der Abtauung mit Prozessumkehr zum jeweils optimalen Zeitpunkt in Funktion der relativen Laufzeit.

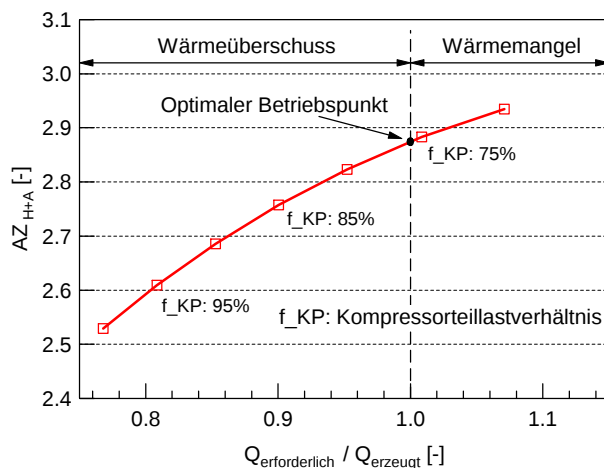


Abb. 9-20: Verlauf der Arbeitszahl Heizen & Abtauen bei Anwendung der Abtauung mit Prozessumkehr zum jeweils optimalen Zeitpunkt in Funktion der relativen Laufzeit bzw. des Verhältnisses aus erforderlicher und erzeugter Heizenergie während dem Zyklus Heizen & Abtauen aus Simulationen des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototypen mit Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung bei -4°C Lufttemperatur, 85% relativer Feuchtigkeit, $4440\text{ m}^3/\text{h}$ Luftvolumenstrom und die Heizkurve des sanierten Altbaus (38°C Rücklauftemperatur, 46°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

Ist das Verhältnis von erforderlicher und erzeugter Heizenergie bzw. die relative Laufzeit kleiner eins, wird während dem Zyklus Heizen & Abtauen mehr Heizenergie erzeugt als vom Gebäude erfordert. Dadurch resultieren analog zum Betriebsverhalten von L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung unnötig grosse Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator sowie unnötige Stillstandzeiten, wodurch die Effizienz bzw. die Arbeitszahl Heizen & Abtauen nachteilig beeinflusst wird. Mit steigender relativer Laufzeit wird die Arbeitszahl Heizen & Abtauen infolge der Reduktion der Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung und damit des Temperaturhubes stetig grösser. Ist die relative Laufzeit grösser eins, wird weniger Wärme erzeugt als vom Gebäude erfordert. Es resultiert ein Wärmedefizit, was ein Absinken der Raumtemperatur zur Folge hat. Zur Erreichung maximaler Arbeitszahlen entspricht die während der gesamten Zyklusdauer Heizen & Abtauen erzeugte Heizenergie somit idealerweise gerade der während dieser Zeitperiode erforderlichen Heizenergie. Unter dieser Voraussetzung resultiert eine relative Laufzeit von Eins, d.h. die WP ist kontinuierlich in Betrieb, so dass unmittelbar nach einem allfälligen Abtauprozess wieder geheizt wird und somit keine Stillstandzeiten resultieren.

Die gemeinsame Ermittlung der optimalen Betriebsparameter des Heizbetriebes (relative Laufzeit = 1) und des zugehörigen optimalen Abtauzeitpunktes (AZ_{H+A} = maximal) muss für eine gegebene Abtaumethode für sämtliche Umgebungszustände separat durchgeführt werden, was äusserst aufwändige Messreihen erfordert. Theoretische und experimentelle Untersuchungen zeigen, dass bei alleiniger Anwendung der Abtauung mit Prozessumkehr (vgl. Kapitel 9.5.3) die während der Heizphase erforderliche Heizleistung zur Kompensation der Abtauprozesse gegenüber der kontinuierlich erforderlichen Heizleistung (gemäss Heizkurve) nahezu unabhängig vom Umgebungszustand um den gleichen Betrag angehoben werden kann. Abb. 9-21 zeigt die kontinuierlich erforderliche Heizleistung gemäss der Heizkurve Minergie-Standard sowie die während der Heizphasen zur Kompensation der Abtauprozesse mit Prozessumkehr „korrigierte“ erforderliche Heizleistung in Funktion der Umgebungstemperatur.

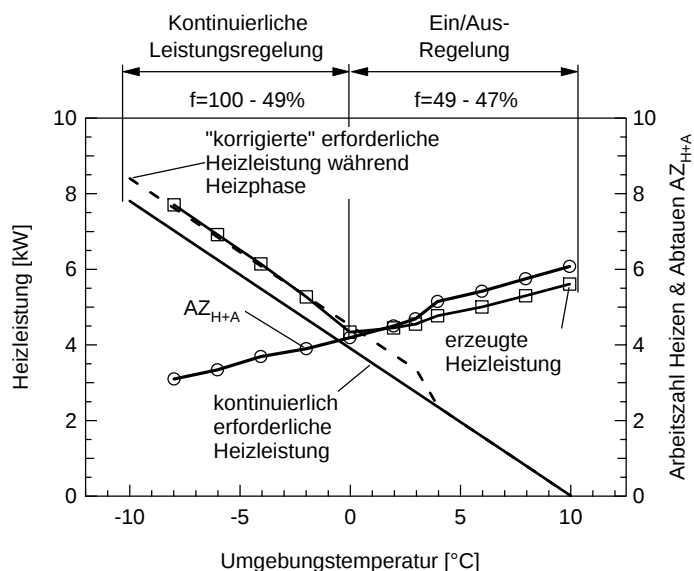


Abb. 9-21: Kontinuierlich erforderliche Heizleistung gemäss Heizkurve, korrigierte während der Heizphase erforderliche Heizleistung zu Kompensation der Abtauung, erzeugte Heizleistung und Arbeitszahl Heizen & Abtauen in Funktion der Umgebungstemperatur aus Messungen am leistungsgeregelten L/W-WP-Prototypen mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung bei 85% relativer Feuchtigkeit und Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

Bei alleiniger Anwendung der Abtauung mit Prozessumkehr kann somit mit relativ geringem messtechnischem Aufwand die gemeinsame Ermittlung der optimalen Betriebsparameter bzw. der zu erzeugenden Heizleistung während der Heizphase und des optimalen Abtauzeitpunktes für einen bestimmten Umgebungszustand erfolgen. Basierend darauf kann anschliessend die „korrigierte“ erforderliche Heizleistung gebildet werden. Wird die erzeugte Heizleistung im Heizbetrieb dieser „korrigierten“ erforderlichen Heizleistung gemäss dem in Kapitel 7 beschriebenen Vorgehen angepasst, werden die optimalen Betriebsparameter unter der Voraussetzung, dass die Abtauung zum optimalen Zeitpunkt eingeleitet wird, in guter Näherung eingehalten.

Wie bereits in Kapitel 7 beschrieben gilt es bei der Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizenergie bzw. bei der Anpassung der während der Heizphase erzeugten Heizleistung an die „korrigierte“ erforderliche Heizleistung weiterhin zu beachten, dass das optimale Teillastverhältnis bzw. die optimale Kompressordrehzahl im Heizbetrieb nicht unterschritten werden soll, da dies eine Reduktion der Effizienz zur Folge hat.

9.5.2 Optimaler Abtauzeitpunkt – Abtaueinleitungskriterium

In Kapitel 9.2.1 wurde gezeigt, dass der Zeitpunkt zur Einleitung der Abtauung bzw. die Heizdauer einen massgeblichen Einfluss auf die resultierende Effizienz des gesamten Zyklus Heizen & Abtauen hat. Die optimale Heizdauer bzw. der optimale Zeitpunkt zur Einleitung der Abtauung ist dann erreicht, wenn die Arbeitszahl Heizen & Abtauen maximal wird (vgl. Abb. 9-9). In Kapitel 9.4.2 wurden Ansätze präsentiert, anhand welcher Kriterien der optimale Zeitpunkt zur Einleitung der Abtauung bei L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung mit genügender Genauigkeit erkannt werden kann, welche auch bei leistungsgeregelten L/W-WP angewendet werden können.

Nach der erfolgreichen Ermittlung der „korrigierten“ erforderlichen Heizleistung gemäss dem vorgängig beschriebenen Vorgehen können die optimalen Abtauzeitpunkte für die unterschiedlichen Betriebszustände ermittelt werden. Dazu muss der WP-Hersteller die Änderung der Temperaturdifferenz zwischen der Lufteintritts- und der Verdampfungstemperatur bis zur Erreichung des optimalen Abtauzeitpunktes werkseitig für verschiedene Betriebsbedingung der WP messtechnisch erfassen und die Werte im WP-Regler hinterlegen.

Während dem Heizbetrieb ändernde Bedingungen der Lufteintrittstemperatur gilt es vom WP-Regler zwingend geeignet zu berücksichtigen und zu kompensieren. Diesbezüglich ist erforderlich, dass der Zusammenhang zwischen Lufttemperatur und Verdampfungstemperatur genau bekannt ist (vgl. [23]).

9.5.3 Optimales Abtauverfahren – Einfluss des Luftzustandes

Zur Erreichung maximaler Arbeitszahlen Heizen & Abtauen von L/W-WP ist die Abtaumethode von zentraler Bedeutung (vgl. Kapitel 9.2.2). Die Abtauung muss grundsätzlich mit der jeweils effizientesten Abtaumethode erfolgen. Die jeweilige Effizienz der hier berücksichtigten Abtaumethoden (Prozessumkehr PU und Ventilatornachlauf VNL) ist massgeblich abhängig vom quellen- und senkenseitigen Betriebszustand der WP. In Kapitel 9.4.3 wurden die Einflüsse der Lufttemperatur und Feuchtigkeit auf die Effizienz der unterschiedlichen Abtaumethoden dargestellt und aufgezeigt, unter welchen Bedingungen bei L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung welche Abtaumethode angewendet werden sollte. Es wurde gezeigt, dass die Effizienz von L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung markant verbessert werden kann, wenn die Abtauung mit Ventilatornachlauf bei sämtlichen möglichen Luftzuständen und insbesondere bei Luftzuständen mit hohen relativen Feuchtigkeiten konsequent eingesetzt wird.

Aufgrund der sich einstellenden Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen resultieren bei L/W-WP mit Leistungsregelung gegenüber Ein/Aus-geregelter L/W-WP deutlich günstigere Bedingungen bezüglich Eis- und Frostbildung. Theoretische und experimentelle Untersuchungen an den unterschiedlichen L/W-WP-Prototypen bestätigen, dass infolge der Leistungsregelung bereits bei Umgebungstemperaturen über knapp 3°C keine Eis- und Frostbildung im Verdampfer auftritt. Da die

Abtauung mit Ventilatornachlauf erst bei Lufttemperaturen über rund 2°C und nur bei genügend hoher relativer Feuchtigkeit (über 85%) effizient einsetzbar ist, reduziert sich deren Einsatzbereich bei L/W-WP mit Leistungsregelung auf Umgebungstemperaturen im Bereich von 2°C bis 3.5°C.

Die durchgeführten Untersuchungen zeigen weiter, dass die Anwendung der Abtauung mit Ventilatornachlauf bei L/W-WP mit Leistungsregelung im Gegensatz zu Ein/Aus-geregelten L/W-WP nur eine geringe Verbesserung der Arbeitszahl Heizen & Abtauen zur Folge hat. Die maximale Effizienzsteigerung gegenüber der Abtauung mit Prozessumkehr beträgt bei diesen Umgebungstemperaturen lediglich rund 2%. Abb. 9-22 zeigt die simulierten Verläufe der Arbeitszahl Heizen & Abtauen des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung bei Anwendung der Abtauung mit Prozessumkehr bzw. mit Ventilatornachlauf in Funktion der Umgebungstemperatur.

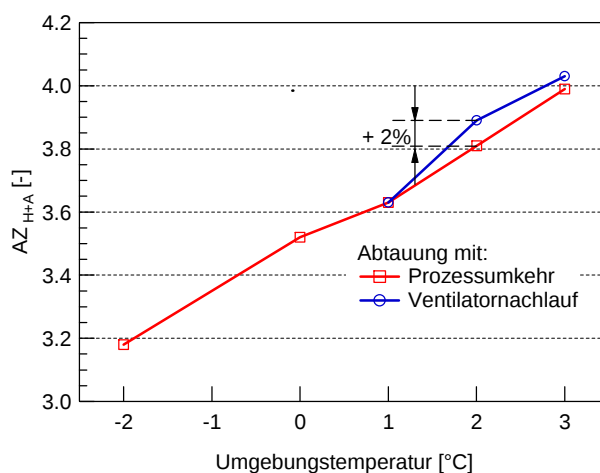


Abb. 9-22: Verlauf der Arbeitszahl Heizen & Abtauen bei Anwendung der Abtauung mit Prozessumkehr bzw. mit Ventilatornachlauf in Funktion der Umgebungstemperatur aus Simulationen des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototypen mit Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung bei 85% relativer Feuchtigkeit und Heizkurve des sanierten Altbaus (38°C Rücklauftemperatur, 46°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur)

Die gegenüber bei L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung geringere Verbesserung der Arbeitszahl Heizen & Abtauen durch Verwendung der Abtauung mit Ventilatornachlauf resultiert in erster Linie aufgrund der bei dieser Abtaumethode kurzen optimalen Heizdauer sowie der relativ langen Abtaudauer. Infolgedessen muss die von der leistungsgeregelten L/W-WP während der Heizphase erzeugte Heizleistung gegenüber der kontinuierlich erforderlichen Heizleistung zur Deckung des Heizbedarfs relativ stark angehoben werden. Dies hat zur Folge, dass die leistungsgeregelte L/W-WP im Heizbetrieb bei gegebenem Umgebungszustand effizienter betrieben werden kann, wenn die anschließende Abtauung mit Prozessumkehr erfolgt.

Unter Berücksichtigung der gewonnenen Erkenntnisse muss überlegt werden, ob der Einsatz der Abtauung mit Ventilatornachlauf in effizienten L/W-WP mit Leistungsregelung wirtschaftlich sinnvoll ist. Die resultierende Effizienzsteigerung durch die Verwendung der Abtauung mit Ventilatornachlauf ist gering, der Aufwand zur Entwicklung einer praxistauglichen Regelung für L/W-WP mit Leistungsregelung, welche beide Abtaumethoden (Prozessumkehr und Ventilatornachlauf) berücksichtigt, ist hingegen gross. Aus diesem Grund wurde bei der experimentellen Untersuchung der unterschiedlichen L/W-WP-Prototypen mit Leistungsregelung jeweils ausschliesslich die Abtauung mit Prozessumkehr angewendet (vgl. Kapitel 8.3 und 8.4).

9.5.4 Optimaler Zeitpunkt zum Abbruch der Abtauung – Abtaubeendigungskriterium

In Kapitel 9.2.3 wurde gezeigt, dass die Abtaudauer unabhängig von der Regelstrategie der L/W-WP einen massgeblich Einfluss auf die Effizienz bzw. die Arbeitszahl Heizen & Abtauen hat. Grundsätzlich gilt es die Abtauung so kurz wie möglich zu halten, da unnötig lange Abtauphasen die Effizienz insbesondere bei Anwendung der Abtauung mit Prozessumkehr stark nachteilig beeinflussen. Idealerweise wird die Abtauung unmittelbar nach vollständigem Abschmelzen der Eis- und Frostschrift abgebrochen. Das anzuwendende Abbruchkriterium muss jedoch so gewählt werden, dass die vollständige Abtauung unabhängig vom Betriebszustand der WP gewährleistet werden kann.

In Kapitel 9.4.4 wurden Ansätze zu real anwendbaren Abbruchkriterien präsentiert welche in einer optimierten Abtauregelung zum Einsatz kommen könnten. Dabei wurde zwischen den berücksichtigten Abtaumethoden Prozessumkehr und Ventilatornachlauf unterschieden. Die erarbeiteten Abbruchkriterien sind unabhängig von der Regelstrategie der L/W-WP gültig und können somit auch bei L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung angewendet werden. Für die Anwendung in leistungsgeregelten L/W-WP sind dabei insbesondere die erarbeiteten Kriterien für die Abtauung mit Prozessumkehr interessant.

9.5.5 Fazit

Bei L/W-WP mit Leistungsregelung muss die Optimierung der Abtauung, also die Bestimmung des optimalen Abtauzeitpunktes, die Wahl des optimalen Abtauverfahrens und die Bestimmung des optimalen Zeitpunktes zum Abbruch der Abtauung, zwingend im Zusammenspiel mit der Optimierung der Betriebsparameter (Kompressor- und Ventilatoreinstellungen) des Heizbetriebes erfolgen.

Da die Ermittlung der optimalen Betriebsparameter des Heizbetriebes für einen gegebenen Gebäudetyp und Umgebungszustand zwingend im Zusammenspiel mit der Ermittlung des optimalen Abtauzeitpunktes und ggf. des optimalen Abtauverfahrens erfolgen muss, sind diese mit aufwändigen Messreihen verbunden. Im Rahmen dieser Studie erfolgte die zusammenspielende Optimierung von Heiz- und Abtaubetrieb mit Hilfe von Simulationen, welche mit Experimenten validiert werden konnten. Auf diese Weise konnten für die unterschiedlichen L/W-WP-Prototypen und sämtliche Heizkurven die in Abhängigkeit der Umgebungstemperaturen optimalen Einstellungen von Kompressor und Ventilator für den Heizbetrieb und die zugehörigen optimalen Zeitpunkte zur Einleitung der Abtauung ermittelt werden.

Die Untersuchungen zeigen, dass die Anwendung der Abtauung mit Ventilatornachlauf bei L/W-WP mit Leistungsregelung im Gegensatz zu Ein/Aus-geregelten L/W-WP nur eine geringe Verbesserung der Arbeitszahl Heizen & Abtauen zur Folge hat. Aus diesem Grund sowie wegen des sehr kleinen Einsatzbereiches erscheint die Anwendung der Abtauung mit Ventilatornachlauf bei L/W-WP mit Leistungsregelung nicht sinnvoll.

Zur Reduktion des erforderlichen messtechnischen Aufwandes kann bei alleiniger Anwendung der Abtauung mit Prozessumkehr die gemeinsame Ermittlung der optimalen Betriebsparameter bzw. der zu erzeugenden Heizleistung während der Heizphase und des optimalen Abtauzeitpunktes für einen bestimmten Umgebungszustand erfolgen. Anschliessend kann eine „korrigierte“ erforderliche Heizleistung bestimmt werden. Durch die konsequente Anpassung der im Heizbetrieb erzeugten Heizleistung an diese „korrigierte“ erforderliche Heizleistung gemäss Kapitel 7 kann gewährleistet werden, dass die optimalen Betriebsparameter des Heizbetriebes in guter Näherung eingehalten werden.

Bezüglich der Erkennung des optimalen Abtauzeitpunktes sowie des optimalen Zeitpunktes zum Abbruch der Abtauung können die gleichen Kriterien angewendet werden wie bei L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung.

9.6 Indirekte Bestimmung der relativen Feuchtigkeit

In Kapitel 9.4 wurde gezeigt, dass durch die konsequente Anwendung der Abtauung mit Ventilatornachlauf insbesondere bei L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung markante Effizienzsteigerungen erzielt werden können. Der Schlüssel zur erfolgreichen Abtauung mit Ventilatornachlauf liegt im Zustand der Umgebungsluft: Neben der Lufttemperatur spielt die Luftfeuchtigkeit eine bedeutende Rolle und muss zwingend berücksichtigt werden. Je höher die Luftfeuchtigkeit, umso schneller und effizienter kann abgetaut werden. Aufgrund des starken Einflusses der Luftfeuchtigkeit auf die Effizienz der Ventilatornachlaufabtauung, muss diese zur Erreichung einer optimierten Abtauregelung somit zwingend geeignet erfasst werden. Dazu bieten sich grundsätzlich zwei unterschiedliche Möglichkeiten an:

- Direkte Erfassung der relativen Feuchtigkeit mit zusätzlicher Messtechnik
- Indirekte Erfassung der relativen Feuchtigkeit ohne zusätzliche Messtechnik

Die direkte Erfassung der relativen Feuchtigkeit ist aufgrund der erforderlichen Messtechnik mit zusätzlichen Kosten verbunden und aus diesem Grund kaum wirtschaftlich anzuwenden. Zur Erfassung der relativen Feuchtigkeit ohne Erfordernis zusätzlicher Messtechnik wurde mit Hilfe des Simulationsprogrammes aus LOREF [1] ein theoretischer Ansatz zur indirekten Bestimmung der relativen Feuchtigkeit erarbeitet. Mittels Simulationen und Experimenten konnte nachgewiesen werden, dass bei konstanten Einstellungen des Kompressors und Ventilators im Lufttemperaturbereich von 1°C bis 6°C und konstanter relativer Feuchtigkeit ein linearer Zusammenhang zwischen der Lufteintrittstemperatur und der Verdampfungstemperatur besteht. Aufgrund dieses linearen Zusammenhanges lassen sich für jeweils konstante Feuchtigkeiten Geraden bilden, welche die resultierende Verdampfungstemperatur in Abhängigkeit der Lufteintrittstemperatur beschreiben (vgl. Abb. 9-25). Die Untersuchungen zeigen weiter, dass diese Geraden unabhängig von der relativen Feuchtigkeit eine über den gesamten Bereich der relevanten Lufttemperaturen konstante Steigung aufweisen. Dieser Zusammenhang zwischen Lufttemperatur, Feuchtigkeit und Verdampfungstemperatur ermöglicht somit eine indirekte Bestimmung der relativen Feuchtigkeit der Umgebungsluft. In den nachfolgenden Abbildungen (Abb. 9-23 und Abb. 9-24) wird das Prinzip zur indirekten Bestimmung der relativen Feuchtigkeit aus dem quasi-linearen Zusammenhang zwischen Lufteintritts- und Verdampfungstemperatur in Abhängigkeit der relativen Feuchtigkeit dargestellt.

Die indirekte Bestimmung der relativen Feuchtigkeit ohne zusätzliche Messtechnik setzt voraus, dass sowohl die Verdampfungstemperatur als auch die Lufteintrittstemperatur messtechnisch erfasst werden. Bei den meisten handelsüblichen L/W-WP-Systemen werden diese Größen aus unterschiedlichen Gründen bereits heute messtechnisch erfasst. Bei solchen Anlagen ist es somit möglich, mit der bestehenden Messtechnik ein neues Abtauregelungskonzept zu implementieren, welches das Potenzial der Abtauung mit Ventilatornachlauf bestmöglich ausnutzen kann. Nachfolgend wird dargestellt, wie bei der indirekten Bestimmung der relativen Feuchtigkeit vorgegangen werden muss und welche Größen dazu auf dem Regler der WP hinterlegt werden müssen.

Für eine erfolgreiche indirekte Bestimmung der relativen Feuchtigkeit werden eine Referenzgerade der Verdampfungstemperatur in Funktion der Lufteintrittstemperatur, bestehend aus zwei Datenpunkten bei gleicher relativer Feuchtigkeit, sowie ein weiterer Messpunkt bei einer anderen relativen Feuchtigkeit benötigt. Diese drei erforderlichen Datenpunkte müssen werkseitig messtechnisch ermittelt und in die Regelung der WP implementiert werden. Da die Sauggasüberhitzung, welche durch das Expansionsventil geregelt wird, einen erheblichen Einfluss auf die resultierende Verdampfungstemperatur hat, ist es zwingend erforderlich, dass diese bei der experimentellen Ermittlung der drei erforderlichen Datenpunkte konstant bleibt. Weiter ist es zwingend erforderlich, dass die drei erforderlichen Datenpunkte bei konstanten Einstellungen des Kompressors und Ventilators (Kompressordrehzahl und Luftvolumenstrom) erfasst werden, was bei L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung ohnehin gegeben ist. Bei L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung müssen

ggf. mehrere Sets der erforderlichen drei Datenpunkte für unterschiedliche Einstellungen von Kompressor und Ventilator erfasst und im Regler der WP hinterlegt werden.

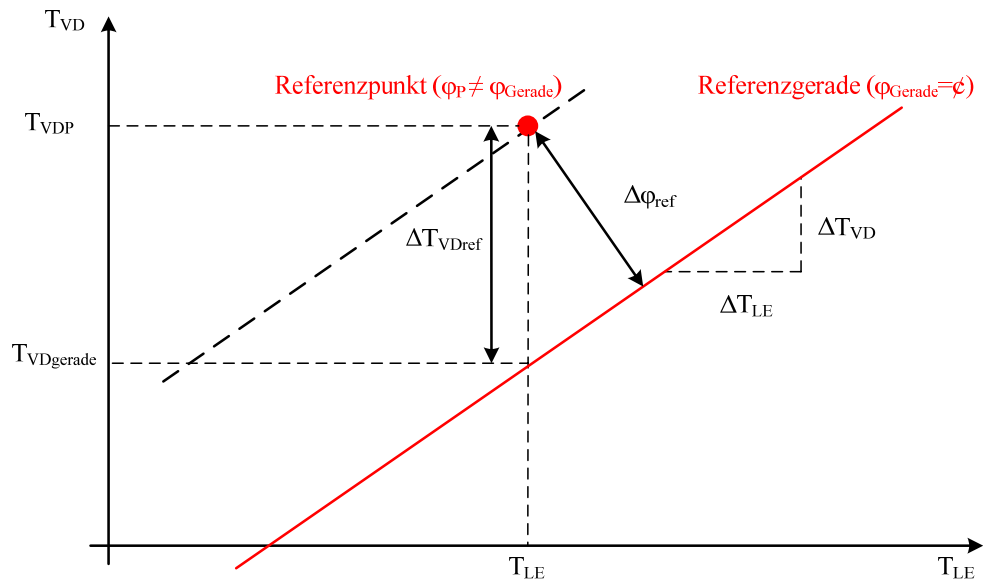


Abb. 9-23: Bestimmung der Referenzgeraden

Zur Bestimmung der Referenzgeraden sind zwei Messpunkte bei gleicher relativer Feuchtigkeit und jeweils unterschiedlicher Lufttemperatur erforderlich (vgl. Abb. 9-23). Durch die Erfassung eines zusätzlichen Referenzpunktes bei einer anderen relativen Feuchtigkeit lässt sich der für die indirekte Bestimmung der Luftfeuchtigkeit relevante Zusammenhang zwischen Lufttemperatur, Luftfeuchtigkeit und Verdampfungstemperatur ermitteln. Der messtechnisch erfasste Referenzpunkt und die ebenfalls messtechnisch erfasste Referenzgerade liefern mit ΔT_{VDref} und dem dazugehörigen $\Delta \varphi_{ref}$ die relevante Steigung (vgl. Abb. 9-23).

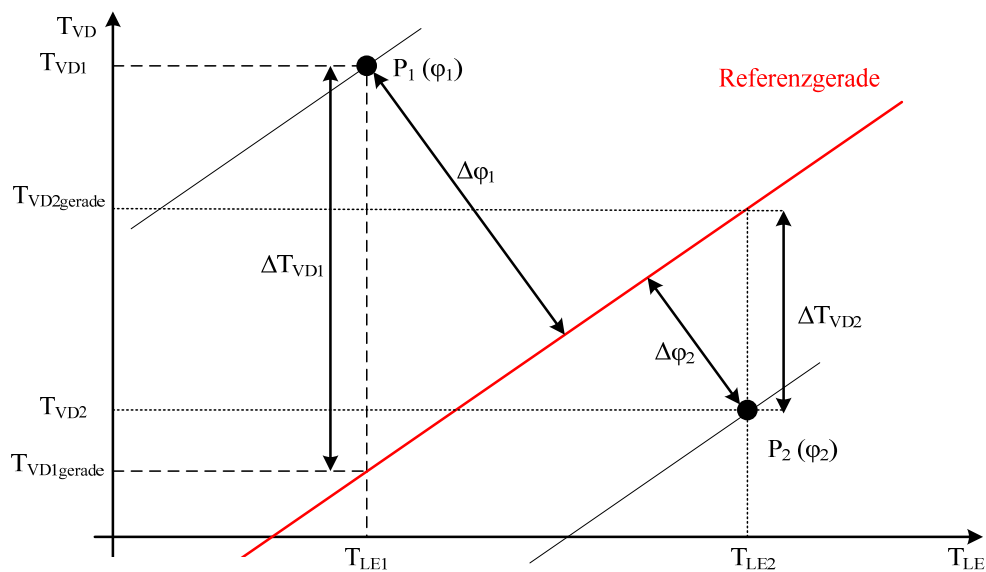


Abb. 9-24: Zuordnungsvorschrift über das Steigungsdreieck zur indirekten Bestimmung der relativen Luftfeuchtigkeit

Mit der Zuordnungsvorschrift gemäss dem Steigungsdreieck kann bei gegebener Lufteintrittstemperatur T_{LE} jeder beliebigen Abweichung ΔT_{VD} der effektiven Verdampfungstemperatur T_{VD} von der Verdampfungstemperatur gemäss der Referenzgerade $T_{VDGerade}$ ein $\Delta\phi$ zugeordnet und über die bekannte relative Feuchtigkeit der Referenzgerade ϕ_{Gerade} die effektive Luftfeuchtigkeit eindeutig bestimmt werden. Das Vorzeichen von ΔT_{VD} legt fest, ob $\Delta\phi$ von ϕ_{Gerade} subtrahiert (P2) oder addiert (P1) wird (vgl. Abb. 9-24).

Zur Überprüfung des erarbeiteten theoretischen Ansatzes wurden am L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung umfangreiche Messreihen zur indirekten Bestimmung der Luftfeuchtigkeit durchgeführt. Dabei wurden im Bereich der relevanten Lufttemperaturen (1°C bis 6°C) für drei unterschiedliche relative Feuchtigkeiten (75%, 85% und 95%) die Verläufe der Verdampfungstemperaturen in Funktion der Lufteintrittstemperatur experimentell ermittelt. Der Zusammenhang zwischen Verdampfungs- und Lufteintrittstemperatur in Abhängigkeit der relativen Luftfeuchtigkeit ist nur bei konstanter Sauggasüberhitzung sowie konstanten Kompressor- und Ventilator-drehzahlen vollständig gültig. Für die Messungen am L/W-WP-Prototypen wurde der Kompressor bei einem Teillastverhältnis von 47% betrieben, was einer Drehzahl von 3300 min^{-1} entspricht. Der Ventilator wurde so eingestellt, dass der Luftvolumenstrom konstant $2000 \text{ m}^3/\text{h}$ betrug. Die Sauggasüberhitzung wurde durch das elektronische Expansionsventil konstant auf 7.3 K geregelt. Bei diesen Einstellungen handelt es sich um die, für die vorliegenden Luftzustände, optimalen Einstellungen des L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung (vgl. Kapitel 8.4.2).

In Abb. 9-25 sind die gemessenen Werte der Verdampfungstemperatur in Abhängigkeit der Lufttemperatur für die drei unterschiedlichen relativen Feuchtigkeiten (75%, 85% und 95%) dargestellt. Die drei Geraden der Verdampfungstemperatur in Funktion der Lufteintrittstemperatur weisen wie angenommen unabhängig von der relativen Feuchtigkeit die gleiche Steigung auf, was die Richtigkeit bzw. die Anwendbarkeit des theoretischen Ansatzes bestätigt.

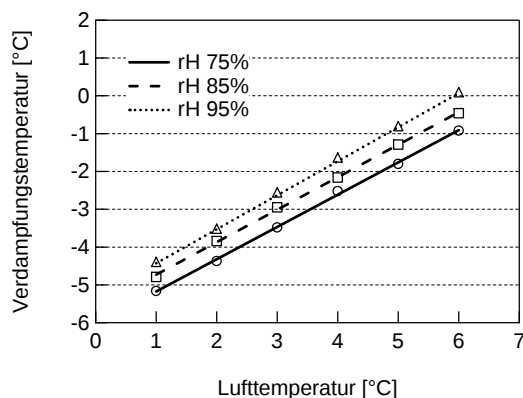


Abb. 9-25: Verdampfungstemperatur in Funktion der Lufteintrittstemperatur für die relativen Feuchtigkeiten 75%, 85% und 95% (aus Messungen am L/W-WP-Prototypen mit Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung bei einer konstanten Kompressordrehzahl von 3300 min^{-1} und konstantem Luftvolumenstrom von $2000 \text{ m}^3/\text{h}$)

10 Wirtschaftliches Potenzial

Die in Kapitel 8 dargestellten Ergebnisse der experimentellen Untersuchung der unterschiedlichen L/W-WP-Prototypen zeigen eindrücklich, dass die kontinuierliche Leistungsregelung bei Verwendung effizienter Komponenten und Anwendung der „richtigen“ Regelstrategie markante Effizienzsteigerungen ermöglicht. Eine wichtige Voraussetzung für die künftige Verbreitung von L/W-WP mit Leistungsregelung ist neben der hohen Energieeffizienz die „Wirtschaftlichkeit“, d.h. die resultierenden jährlichen Kosten beim Einsatz einer L/W-WP mit Leistungsregelung müssen mit denen anderer Heizsysteme vergleichbar oder idealerweise sogar tiefer sein.

Nachfolgend wird das wirtschaftliche Potenzial effizienter L/W-WP mit Leistungsregelung diskutiert. Die Wirtschaftlichkeitsrechnung erfolgt nach der Annuitätenmethode (dynamische Methode) und berücksichtigt neben den Kapitalkosten, den Energiekosten und den übrigen Kosten, welche beispielsweise durch die periodische Wartungsarbeiten verursacht werden, auch die Umweltkosten bzw. die kalkulatorischen Energiepreiszuschläge (KEPZ).

10.1 Kapitalkosten

Die nachfolgende Tab. 10-1 zeigt eine Zusammenstellung der Investitionskosten, der jeweiligen Abschreibungsdauern sowie der jährlichen Kapitalkosten (Annuitäten) für verschiedene gängige Heizsysteme. Die Annuitäten bzw. die jährlichen Kapitalkosten beinhalten die während der Abschreibungsdauer entgangenen Zinserträge.

Bei der Berechnung der jährlichen Kapitalkosten wurde ein Realzins von 2% angenommen. Die in Tab. 10-1 aufgeführten Investitionskosten des Heizsystems mit Gas sind gültig, falls der Gasanschluss zum Zeitpunkt des Einbaus der Heizung noch nicht besteht und daher neu erstellt werden muss. Weiter wird angenommen, dass die Mehrkosten künftiger L/W-WP mit Leistungsregelung gegenüber typischen, qualitativ hochstehenden Ein/Aus-geregelten L/W-WP mit rund 3000 CHF relativ gering ausfallen.

Heizsystem	Investitionskosten in CHF	Abschreibungs- dauer	Kapitalkosten in CHF pro Jahr 2% Realzins
Heizkessel Öl	30000	21	1764
Heizkessel Gas ¹⁾	26500	23	1449
Pelletheizung	34000	21	1999
S/W-WP gemäss FAWA [29]	39000	23	2132
L/W-WP gemäss FAWA [29]	30000	21	1764
L/W-WP-Prototyp mit Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung	33000	21	1940

1) Investitionskosten gültig falls Gasanschluss erstellt werden muss

Tab. 10-1: Zusammenfassung der Investitionskosten, der Abschreibungsdauer und der resultierenden jährlichen Kapitalkosten für unterschiedliche Heizsysteme (Quelle: EnergieSchweiz, WWF Schweiz)

Mit den getroffenen Annahmen liegen die jährlichen Kapitalkosten künftiger L/W-WP mit Leistungsregelung nahezu im Bereich heutiger S/W-WP und fallen damit höher aus als bei typischen L/W-WP-Systemen mit Ein/Aus-Regelung.

10.2 Energiekosten

Tab. 10-2 zeigt die jährlich resultierenden Energiekosten für die unterschiedlichen Heizsysteme. Diese sind für die Heizkurven des Gebäudes im „Minergie-Standard“ sowie des „sanitierten Altbaus“ und dabei jeweils für die Klimaregion Zürich aufgeführt. Die getroffenen Annahmen bezüglich der Preise der unterschiedlichen Energieträger sind unter der Tabelle aufgeführt.

Heizsystem	Energiekosten in CHF pro Jahr	
	Heizkurve Minergie, Klimaregion Zürich jährlich erf. Heizenergie 12.627 MWh	Heizkurve sanierter Altbau, Klimaregion Zürich jährlich erf. Heizenergie 19.363 MWh
Heizkessel Öl ¹⁾	1205	1847
Heizkessel Gas ²⁾	1261	1854
Pelletheizung ³⁾	1165	1786
S/W-WP gemäss FAWA ⁴⁾ [29]	724	1110
L/W-WP gemäss FAWA ⁴⁾ [29]	947	1452
L/W-WP-Prototyp mit Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung ⁴⁾	558	996

1) Öl: 10.7 kWh/l, 9.35 Rp/kWh (Stand 19.12.2011), Quelle: AGROLA AG, Nutzungsgrad 98%

2) Gas: 8.8 Rp/kWh zzgl. 150.-/a Fixkosten für Anschluss (Stand Juli 2011), Quelle: Erdgas Zürich AG, Nutzungsgrad 100%

3) Pellets: 5.0 kWh/kg, 7.84 Rp/kWh (Stand Dezember 2011), Quelle Migrol AG, Nutzungsgrad 85%

4) Strom: 19.5 Rp/kWh (Vorhersage 2012), Quelle: admin.ch

Tab. 10-2: Zusammenfassung der resultierenden Energiekosten für unterschiedliche Heizsysteme

Infolge der sehr guten Effizienz des L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung liegen die jährlichen Energiekosten bei Verwendung dieses Heizsystems im Bereich typischer S/W-WP. Damit fallen die jährlichen Energiekosten künftiger L/W-WP mit Leistungsregelung deutlich geringer aus als bei den meisten anderen Heizsystemen. Beispielsweise kann bei Verwendung künftiger L/W-WP mit Leistungsregelung gegenüber Ölheizung ungefähr eine Halbierung der jährlichen Energiekosten erwartet werden.

10.3 Übrige Kosten

Die in der Tab. 10-3 aufgeführten übrigen Kosten für unterschiedliche Heizsysteme beinhalten die periodisch erforderlichen Wartungs- und Unterhaltskosten sowie die Betriebskosten.

Heizsystem	Übrige Kosten in CHF pro Jahr
Heizkessel Öl	550
Heizkessel Gas	400
Pelletheizung	500
S/W-WP gemäss FAWA [29]	100
L/W-WP gemäss FAWA [29]	200
L/W-WP-Prototyp mit Inverter-Scroll mit Dampfeinspritzung	250

Tab. 10-3: Zusammenfassung der übrigen Kosten für unterschiedliche Heizsysteme (Quelle: EnergieSchweiz)

Es wird angenommen, dass diese bei künftigen L/W-WP mit Leistungsregelung bzw. beim L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung aufgrund der zusätzlichen Regelungstechnik und der komplexeren Prozessführung leicht höher ausfallen als bei „typischen“ L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung.

10.4 Externe Kosten / kalkulatorische Energiepreiszuschläge

Als Umweltkosten bzw. kalkulatorische Energiepreiszuschläge werden allgemeine Folgekosten bezeichnet, welche durch den Einsatz von Energie entstehen und nicht direkt durch den Energieverbraucher bezahlt werden. Diese werden oft auch als externe Kosten bezeichnet und repräsentieren die zukünftig anfallenden Kosten in den Bereichen der menschlichen Gesundheit, der Vegetation, der Gebäudeschäden, des Treibhauseffektes sowie Risikokosten. Tab. 10-4 zeigt die Zusammenstellung der Energiepreiszuschläge der unterschiedlichen Energieträger sowie der resultierenden externen Kosten für die Heizkurve des Gebäudes im „Minergie-Standard“ sowie des „sanierten Altbau“ jeweils für die Klimaregion Zürich.

Heizsystem	Energiepreiszuschlag in Rp/kWh	Externe Kosten in CHF pro Jahr	
		Heizkurve Minergie, Klimaregion Zürich jährlich erf. Heizenergie 12.627 MWh	Heizkurve sanierter Altbau, Klimaregion Zürich jährlich erf. Heizenergie 19.363 MWh
Heizkessel Öl	4.5	580	889
Heizkessel Gas	3.0	379	581
Pelletheizung	1.5	223	342
S/W-WP gemäss FAWA [29]	5.0	186	285
L/W-WP gemäss FAWA [29]	5.0	243	372
L/W-WP-Prototyp mit Inverter- Scroll mit Dampfeinspritzung	5.0	143	255

Tab. 10-4: Zusammenfassung der kalkulatorischen Energiepreiszuschläge und der resultierenden jährlichen externen Kosten für unterschiedliche Heizsysteme (Quelle: SIA 480 [39])

Der Einbezug der externen Kosten ermöglicht bei der Gegenüberstellung verschiedener Heizsysteme, welche sowohl auf fossilen als auch erneuerbaren Energien basieren, die Berücksichtigung der unterschiedlichen Risiken von Energieträger.

10.5 Resultierende Jahreskosten / Fazit

Abb. 10-1 und Abb. 10-2 zeigen die Zusammenfassung der jährlich resultierenden Kosten der unterschiedlichen Heizsysteme für die Heizkurve des Gebäudes im „Minergie-Standard“ bzw. für die Heizkurve des „sanierten Altbau“. Diese Zusammenstellungen bestätigen das wirtschaftliche Potenzial leistungsgeregelter L/W-WP. Insbesondere bei Verwendung der L/W-WP in einem sanierten Altbau ist das wirtschaftliche Potenzial gegenüber anderer Heizsysteme gross (vgl. Abb. 10-2). Gegenüber „typischer“ L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung (gemäss FAWA [29]) beträgt die Kosteneinsparung bei Verwendung einer L/W-WP mit Leistungsregelung in einem sanierten Altbau ohne Berücksichtigung der externen Kosten rund 190 CHF pro Jahr bzw. rund 4000 CHF über die gesamte Abschreibungsdauer von 21 Jahren. Bei Verwendung in einem Gebäude im Minergie-Standard, fallen die gegenüber typischer L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung resultierenden

Kosteneinsparungen mit rund 160 CHF pro Jahr bzw. rund 3400 CHF über die Abschreibungsdauer von 21 Jahren etwas geringer aus.

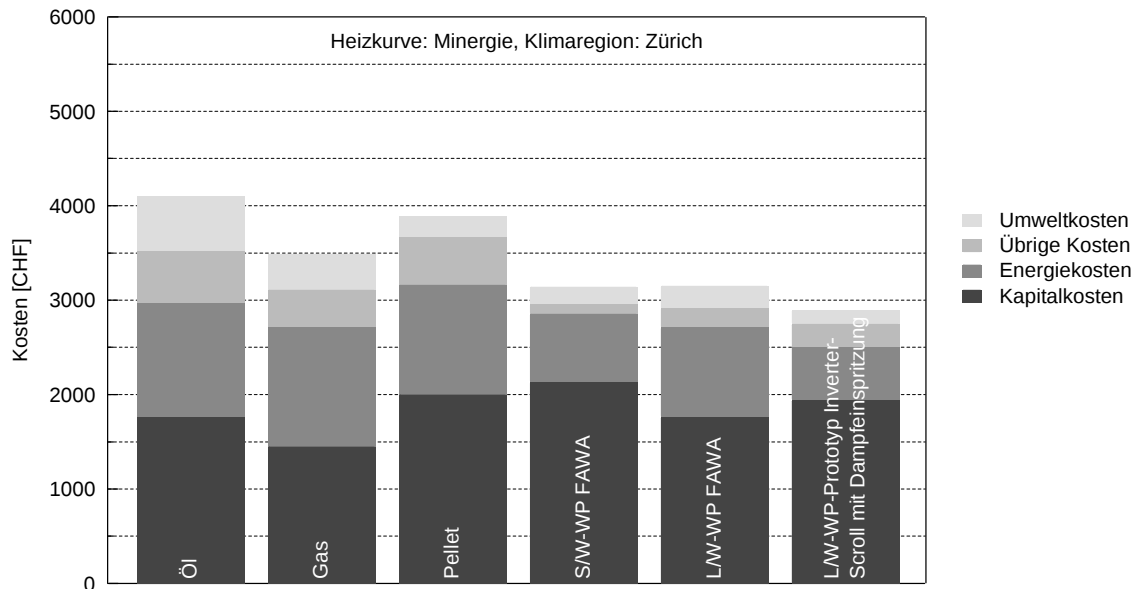


Abb. 10-1: Zusammenfassung der jährlichen Kosten unterschiedlicher Heizsysteme für die Heizkurve Minergie und die Klimaregion Zürich

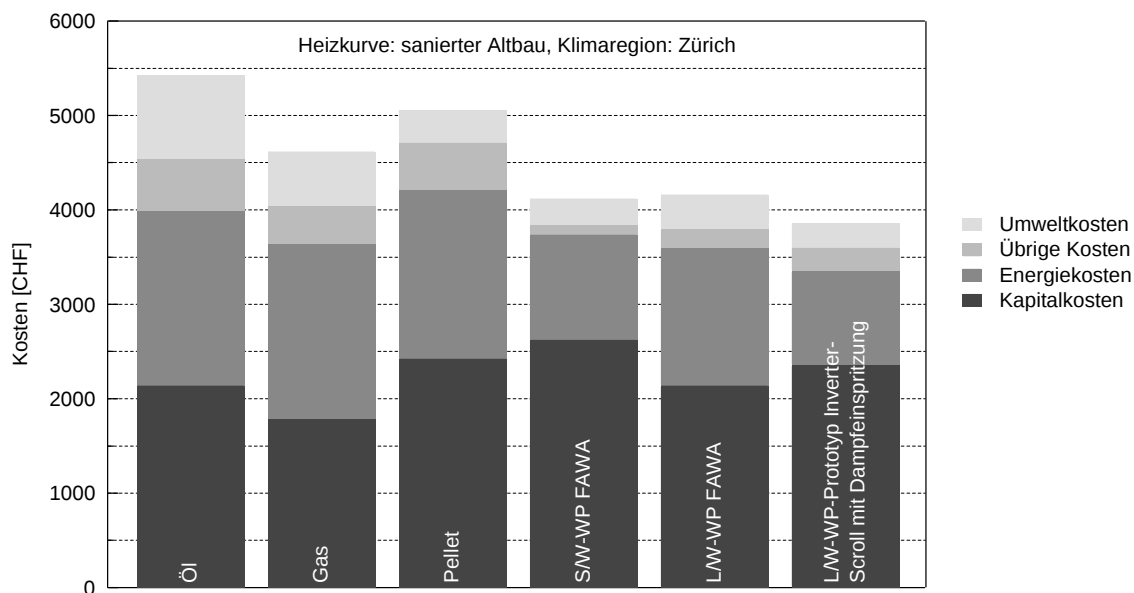


Abb. 10-2: Zusammenfassung der jährlichen Kosten unterschiedlicher Heizsysteme für die Heizkurve sanierter Altbau und die Klimaregion Zürich

Die hier aufgeführte Abschätzung des wirtschaftlichen Potenzials soll Wärmepumpenherstellern bei der Rechtfertigung der Mehrkosten effizienter LW-WP-Systeme mit Leistungsregelung helfen und zusätzliche Verkaufsargumente liefern.

11 Schlussfolgerungen und Ausblick

Ursache für die mässig gute Effizienz von L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung ist die ungünstige Betriebscharakteristik, welche aus der Charakteristik des drehzahlkonstanten Kompressors resultiert. Durch die kontinuierliche Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung mit einer geeigneten Leistungsregelung lässt sich die Effizienz von L/W-WP markant steigern. Für die Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung muss der geförderte Kältemittel-massenstrom geregelt werden. Dazu eignen sich verschiedene Strategien, wie z.B. eine Drehzahlregelung des Kompressors und ggf. auch des Ventilators. Eine zwingende Voraussetzung zur Erreichung effizienter L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung ist daher der Einsatz von Kompressoren und Ventilatoren mit hohen Teillast-Wirkungsgraden über einen weiten Regelbereich. Eine weitere Voraussetzung, welche massgeblich über die Effizienz von L/W-WP mit Leistungsregelung entscheidet, ist die Anwendung der „richtigen“ Regelstrategie.

Theoretische und experimentelle Untersuchungen, welche zur Entwicklung der optimalen Regelung durchgeführt wurden, zeigen, dass bei L/W-WP mit Leistungsregelung die Teillast-Wirkungsgrade des Ventilators und insbesondere des Kompressors neben dem Einfluss auf die resultierende JAZ einen massgeblichen Einfluss auf die optimale Regelung haben. Nimmt der Gesamtwirkungsgrad eines Kompressors bei Teillast stark ab, kann dies bei „falscher“ Regelung des Kompressors dazu führen, dass die Leistungszahl im Teillastbetrieb mit angepasster Heizleistung unter diejenige einer L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung sinkt. Damit dies vermieden werden kann, muss die Regelung des Kompressors bzw. der WP bestmöglich auf das Teillastverhalten des Kompressors angepasst werden. Die Untersuchungen zeigen, dass die maximale Reduktion des Teillastverhältnisses des Kompressors bzw. der Kompressordrehzahl im Teillastbetrieb der WP durch zwei Faktoren limitiert wird. Einerseits handelt es sich dabei um die vom Gebäude erforderliche Heizleistung, welche stets gedeckt werden muss, und andererseits um die maximal erreichbare Effizienz. Jeder Kompressor weist ein optimales Teillastverhältnis bzw. eine optimale Kompressordrehzahl auf, welche zur Erreichung maximaler Leistungszahlen im Teillastbetrieb nicht unterschritten werden darf, da dies eine Verschlechterung der Effizienz zur Folge hat. Das optimale Teillastverhältnis bzw. die optimale Kompressordrehzahl im Teillastbetrieb ist für einen gegebenen Kompressor nahezu unabhängig vom quellen- und senkenseitigen Betriebszustand der WP und kann daher mit geringem Aufwand experimentell ermittelt werden. Sind die optimale Kompressordrehzahl, die zugehörige optimale Ventilator-drehzahl sowie die optimale Ventilator-drehzahl bei Vollastbetrieb der WP bekannt, ist die optimale Regelung verhältnismässig einfach zu realisieren. Die erzeugte Heizleistung wird durch gleichmässige Reduktion der Kompressor- und Ventilator-drehzahl der erforderlichen Heizleistung angepasst, sofern dazu die optimale Kompressor- und Ventilator-drehzahl nicht unterschritten werden müssen. Müssten die optimalen Drehzahlen von Kompressor und Ventilator zur Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung unterschritten werden, wird die L/W-WP bei reduzierter Leistung, d.h. bei optimaler Kompressor- und Ventilator-drehzahl im Ein/Aus-Betrieb betrieben.

Zusätzliches Potenzial für Effizienzsteigerungen von L/W-WP und dabei insbesondere von L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung bietet eine optimierte Abtauregelung mit konsequenter Anwendung der Abtauerung mit Ventilator-nachlauf. Die Effizienzverbesserung infolge einer verbesserten Abtauregelung hängt dabei von drei Faktoren ab. Die Abtauregelung muss in der Lage sein, den optimalen Zeitpunkt zur Einleitung der Abtauerung zu erkennen, das optimale Abtauverfahren einzuleiten und die Abtauerung zum optimalen Zeitpunkt zu beenden. Diesbezüglich konnten sowohl für L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung als auch für leistungsgeregelte L/W-WP geeignete Ansätze erarbeitet und diese mittels Experimenten überprüft und bestätigt werden.

Die Resultate der durchgeführten theoretischen und experimentellen Untersuchungen bestätigen das Potenzial der Leistungsregelung von L/W-WP bei Verwendung effizient regelbarer Kompressoren und Ventilatoren sowie bei Anwendung der „richtigen“ Regelstrategie eindrücklich. Insbesondere bei der simultanen Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator ist das Potenzial für Effizienz-

steigerungen gross. Vergleiche mit JAZ „heutiger“ L/W-WP, welche im Rahmen unterschiedlicher Feldstudien ermittelt wurden, zeigen, dass durch die simultane Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator Effizienzsteigerungen im Bereich von 10% bis 70% erzielt werden können. Die erreichbaren JAZ des L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung liegen damit im Bereich von heutigen Ein/Aus-geregelten S/W-WP. Künftige L/W-WP-Systeme mit Leistungsregelung ermöglichen nicht nur beträchtliche Energieeinsparungen, sondern sie sind anderen Heizsystemen auch wirtschaftlich überlegen, was mit der durchgeführten Abschätzung des wirtschaftlichen Potenzials bestätigt werden kann.

Das Ziel der vorliegenden Studie ist die markante Effizienzsteigerung von L/W-WP durch kontinuierliche Leistungsregelung. Abschliessend ist jedoch festzuhalten, dass eine hohe Effizienz generell nur mit ganzheitlich optimierten Lösungen erzielt werden kann. Dazu müssen „das Gebäude“ (Architektur, Bauphysik usw.) und „die Gebäudetechnik“ (Wärmepumpe, Heizsystem usw.) aufeinander abgestimmt sein. Eine enge Zusammenarbeit zwischen allen Involvierten ist deshalb unerlässlich. Insofern bleibt zu hoffen, dass die vorliegende Studie ein Anstoss für die weitere Entwicklung und beschleunigte Verbreitung von effizienten L/W-WP mit Leistungsregelung ist. Schliesslich wäre es wünschenswert, wenn das Thema stufengerecht in die Aus- und Weiterbildungen von Ingenieuren, Planern und Installateuren einfliessen würde.

12 Symbolverzeichnis

12.1 Lateinische Symbole

c_{pD}	spez. Wärmekapazität Wasserdampf	J/kg K
c_{pK}	spez. Wärmekapazität Kondensat	J/kg K
c_{pL}	spez. Wärmekapazität trockene Luft	J/kg K
dt	Infinitesimale Zeitänderung	s
$\dot{E}_{VHS}$	Exergieverluststrom Verteilsystem	W
$\dot{E}_{Vi}$	Exergieverluststrom Kompressor und Expansionsventil	W
$\dot{E}_{VK}$	Exergieverluststrom Kondensator	W
$\dot{E}_{VR}$	Exergieverluststrom Abgabesystem	W
$\dot{E}_{VV}$	Exergieverluststrom Verdampfer	W
f	Teillastverhältnis	%
$\dot{H}_D$	Enthalpiestrom Wasserdampf	W
$\dot{H}_K$	Enthalpiestrom Kondensat	W
h	spez. Enthalpie	J/kg
h_{fLE}	spez. Enthalpie feuchter Luft am Eintritt	J/kg
h_{fLA}	spez. Enthalpie feuchter Luft am Austritt	J/kg
h_K	spez. Enthalpie ablaufendes Kondensat	J/kg
Le	Lewiszahl	-
$\dot{m}_K$	Massenstrom Kondensat	kg/s
$\dot{m}_L$	Massenstrom trockene Luft	kg/s
n	Kompressordrehzahl	min ⁻¹
n_{match}	Kompressordrehzahl bei erzeugte = erforderliche Heizleistung	min ⁻¹
n_{opt}	optimale Kompressordrehzahl im Teillastbetrieb der WP	min ⁻¹
P_{el}	Summe der aufgewendeten elektrischen Leistungen	W
P_i	innere Kompressorleistung	W
P_{Kp}	Kompressorleistung	W
P_{KpA}	Kompressorleistung während dem Abtauen	W
P_{KpH}	Kompressorleistung während dem Heizbetrieb	W
P_V	Ventilatorleistung	W
P_{VA}	Ventilatorleistung während dem Abtauen	W
P_{VH}	Ventilatorleistung während dem Heizen	W
p	Druck	Pa
$\dot{Q}_H$	erzeugte Heizleistung	W
Q_H	erzeugte Heizenergie	Wh
$\dot{Q}_H^*$	erforderliche Heizleistung	W
Q_H^*	erforderliche Heizenergie	Wh
$\dot{Q}_{Klau}$	dem Gebäude während der Abtauung entzogener Wärmestrom	W
Q_{Klau}	dem Gebäude während der Abtauung entzogene Energie	Wh
$\dot{Q}_l$	latenter Wärmestrom	W
$\dot{Q}_s$	sensibler Wärmestrom	W
$\dot{Q}_{sl}$	nutzbarer Wärmestrom für die Abtauung	W
$\dot{Q}_U$	aus der Umgebung aufgenommener Wärmestrom	W
$\dot{q}_l$	latente Wärmestromdichte	W/m ²
q_l	spez. latente Wärme	J/kg
$\dot{q}_s$	sensible Wärmestromdichte	W/m ²
q_s	spez. sensible Wärme	J/kg
$\dot{q}_{sl}$	nutzbare Wärmestromdichte für die Abtauung	W/m ²

q_{sl}	spez. nutzbare Wärme für die Abtauung	J/kg
T_K	Kondensationstemperatur	K
T_{LE}	Temperatur Luft Eintritt	K
T_V	Verdampfungstemperatur	K
T_{VD}	Verdampfungstemperatur	K
$T_{VDGerade}$	Verdampfungstemperatur gemäss der Referenzgerade	K
T_{VDP}	Verdampfungstemperatur bezogen auf den Referenzpunkt	K
t	betrachtetes Zeitintervall	s
t_A	Abtaudauer ($= t_2 - t_1$)	s
t_H	Heizdauer ($= t_1 - t_0$)	s
t_0	Einschaltzeitpunkt der WP	s
t_1	Beginn der Abtauung	s
t_2	Ende der Abtauung	s
t_3	Ende der Stillstandszeit	s
V_L	Volumenstrom feuchte Luft	m ³ /h
W_{KPA}	Kompressorarbeit während dem Abtauen	Wh
W_{KPH}	Kompressorarbeit während dem Heizbetrieb	Wh
W_{VA}	Ventilatorarbeit während dem Abtauen	Wh
W_{VH}	Ventilatorarbeit während dem Heizbetrieb	Wh
x	absolute Feuchtigkeit	kg/kg
x_G	absolute Feuchtigkeit der Luft an der Phasengrenzschicht	kg/kg
x_L	absolute Feuchtigkeit der Luft	kg/kg
x_{LA}	absolute Feuchtigkeit der Luft am Austritt	kg/kg
x_{LE}	absolute Feuchtigkeit der Luft am Eintritt	kg/kg

12.2 Griechische Symbole

α_L	Wärmeübergangskoeffizient luftseitig	W/m ² K
η	Gesamtwirkungsgrad bei jeweiligem Teillastverhältnis	%
η_{exHS}	Exergetischer Wirkungsgrad des Heizsystems	%
$\eta_{100\%}$	Gesamtwirkungsgrad bei Volllast	%
ϑ	Temperatur	°C
ϑ_G	Temperatur Phasengrenzschicht	°C
ϑ_K	Temperatur Kondensat	°C
ϑ_L	Temperatur trockene Luft	°C
ϑ_{LA}	Temperatur Luft Austritt	°C
ϑ_{LE}	Temperatur Luft Eintritt	°C
Δh_v	spez. Verdampfungsenthalpie Wasser	J/kg
ΔT_{LE}	Temperaturdifferenz der Luft Eintritt	K
ΔT_{VD}	Temperaturdifferenz der Verdampfung	K
ΔT_{VDref}	Temperaturdifferenz der Verdampfung gemäss Referenzpunkt	K
$\Delta \varphi$	Differenz der relativen Feuchtigkeit der Luft	%
$\Delta \varphi_{ref}$	Differenz der relativen Feuchtigkeit der Luft gemäss Referenzpunkt	%
τ_{WP}	relative Laufzeit der WP	-
φ	relative Feuchtigkeit der Luft	%
φ_{Gerade}	relative Feuchtigkeit der Luft auf der Referenzgerade	%
φ_P	relative Feuchtigkeit der Luft im Referenzpunkt	%

12.3 Abkürzungen

AZ	Arbeitszahl
AZ _H	Arbeitszahl Heizen (ohne Berücksichtigung der Abtauung)
AZ _{H+A}	Arbeitszahl Heizen & Abtauen

B	Speicher
BFE	Bundesamt für Energie
COP	Coefficient of Performance (Leistungszahl)
DK	Drosselklappe
DPIC	Mess- und Regelgrösse Differenzdruck
EG	Druckausgleichsbehälter
EI	Messgrösse elektrische Leistungsaufnahme
EV	Expansionsventil
EVU	Energieversorgungsunternehmen
F	Ventilator (Fan)
FD	Filtertrockner
FIC	Mess- und Regelgrösse Luftvolumenstrom
FIC	Mess- und Regelgrösse Massenstrom
G	Grenzfläche
H	Hilfspunkt
HSLU T&A	Hochschule Luzern – Technik & Architektur
JAZ	Jahresarbeitszahl (entspricht JAZ_{H+A})
JAZ_H	Jahresarbeitszahl Heizen (ohne Berücksichtigung der Abtauung)
JAZ_{H+A}	Jahresarbeitszahl Heizen & Abtauen
KD	Kondensator
KEPZ	kalkulatorische Energiepreiszuschläge
KP	Kompressor
L	Luftzustandspunkt
L/W	Luft/Wasser
L/W-WP	Luft/Wasser-Wärmepumpe
LE	Lufterhitzer
LK	Luftkühler
LLK	Lamellenluftkühler
MIC	Mess- und Regelgrösse Feuchtigkeit
MV	Mischventil
nJAZ	klimanormierte Jahresarbeitszahl
PD	Pulsationsdämpfer
PI	Messgrösse Druck
PU	Prozessumkehr
PU	Pumpe
RV	Regelventil
rH	relative Feuchtigkeit (relative humidity)
S/W	Sole/Wasser
S/W-WP	Sole/Wasser-Wärmepumpe
SG	Schauglas
SLK	simulierter Lamellenluftkühler
TI	Messgrösse Temperatur
TIC	Mess- und Regelgrösse Temperatur
V	Handventil
VD	Verdampfer
VE	Ventilator
VNL	Ventilatornachlauf
WP	Wärmepumpe
WÜ	Wärmeübertrager

13 Literaturverzeichnis

- [1] L. Berlinger, M. Imholz, M. Albert, B. Wellig, K. Hilfiker: LOREF – Lamellenluftkühler-Optimierung mit Reduktion von Eis- und Frostbildung: Optimierung des Lamellenluftkühlers/Verdampfers von Luft/Wasser-Wärmepumpen – Teil 1: Theoretische und experimentelle Untersuchungen, Bundesamt für Energie, 2008
R. Sahinagic, L. Gasser, B. Wellig, K. Hilfiker: LOREF – Lamellenluftkühler-Optimierung mit Reduktion von Eis- und Frostbildung: Optimierung des Lamellenluftkühlers/Verdampfers von Luft/Wasser-Wärmepumpen – Teil 2: Mathematisch-physikalische Simulation des Lamellenluftkühlers mit Kondensat- und Frostbildung, Bundesamt für Energie, 2008
R. Sahinagic, M. Imholz, L. Berlinger, H. Huber, K. Hilfiker: LOREF – Lamellenluftkühler-Optimierung mit Reduktion von Eis- und Frostbildung: Untersuchung der Frostbildung für Lamellenluftkühler von Wärmepumpen, Bundesamt für Energie, 2004
- [2] K. Hilfiker, B. Wellig, L. Gasser: WEXA – Exergie-Analyse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen, Bundesamt für Energie, 2008 (also available in english)
- [3] H.D. Baehr: Zur Thermodynamik des Heizens (I. Der zweite Hauptsatz und die konventionellen Heizsysteme), Brennstoff-Wärme-Kraft 32, Nr. 1, S. 9/15, 1980
- [4] H.D. Baehr: Zur Thermodynamik des Heizens (II. Primärenergieeinsparung durch Anergienutzung), Brennstoff-Wärme-Kraft 32, Nr. 2, S. 47/57, 1980
- [5] P. von Böckh, H.J. Eggenberger, Marc Borer, Thomas Borer: Geregelte Wärmepumpe Pioneer – Geregelte Luft/Wasser-Wärmepumpe für Sanierungen von Öl- und Elektroheizungen, Bundesamt für Energie, 2005
- [6] F. Karlsson, P. Fahlén: Energy saving potential of capacity controlled brine-to-water heat pumps, International Congress of Refrigeration, Washington D.C., 2003
- [7] F. Karlsson, P. Fahlén: Capacity controlled ground source heat pumps in hydronic heating systems, International Journal of Refrigeration-Revue 30 (2), 221-229, 2007
- [8] F. Karlsson, P. Fahlén: Impact of design and thermal inertia on the energy saving potential of capacity controlled heat pump heating systems, International Journal of Refrigeration-Revue 31 (6), 1094-1103, 2008
- [9] H. Madani, J. Claesson, P. Lundqvist: Capacity control in ground source heat pump systems part II: Comparative analysis between on/off controlled and variable capacity systems, International Journal of Refrigeration-Revue 34 (8), 1934-1942, 2011
- [10] S. A. Tassou, T.Q. Qureshi: Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration applications, International Journal of Refrigeration 21 (1), 29-41, 1998
- [11] W.A. Miller: Laboratory examination and seasonal analyses of the dynamic losses for a continuously variable-speed heat pump, ASHRAE Transactions, 1988
- [12] C.J. Marquand, S.A. Tassou, Y.T. Wang, D.R. Wilson: An economic comparison of a fixed speed, a two speed, and a variable speed vapour compression heat pump, Applied Energy 16 (1), 59-66, 1984

- [13] S.A. Tassou, C.J. Marquand, D.R. Wilson: Comparison of the performance of capacity controlled and conventional on/off controlled heat pumps, *Applied Energy* 14 (4), 241-256, 1983
- [14] C. Aprea, R. Mastrullo, C. Renno: Experimental analysis of the scroll compressor performance varying its speed, *Applied Thermal Engineering* 26 (10), 983-992, 2006
- [15] T.Q. Qureshi, S.A. Tassou: Variable-speed capacity control in refrigeration systems, *Applied Thermal Engineering* 16 (2), 103-113, 1996
- [16] E. Pereira Parreira, J.A.R Parise: Performance analysis of capacity control devices for heat pump reciprocating compressors, *Heat Recovery Systems & CHP* 13 (5), 451-461, 1993
- [17] A. Domijan, O. Hancock, C. Maytrott: A study evaluation of power electronic based adjustable speed motor-drives for air-conditioners and heat pumps with an example utility case-study of the Florida-Power-and-Light-Company, *IEEE Transactions on Energy Conversion* 7 (3), 396-404, 1992
- [18] B.H. Kim, D.L. O'Neal: Effect of refrigerant flow control on the heating performance of a variable-speed heat pump operating at low outdoor temperature, *Journal of Solar Energy Engineering-Transactions of the ASME* 217 (2), 277-286, 2005
- [19] S.W. Shao, W.X. Shi, X.T. Li, H.J. Chen: Performance representation of variable speed compressor for inverter air conditioners based on experimental data, *International Journal of Refrigeration-Revue* 27 (8), 805-815, 2005
- [20] H. Madani, J. Claesson, P. Lundqvist: Capacity control in ground source heat pump systems Part I: modeling and simulation, *International Journal of Refrigeration* 34, 1338-1347, 2011
- [21] H. Egolf: Grundlagen zur experimentellen Bestimmung der Bereifung an Luftkühlern, Diss. ETH Zürich, Nr. 7509, 1984
- [22] P. Fahlén: Frosting and defrosting of air-coils, *Teknologtryck Calers*, Göteborg, 1996
- [23] B. Hubacher, M. Ehrbar: Verbesserung des Abtauens von luftbeaufschlagten Verdampfern, Analyse gängiger Abtauverfahren, Bundesamt für Energie, 2000
- [24] S. Bertsch, M. Ehrbar, P. Hubacher: Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern, Phase 2, Bundesamt für Energie, 2002
- [25] M. Ehrbar, S. Bertsch, S. Schwendener, P. Hubacher: Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern, Phase 3, Bundesamt für Energie, 2004
- [26] F. Bošniakovic: Technische Thermodynamik, 2. Teil, 4. Auflage, Verlag Theodor Steinkopff, Dresden und Leipzig, 1965
- [27] H.R. Gabathuler, H. Mayer, Th. Afjei: Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen, Teil 1: STASCH-Planungshilfen, Bundesamt für Energie, 2002
- [28] Emerson Climate Technologies GmbH: Application Guidelines: Copeland Scroll™ Compressors with vapour injection for dedicated heat pumps, ZH24KVE ... ZH48KVE, 2005
- [29] M. Erb, P. Hubacher, M. Ehrbar: Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen FAWA, Bundesamt für Energie, 2004
- [30] M. Miara, D. Günther, T. Kramer, T. Oltersdorf, J. Wapler: Wärmepumpen Effizienz Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb, Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, 2011

- [31] F. Auer, H. Schöte: Feldtest Elektro-Wärmepumpen: Erfassung der Leistungsfähigkeit von Elektro-Wärmepumpen unter realistischen Betriebsbedingungen am Oberrhein, Lokale Agenda 21 – Gruppe Umwelt/Energie Lahr, 2007
- [32] DIN EN 14825: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern zur Raumbeheizung und -kühlung – Prüfung und Leistungsbemessung unter Teillastbedingungen und Berechnung der Jahreszeitbedingten Leistungszahl, Beuth Verlag, 2008
- [33] L. Schibuola: Heat pump seasonal performance evaluation: a proposal for a European standard, Università di Padova, 1999
- [34] VDI Richtlinie DIN 4650 Blatt 1: Kurzverfahren zur Berechnung der Jahresarbeitszahl von Wärmepumpenanlagen: Elektro-Wärmepumpen zur Raumheizung und Warmwasserbereitung, VDI Verlag, 2008
- [35] C. Wemhöner, T. Afjei, Seasonal performance calculation for residential heat pumps with combined space heating and hot water production (FHBB method), Bundesamt für Energie, 2003
- [36] ASHRAE standard 116: methods of testing for rating seasonal efficiency of unitary air conditions and heat pumps. American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, 1995
- [37] Annex 28: Test procedure and seasonal performance calculation, IEA Heat Pump Centre, 2006
- [38] DIN EN14511: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumbeheizung und Kühlung, Beuth Verlag, 2007
- [39] SIA 480: Wirtschaftlichkeitsrechnung für Investitionen im Hochbau, Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein, 2004

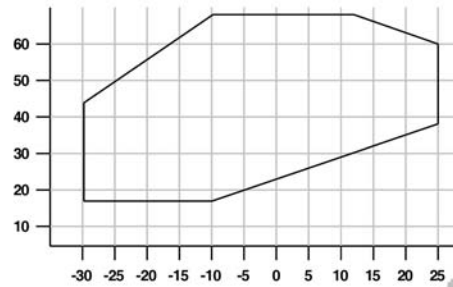
A1 Datenblatt Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung



50Hz

ZHW08K1P-1E9 VS

R410A



Minimum evaporating temp. with:
 — 10K Suction Superheat (VS)

Suction Superheat 5.0K

Evaporating Temperature °C

Liquid subcooling 4.0K

Cond °C	Heating Capacity kW													
	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12.5	15	20	25
17	3.21	3.74	4.33	4.98	5.71	6.57	7.56	8.54	8.97	9.65	10.22	10.83	12.14	13.60
20	3.27	3.80	4.38	5.03	5.75									
30	3.45	3.97	4.55	5.18	5.89	6.67	7.64	8.58	8.99	9.64	10.22	10.79	12.05	13.45
40	3.63	4.16	4.73	5.35	6.03	6.79	7.64	8.58	8.99	9.64				
50		4.38	4.94	5.55	6.21	6.94	7.75	8.65	9.05	9.67	10.21	10.79	12.02	13.38
55			5.07	5.66	6.31	7.03	7.82	8.71	9.09	9.69	10.23	10.79	12.02	13.38
60				5.80	6.44	7.14	7.91	8.78	9.15	9.74	10.26	10.81	12.00	13.33
65					6.58	7.27	8.03	8.87	9.23	9.80	10.31	10.84		
68					6.68	7.36	8.10	8.93	9.29	9.85				
	Power Input kW													
	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12.5	15	20	25
17	1.09	1.08	1.07	1.06	1.06	1.12	1.38	1.37	1.36	1.34	1.68	1.66	1.62	1.55
20	1.16	1.15	1.14	1.13	1.13									
30	1.39	1.38	1.39	1.39	1.39	1.39	1.38	1.37	1.36	1.34	1.68	1.66	1.62	1.55
40	1.68	1.68	1.69	1.70	1.71	1.72	1.72	1.71	1.71	1.70				
50		2.06	2.08	2.10	2.12	2.13	2.14	2.14	2.14	2.13	2.12	2.11	2.07	2.01
55			2.31	2.33	2.36	2.38	2.39	2.39	2.39	2.39	2.38	2.37	2.33	2.28
60				2.60	2.63	2.65	2.67	2.68	2.68	2.67	2.67	2.66	2.63	2.58
65					2.93	2.96	2.98	2.99	2.99	2.99	2.99	2.98		
68					3.13	3.16	3.19	3.20	3.20	3.21				
	Current 230V, A													
	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12.5	15	20	25
17	4.89	4.84	4.82	4.82	4.81	5.13	7.85	7.88	7.86	7.84	7.72	7.63	7.38	7.02
20	5.17	5.13	5.12	5.12	5.13									
30	6.22	6.21	6.24	6.28	6.32	6.35	6.35	6.30	6.26	6.19	7.72	7.63	7.38	7.02
40	7.55	7.57	7.63	7.71	7.78	7.85	7.88	7.86	7.84	7.78				
50		9.31	9.40	9.51	9.62	9.72	9.79	9.81	9.80	9.76	9.71	9.64	9.42	9.09
55			10.47	10.59	10.72	10.84	10.92	10.95	10.95	10.93	10.89	10.82	10.62	10.31
60				11.81	11.96	12.09	12.19	12.24	12.25	12.23	12.20	12.14	11.96	11.67
65					13.35	13.50	13.62	13.69	13.70	13.70	13.67	13.63		
68					14.27	14.43	14.56	14.65	14.66	14.67				
	Mass Flow g/s													
	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12.5	15	20	25
17	9.58	12.13	15.01	18.31	22.15	26.66	31.66	37.73	40.46	44.94	47.90	52.16	61.90	73.63
20	9.63	12.19	15.07	18.36	22.18									
30	9.65	12.25	15.13	18.40	22.16	26.53	31.66	37.73	40.46	44.94	47.90	52.16	61.90	73.63
40	9.46	12.09	15.00	18.26	21.97	26.26	31.25	37.10	39.72	43.99				
50		11.75	14.69	17.96	21.67	25.92	30.82	36.53	39.07	43.20	46.95	51.02	60.25	71.18
55			14.48	17.77	21.49	25.74	30.64	36.31	38.83	42.92	46.62	50.63	59.68	70.34
60				17.56	21.31	25.58	30.49	36.17	38.68	42.75	46.43	50.41	59.35	69.81
65					21.13	25.45	30.41	36.12	38.65	42.74	46.43	50.40		
68					21.03	25.40	30.40	36.17	38.71	42.83				

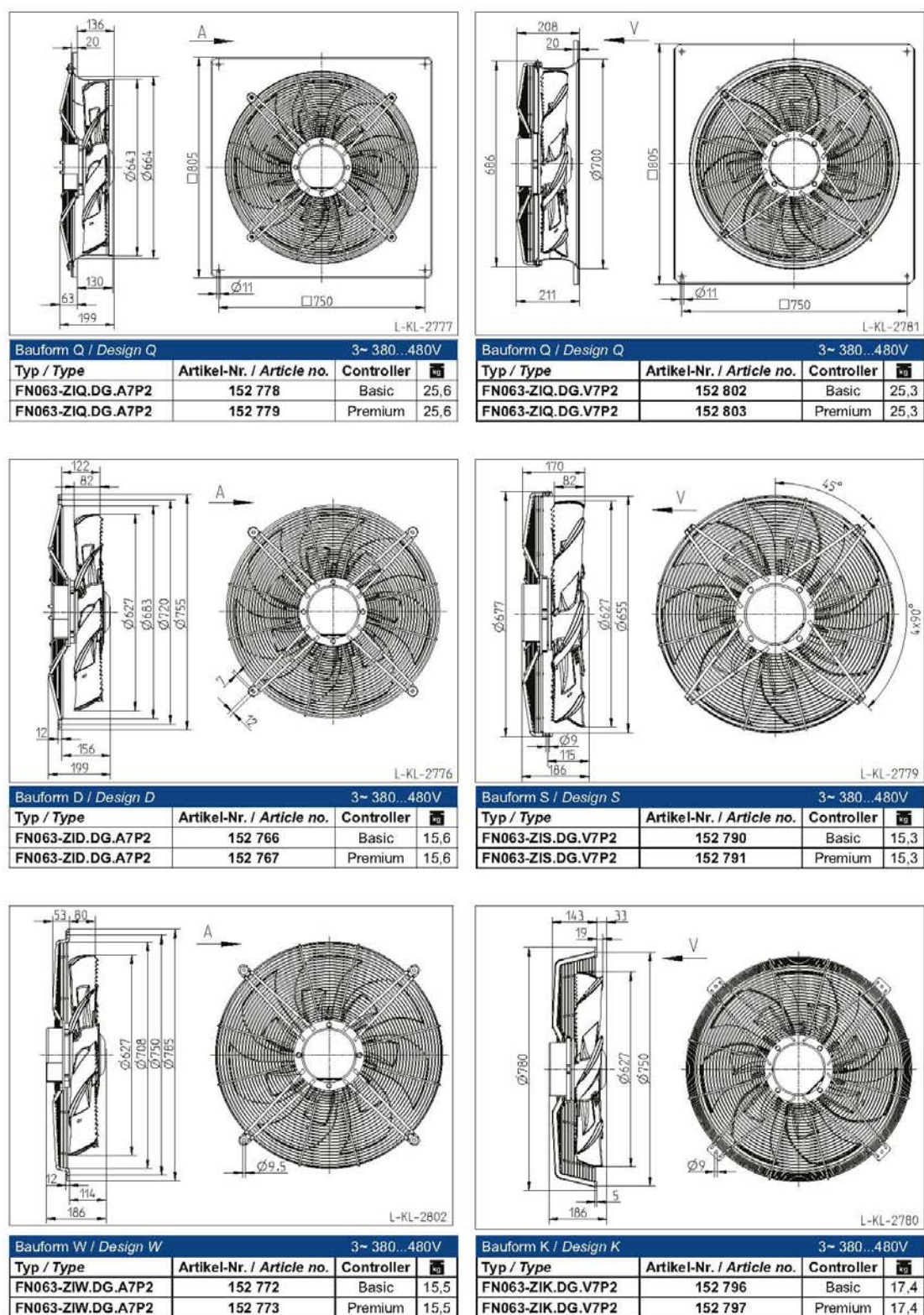
Preliminary Data

Version 7.50 AT Int / 40956 (02/12)

www.emersonclimate.eu

20 February 2012

Abb. A-1: Datenblatt Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung Emerson Climate Technologies ZHW08K1P-1E9 VS R410A



ECblue

ZIEHL-ABEGG

Abb. A-3: Konstruktionszeichnungen Ventilator Ziehl-Abegg FN063-ZI_.DG_.7P2

A3 Messunsicherheiten

Sämtliche Messdaten sind mit Unsicherheiten behaftet, welche von der Unvollkommenheit der Messmethode und der Messinstrumente herrühren. Da die Unsicherheiten die Aussagekraft der Messresultate einschränken, müssen diese nach Möglichkeit quantitativ erfasst werden.

Fehlerfortpflanzung

Um die „Qualität“ der Messergebnisse zu ermitteln, wurde im Rahmen dieser Studie die Messunsicherheit auf Basis der Fehlerrechnung nach dem „ISO Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement“ (kurz GUM) ermittelt. Mit der nach diesem Berechnungsverfahren arbeitenden Software GUM Workbench Pro 2.3 des Danish Technological Institute wird die Messunsicherheit exemplarisch für den L/W-WP-Prototypen mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung und die Heizkurve Minergie-Standard ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung bestimmt.

Messmittel

Sämtliche im Rahmen dieser Studie eingesetzten Messmittel wurden periodisch geprüft und erreichen eine hohe Genauigkeit, um die Messunsicherheit nach ISO GUM klein zu halten.

Messgrösse	Messmittel	Physikalisches Messprinzip	Standard Messunsicherheit
Massenstrom Heizwasser	Proline Promass 83	Coriolis-Massendurchflussmessung	$\pm 0.10 \pm \left[\left(\frac{0.54}{\dot{m}} \right) \cdot 100 \right] \cdot \frac{\dot{m}}{100}$
Temperatur Heizwasser Vorlauf	PT-100 4-Leiter DIN 1/5 Klasse B	Widerstand	$\pm (0.06 + 0.001 \cdot \vartheta)$
Temperatur Heizwasser Rücklauf	PT-100 4-Leiter DIN 1/5 Klasse B	Widerstand	$\pm (0.06 + 0.001 \cdot \vartheta)$
El. Leistungsaufnahme Kompressor	Infratek 105A	El. Stromstärke und el. Spannung	$\pm (0.001 \cdot P_{el} + 0.002 \cdot 5750)$
El. Leistungsaufnahme Ventilator	Syntax P530	El. Stromstärke und el. Spannung	$\pm 0.005 \cdot P_{el}$
Datenlogger und Messkarten	NI cDAQ-9172 NI 9203, NI 9205, NI 9217	-	vernachlässigbar

Tab. A-1: Messmittel welche bei der experimentellen Untersuchung der L/W-WP-Prototypen verwendet wurden

Die Heizwasser Vor- und Rücklauftemperaturen wurden mittels je zwei kalibrierten PT-100 4-Leiter Temperatursensoren (DIN 1/5 Klasse B) erfasst. Die Messunsicherheit der Temperaturmessung ist < 0.01 K. Aufgrund der Auflösung von 16 Bit des verwendeten Datenloggers NI cDAQ-9172 und den Messkarten NI 9203, NI 9205 sowie NI 9217, ist davon auszugehen, dass die Einflüsse des Datenloggers und der Messkarten auf das Messergebnis vernachlässigbar klein sind. Aus diesem Grund werden der Datenlogger und die Messkarten im Rahmen dieser Studie als „ideal“ betrachtet.

Ergebnisse der Fehlerfortpflanzung für die Heizkurve „Minergie-Standard“

Die Ergebnisse der Fehlerrechnung werden exemplarisch für den L/W-WP-Prototyp mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung und die Heizkurve Minergie-Standard ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung dargestellt. Die Überdeckungswahrscheinlichkeit (Vertrauensgrad) der hier ausgewiesenen Resultate beträgt 95% ($k = 2$).

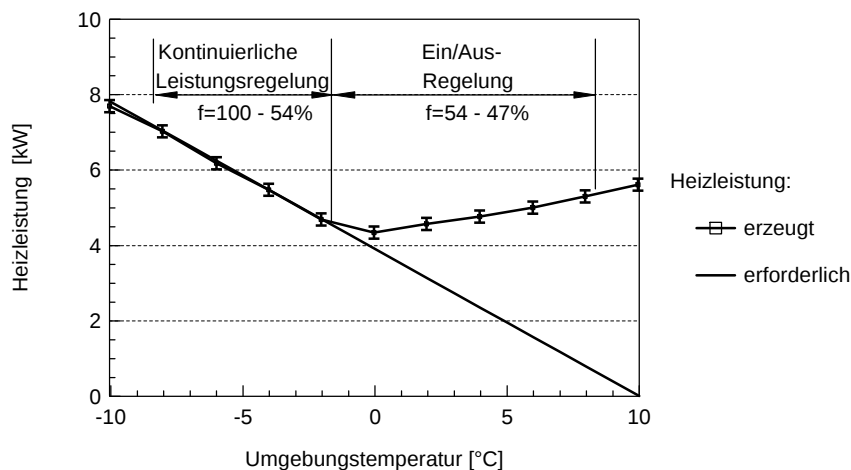


Abb. A-4: Erforderliche und erzeugte Heizleistung mit Darstellung der Messunsicherheit ($k = 2$) des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

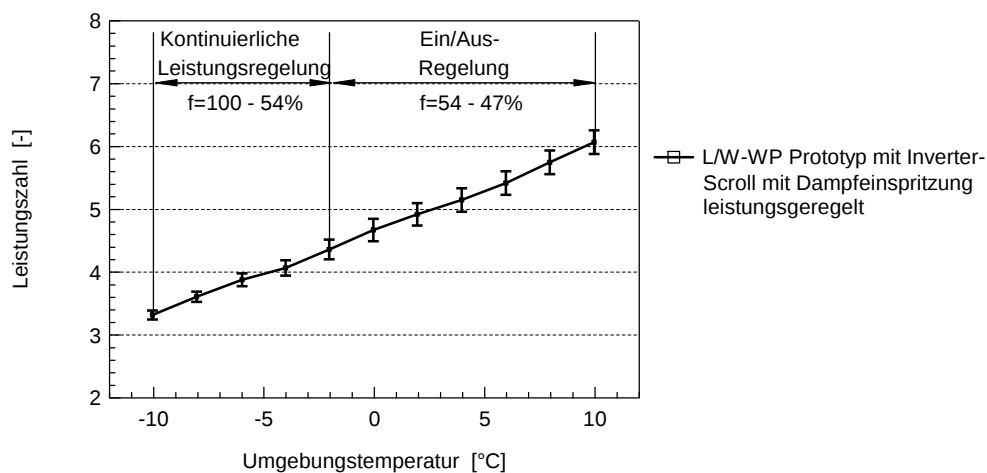


Abb. A-5: Leistungszahl mit Berücksichtigung des Ventilators mit Darstellung der Messunsicherheit ($k = 2$) des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve Minergie (25°C Rücklauftemperatur, 30°C Vorlauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur) ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung

Auszug aus GUM Workbench Pro

Nachfolgend werden die Modellgleichung, die Liste der Messgrößen, die Messunsicherheits-Budgets sowie die Ergebnisse der Fehlerrechnung nach ISO GUM aus der Software GUM Workbench Pro für den L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll Kompressor mit Dampfeinspritzung und die Heizkurve Minergie-Standard ohne Berücksichtigung der Eis- und Frostbildung für die Umgebungstemperatur von 2°C exemplarisch dargestellt.

Modellgleichung:

$$m = m_{\text{ind}} - \Delta m_{\text{inst}};$$

$$\vartheta_{\text{VL1}} = \vartheta_{\text{VLind1}} - \Delta \vartheta_{\text{VLinst1}};$$

$$\vartheta_{\text{VL2}} = \vartheta_{\text{VLind2}} - \Delta \vartheta_{\text{VLinst2}};$$

$$\vartheta_{\text{RL1}} = \vartheta_{\text{RLind1}} - \Delta \vartheta_{\text{RLinst1}};$$

$$\vartheta_{\text{RL2}} = \vartheta_{\text{RLind2}} - \Delta \vartheta_{\text{RLinst2}};$$

$$\vartheta_{\text{VL}} = (\vartheta_{\text{VL1}} + \vartheta_{\text{VL2}}) / 2;$$

$$\vartheta_{\text{RL}} = (\vartheta_{\text{RL1}} + \vartheta_{\text{RL2}}) / 2;$$

$$P_{\text{elKp}} = P_{\text{elindKp}} - \Delta P_{\text{elinstKp}};$$

$$P_{\text{elV}} = P_{\text{elindV}} - \Delta P_{\text{elinstV}};$$

$$P_{\text{el}} = P_{\text{elKp}} + P_{\text{elV}};$$

$$Q_{\text{H}} = m / 3600 * 4200 * (\vartheta_{\text{VL}} - \vartheta_{\text{RL}});$$

$$\text{COP} = Q_{\text{H}} / P_{\text{el}};$$

Liste der Grössen:

Grösse	Einheit	Definition
$\dot{m}$	kg/h	Erwartungswert Massenstrom Heizwasser
$\dot{m}_{\text{ind}}$	kg/h	Empirische Standardunsicherheit des Mittelwerts Massenstrom Heizwasser
$\Delta \dot{m}_{\text{inst}}$	kg/h	Messunsicherheit Coriolis Durchflussmessgerät Heizwasser
$\vartheta_{\text{VL}1}$	°C	Erwartungswert Temperatur Vorlauf Sensor 1 Heizwasser
$\vartheta_{\text{VLind}1}$	°C	Empirische Standardunsicherheit des Mittelwerts Temperatur Vorlauf Sensor 1 Heizwasser
$\Delta \vartheta_{\text{VLinst}1}$	°C	Messunsicherheit Temperatur Vorlauf Sensor 1 Heizwasser
$\vartheta_{\text{VL}2}$	°C	Erwartungswert Temperatur Vorlauf Sensor 2 Heizwasser
$\vartheta_{\text{VLind}2}$	°C	Empirische Standardunsicherheit des Mittelwerts Temperatur Vorlauf Sensor 2 Heizwasser
$\Delta \vartheta_{\text{VLinst}2}$	°C	Messunsicherheit Temperatur Vorlauf Sensor 2 Heizwasser
$\vartheta_{\text{RL}1}$	°C	Erwartungswert Temperatur Rücklauf Sensor 1 Heizwasser
$\vartheta_{\text{RLind}1}$	°C	Empirische Standardunsicherheit des Mittelwerts Temperatur Rücklauf Sensor 1 Heizwasser
$\Delta \vartheta_{\text{RLinst}1}$	°C	Messunsicherheit Temperatur Rücklauf Sensor 1 Heizwasser
$\vartheta_{\text{RL}2}$	°C	Erwartungswert Temperatur Rücklauf Sensor 2 Heizwasser
$\vartheta_{\text{RLind}2}$	°C	Empirische Standardunsicherheit des Mittelwerts Temperatur Rücklauf Sensor 2 Heizwasser
$\Delta \vartheta_{\text{RLinst}2}$	°C	Messunsicherheit Temperatur Rücklauf Sensor 2 Heizwasser
ϑ_{VL}	°C	Temperatur Vorlauf Heizwasser
ϑ_{RL}	°C	Temperatur Rücklauf Heizwasser
P_{elKp}	W	Erwartungswert elektrische Leistungsaufnahme Kompressor
P_{elindKp}	W	Empirische Standardunsicherheit des Mittelwerts elektrische Leistungsaufnahme Kompressor
$\Delta P_{\text{elinstKp}}$	W	Messunsicherheit Leistungsmessgerät Kompressor
P_{elV}	W	Erwartungswert elektrische Leistungsaufnahme Ventilator
P_{elindV}	W	Empirische Standardunsicherheit des Mittelwerts elektrische Leistungsaufnahme Ventilator
$\Delta P_{\text{elinstV}}$	W	Messunsicherheit Leistungsmessgerät Ventilator
P_{el}	W	Elektrische Leistungsaufnahme Kompressor und Ventilator
Q_{H}	W	Erzeugte Heizleistung
COP	-	Leistungszahl

Messunsicherheits-Budgets:**m:**

Erwartungswert Massenstrom Heizwasser

Grösse	Wert	Standard-messunsicherheit	Verteilung	Sensitivitätskoeffizient	Unsicherheitsbeitrag	Index
m_{ind}	1336.590 kg/h	0.720 kg/h	Normal	1.0	0.72 kg/h	30.6%
Δm_{inst}	0.0 kg/h	1.08 kg/h	Rechteck	-1.0	-1.1 kg/h	69.4%
m	1336.59 kg/h	1.30 kg/h				

 ϑ_{VL1} :

Erwartungswert Temperatur Vorlauf Sensor 1 Heizwasser

Grösse	Wert	Standard-messunsicherheit	Verteilung	Sensitivitätskoeffizient	Unsicherheitsbeitrag	Index
$\vartheta_{\text{VLind1}}$	27.54000°C	$1.38 \cdot 10^{-3} \text{°C}$	Normal	1.0	$1.4 \cdot 10^{-3} \text{°C}$	0.0%
$\Delta \vartheta_{\text{VLinst1}}$	0.0°C	0.0505°C	Rechteck	-1.0	-0.051°C	99.9%
ϑ_{VL1}	27.5400°C	0.0505°C				

 ϑ_{VL2} :

Erwartungswert Temperatur Vorlauf Sensor 2 Heizwasser

Grösse	Wert	Standard-messunsicherheit	Verteilung	Sensitivitätskoeffizient	Unsicherheitsbeitrag	Index
$\vartheta_{\text{VLind2}}$	27.52000°C	$1.37 \cdot 10^{-3} \text{°C}$	Normal	1.0	$1.4 \cdot 10^{-3} \text{°C}$	0.0%
$\Delta \vartheta_{\text{VLinst2}}$	0.0°C	0.0505°C	Rechteck	-1.0	-0.051°C	99.9%
ϑ_{VL2}	27.5200°C	0.0505°C				

 ϑ_{RL1} :

Erwartungswert Temperatur Rücklauf Sensor 1 Heizwasser

Grösse	Wert	Standard-messunsicherheit	Verteilung	Sensitivitätskoeffizient	Unsicherheitsbeitrag	Index
$\vartheta_{\text{RLind1}}$	24.56000°C	$1.17 \cdot 10^{-3} \text{°C}$	Normal	1.0	$1.2 \cdot 10^{-3} \text{°C}$	0.0%
$\Delta \vartheta_{\text{RLinst1}}$	0.0°C	0.0488°C	Rechteck	-1.0	-0.049°C	99.9%
ϑ_{RL1}	24.5600°C	0.0489°C				

ϑ_{RL2} :

Erwartungswert Temperatur Rücklauf Sensor 2 Heizwasser

Grösse	Wert	Standard-messunsicherheit	Verteilung	Sensitivitätskoeffizient	Unsicherheitsbeitrag	Index
ϑ_{RLind2}	24.65000°C	$1.17 \cdot 10^{-3} \text{°C}$	Normal	1.0	$1.2 \cdot 10^{-3} \text{°C}$	0.0%
$\Delta \vartheta_{RLinst2}$	0.0°C	0.0489°C	Rechteck	-1.0	-0.049°C	99.9%
ϑ_{RL2}	24.6500°C	0.0489°C				

 P_{elKp} :

Erwartungswert elektrische Leistungsaufnahme Kompressor

Grösse	Wert	Standard-messunsicherheit	Verteilung	Sensitivitätskoeffizient	Unsicherheitsbeitrag	Index
$P_{elindKp}$	890.33 W	1.81 W	Normal	1.0	1.8 W	6.0%
$\Delta P_{elinstKp}$	0.0 W	7.15 W	Rechteck	-1.0	-7.2 W	94.0%
P_{elKp}	890.33 W	7.38 W				

 P_{elV} :

Erwartungswert elektrische Leistungsaufnahme Ventilator

Grösse	Wert	Standard-messunsicherheit	Verteilung	Sensitivitätskoeffizient	Unsicherheitsbeitrag	Index
P_{elindV}	41.850 W	0.130 W	Normal	1.0	0.13 W	53.7%
$\Delta P_{elinstV}$	0.0 W	0.121 W	Rechteck	-1.0	-0.12 W	46.3%
P_{elV}	41.850 W	0.177 W				

 P_{el} :

Elektrische Leistungsaufnahme Kompressor und Ventilator

Grösse	Wert	Standard-messunsicherheit	Verteilung	Sensitivitätskoeffizient	Unsicherheitsbeitrag	Index
$P_{elindKp}$	890.33 W	1.81 W	Normal	1.0	1.8 W	6.0%
$\Delta P_{elinstKp}$	0.0 W	7.15 W	Rechteck	-1.0	-7.2 W	93.9%
P_{elindV}	41.850 W	0.130 W	Normal	1.0	0.13 W	0.0%
$\Delta P_{elinstV}$	0.0 W	0.121 W	Rechteck	-1.0	-0.12 W	0.0%
P_{el}	932.18 W	7.38 W				

Q_H:

Erzeugte Heizleistung

Grösse	Wert	Standard-messunsicherheit	Verteilung	Sensitivitätskoeffizient	Unsicherheitsbeitrag	Index
m _{ind}	1336.590 kg/h	0.720 kg/h	Normal	3.4	2.5 W	0.1%
Δm _{inst}	0.0 kg/h	1.08 kg/h	Rechteck	-3.4	-3.7 W	0.2%
ϑ _{VLind1}	27.54000°C	1.38·10 ⁻³ °C	Normal	780	1.1 W	0.0%
Δϑ _{VLinst1}	0.0°C	0.0505°C	Rechteck	-780	-39 W	25.7%
ϑ _{VLind2}	27.52000°C	1.37·10 ⁻³ °C	Normal	780	1.1 W	0.0%
Δϑ _{VLinst2}	0.0°C	0.0505°C	Rechteck	-780	-39 W	25.7%
ϑ _{RLind1}	24.56000°C	1.17·10 ⁻³ °C	Normal	-780	-0.91 W	0.0%
Δϑ _{RLinst1}	0.0°C	0.0488°C	Rechteck	780	38 W	24.0%
ϑ _{RLind2}	24.65000°C	1.17·10 ⁻³ °C	Normal	-780	-0.91 W	0.0%
Δϑ _{RLinst2}	0.0°C	0.0489°C	Rechteck	780	38 W	24.1%
ϑ _{VL}	27.5300°C	0.0357°C	-	-	-	-
ϑ _{RL}	24.6050°C	0.0346°C	-	-	-	-
Q_H	4561.1 W	77.7 W				

COP:

Leistungszahl

Grösse	Wert	Standard-messunsicherheit	Verteilung	Sensitivitätskoeffizient	Unsicherheitsbeitrag	Index
m_{ind}	1336.590 kg/h	0.720 kg/h	Normal	$3.7 \cdot 10^{-3}$	$2.6 \cdot 10^{-3}$ -	0.0%
Δm_{inst}	0.0 kg/h	1.08 kg/h	Rechteck	$-3.7 \cdot 10^{-3}$	$-4.0 \cdot 10^{-3}$ -	0.2%
$\vartheta_{\text{VLind1}}$	27.54000°C	$1.38 \cdot 10^{-3}$ °C	Normal	0.84	$1.2 \cdot 10^{-3}$ -	0.0%
$\Delta \vartheta_{\text{VLinst1}}$	0.0°C	0.0505°C	Rechteck	-0.84	-0.042 -	21.2%
$\vartheta_{\text{VLind2}}$	27.52000°C	$1.37 \cdot 10^{-3}$ °C	Normal	0.84	$1.1 \cdot 10^{-3}$ -	0.0%
$\Delta \vartheta_{\text{VLinst2}}$	0.0°C	0.0505°C	Rechteck	-0.84	-0.042 -	21.2%
$\vartheta_{\text{RLind1}}$	24.56000°C	$1.17 \cdot 10^{-3}$ °C	Normal	-0.84	$-980 \cdot 10^{-6}$ -	0.0%
$\Delta \vartheta_{\text{RLinst1}}$	0.0°C	0.0488°C	Rechteck	0.84	0.041 -	19.8%
$\vartheta_{\text{RLind2}}$	24.65000°C	$1.17 \cdot 10^{-3}$ °C	Normal	-0.84	$-980 \cdot 10^{-6}$ -	0.0%
$\Delta \vartheta_{\text{RLinst2}}$	0.0°C	0.0489°C	Rechteck	0.84	0.041 -	19.8%
ϑ_{VL}	27.5300°C	0.0357°C	-	-	-	-
ϑ_{RL}	24.6050°C	0.0346°C	-	-	-	-
P_{elindKp}	890.33 W	1.81 W	Normal	$-5.2 \cdot 10^{-3}$	$-9.5 \cdot 10^{-3}$ -	1.1%
$\Delta P_{\text{elinstKp}}$	0.0 W	7.15 W	Rechteck	$5.2 \cdot 10^{-3}$	0.038 -	16.7%
P_{elindV}	41.850 W	0.130 W	Normal	$-5.2 \cdot 10^{-3}$	$-680 \cdot 10^{-6}$ -	0.0%
$\Delta P_{\text{elinstV}}$	0.0 W	0.121 W	Rechteck	$5.2 \cdot 10^{-3}$	$630 \cdot 10^{-6}$ -	0.0%
COP	4.8930 -	0.0919 -				

Ergebnisse:

Grösse	Wert	Erweiterte Mess- unsicherheit	Erweiterungs- faktor	Überdeckungs- wahrscheinlichkeit
$\dot{m}$	1336.6 kg/h	2.6 kg/h	2.00	95% (Normal-Verteilung)
ϑ_{VL1}	27.54°C	0.10°C	2.00	95% (Normal-Verteilung)
ϑ_{VL2}	27.52°C	0.10°C	2.00	95% (Normal-Verteilung)
ϑ_{RL1}	24.560°C	0.098°C	2.00	95% (Normal-Verteilung)
ϑ_{RL2}	24.650°C	0.098°C	2.00	95% (Normal-Verteilung)
ϑ_{VL}	27.530°C	0.071°C	2.00	95% (Normal-Verteilung)
ϑ_{RL}	24.605°C	0.069°C	2.00	95% (Normal-Verteilung)
P_{elKp}	890 W	15 W	2.00	95% (Normal-Verteilung)
P_{elV}	41.85 W	0.35 W	2.00	95% (Normal-Verteilung)
P_{el}	932 W	15 W	2.00	95% (Normal-Verteilung)
Q_H	4560 W	160 W	2.00	95% (Normal-Verteilung)
COP	4.89 -	0.18 -	2.00	95% (Normal-Verteilung)