

Schlussbericht

zu IGF-Vorhaben Nr. 19696 N

Thema

Potenziale von Absorptionswärmepumpen in zentralisierten Wärmeversorgungsnetzen

Berichtszeitraum

01.11.2017 - 30.04.2020

Forschungsvereinigung

Fernwärme

Forschungseinrichtung(en)

Forschungseinrichtung 1: Fernwärme-Forschungsinstitut in Hannover e. V. – FFI

Bearbeitet von: Dr.-Ing. Fang Yang

Forschungseinrichtung 2: Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und
Energiespeicherung der Universität Stuttgart – IGTE

Bearbeitet von: Nico Mirl, M.Sc.
Dr.-Ing. Fabian Schmid

Gefördert durch:

Präambel

Dieses Forschungsvorhaben (AiF-Vorhaben Nr. 19696N) wurde im November 2016 von dem Fernwärme Forschungsinstitut in Hannover e.V. (FFI, Forschungseinrichtung 1) und dem Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung der Universität Stuttgart (IGTE, bis 2018 ITW, Forschungseinrichtung 2) als Gemeinschaftsarbeit beantragt. Der bewilligte Bearbeitungszeitraum läuft vom 01.11.2017 bis zum 30.04.2020.

Das Ziel des Projekts ist es, eine Absorptionswärmepumpe (AWP) in die Hausstation des Fernwärmenetzes zu integrieren. Dabei wird das hohe Exergieniveau des Fernwärmeverlaufs zum Antrieb der AWP genutzt. Der Verdampfer der AWP entnimmt bei dieser Verschaltung dem Fernwärmerücklauf zusätzliche Wärme und bewirkt so eine Temperaturabsenkung des Fernwärmerücklaufs. Die Wechselwirkungen der abgesenkten Rücklauftemperatur auf das gesamte Fernwärmenetz, z.B. Verteilungsverluste, Netzpumpenleistung, Effizienz der Wärmebereitstellung, werden sowohl experimentell als auch durch Simulation untersucht.

Durch die erfolgreiche Zusammenarbeit der beiden Forschungseinrichtungen konnte die Kombination der fachlichen Kapazitäten und Erfahrungen bei der zielgerichteten Aufgabenbearbeitung beschleunigt und intensiviert werden. Die bei der Beantragung gesteckten Ziele für das Projekt wurden innerhalb des Berichtszeitraums erreicht. Darüber hinaus konnten weitere Fragestellungen für künftige Forschungsaufgaben aufgezeigt werden. Bezüglich der weiteren Optimierung des Einsatzes von AWP in der Hausstation des Fernwärmenetzes wurde ein Anschlussantrag zum Vorhaben 19696N vorgelegt, um dieses zukunftsorientierte Forschungsthema fortzusetzen.

Inhalt

Symbolverzeichnis	5
1. Rahmenbedingungen.....	8
1.1. Stand der Forschung und Entwicklung	8
1.2. Aufgabenstellung des Vorhabens	11
2. Grundlagen	14
2.1. Anlagen- und Prozessbeschreibung	14
2.2. Bewertungsgrößen von Absorptionssystemen	17
2.3. Auswahl der Betriebspunkte (AP 2)	18
2.4. Kopplung von HWÜ und AWP (AP 3, AP 5)	20
2.5. Korrosionsbeständigkeit der AWP	21
3. Theoretische Betrachtungen zur Hausstation mit integrierter AWP	22
3.1. Möglicher Einsatzbereich von Ammoniak-Wasser AWP (AP 2)	22
3.2. Simulationsmodell der AWP (AP 1)	25
3.3. Anpassung des Betriebs einer AWP (AP 2).....	27
3.4. Integraler Einfluss des Betriebs einer AWP auf das Fernwärmenetz (AP 3)	30
3.4.1. Teilmodell Verteilungsnetz (VN)	30
3.4.2. Teilmodell Wärmeerzeuger (WE)	36
3.4.3. Teilmodell Wärmeverbraucher (WV)	40
3.4.4. Gesamtmodell des Fernwärmenetzsystem (FWN).....	43
4. Experimentelle Untersuchungen	49
4.1. Ermittlung der Ammoniak-Wasser Füllmenge (AP 4)	49
4.2. Überprüfung und Optimierung der Einzelkomponenten (AP 4)	51
4.2.1. Berechnungsverfahren für den Temperaturverlauf im Inneren der Wärmeübertrager	52
4.2.2. Auswertung der Wärmeübertrager Temperaturverläufe	54
4.3. Variation der Verschaltungen (AP 4, AP 5).....	58
4.4. Anlagenkennfeld für das Betriebsverhalten der AWP bei verringertem fernwärmeseitigem Massenstrom (Teillast, AP 4, AP 5)	60
4.4.1. Anlagenkennfeld nach den ersten Optimierungen der AWP	60
4.4.2. Anlagenkennfeld der AWP zum Projektende.....	61
4.5. Beurteilung der AWP bei den Betriebsbedingungen in einer Hausstation (AP 2, AP 4, AP 5)	62
4.6. Instationäres Betriebsverhalten der Absorptionswärmepumpe (AP 6)	65
4.6.1. Auswertung des Tageslastprofils eines Bürogebäudes	65
4.6.2. Auswertung des Tageslastprofils eines Mehrfamilienhauses	67

5. Wissenschaftlich-technische und wirtschaftliche Nutzen	69
6. Ausblick.....	70
7. Liste der bisherigen Veröffentlichungen zum Projekt.....	71
8. Literaturverzeichnis	72
9. Anhang.....	74

Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

Symbol	Erläuterung	Dimension
A	Fläche	m^2
COP	Leistungszahl	-
c_p	spez. isobare Wärmekapazität	$\text{J}/(\text{kg K})$
h	spez. Enthalpie	J/kg
j	Laufvariable/Laufindex	
k	Wärmedurchgangskoeffizient	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
kA	Wärmeübertragungsfähigkeit	W/K
$\dot{M}$	Massenstrom	kg/s
n	Anzahl/Gesamtzahl der Zellen	-
p	Druck	bar
P	elektrische Leistung	W
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
Re	Reynoldszahl	—
T	thermodynamische Temperatur	K
w	Strömungsgeschwindigkeit	m/s
$\dot{W}$	Wärmekapazitätsstrom	W/K

Griechische Buchstaben

Symbol	Erläuterung	Dimension
α	Wärmeübergangskoeffizient	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$
Δ	Differenz	-
$\overline{\Delta\vartheta}$	Zeitlich gemittelte Temperaturdifferenz	K
ζ	Wärmeverhältnis	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	$\text{W}/(\text{m K})$
ϑ	Temperatur	$^{\circ}\text{C}$
θ_m	mittlere Temperaturdifferenz	K
ρ	Dichte	kg/m^3
ξ	Ammoniakmassenanteil	$\text{kg}_{\text{NH}_3}/\text{kg}_{\text{ges}}$

Indizes

Symbol	Erläuterung
a	Austritt
Abs	Absorber
aL	arme Lösung
Austr	Austreiber
AWP	Absorptionswärmepumpe
e	Eintritt
FW	Fernwärme
ges	gesamt
gräd	Grädigkeit
h	heizen
ho	hoch
HW	Heizungswasser
HWÜ	Hauptwärmeübertrager
HS	Hausstation
k	kühlen
Kond	Kondensator
KM	Kältemittel
KMV	Kältemittelventil
KMWÜ	Kältemittelwärmeübertrager
LM	Lösungsmittel
LMWÜ	Lösungsmittelwärmeübertrager
m	mittlere
mess	gemessen
min	minimal
rL	reiche Lösung
RL	Rücklauf
ti	tief
th	thermisch
Verd	Verdampfer
VL	Vorlauf
WÜ	Wärmeübertrager

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
AKM	Absorptionskältemaschine
AP	Arbeitspaket
AWP	Absorptionswärmepumpe
BP	Betriebspunkt
FFI	Fernwärme-Forschungsinstitut
HS	Hausstation
HÜS	Hausübergabestation
HWÜ	Hauptwärmeübertrager
IGTE	Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung
KM-Reservoir	Kältemittelreservoir
KM-Ventil	Kältemittelventil
KMWÜ	Kältemittelwärmeübertrager
LM-Ventil	Lösungsmittelventil
LMWÜ	Lösungsmittelwärmeübertrager
PA	projektbegleitender Ausschuss
vAW	vorhabensbezogene Aufwendungen der Wirtschaft

1. Rahmenbedingungen

1.1. Stand der Forschung und Entwicklung

Fernwärmenetze besitzen durch die Absenkung der Betriebstemperaturen große energetische, exergetische und ökonomische Potenziale. Diese sollen durch den Einsatz von Absorptionswärmepumpen (AWP) gehoben und die Energieeffizienz des Gesamtsystems „Fernwärme“ erhöht werden. Die Betriebsparameter der AWP sind dafür an den Einsatz in Fernwärmesystemen anzupassen. Zudem bestehen innerhalb dieser Netze erhebliche Wechselwirkungen zwischen allen Netzkomponenten. Eine integrale Betrachtung des Einflusses einzelner Netzkomponenten auf die energetische bzw. exergetische Effizienz und die Ökonomie des Netzbetriebes ist daher äußerst komplex und bedarf spezifische Berechnungsverfahren. Diese müssen dabei detailliert sowohl die Temperatur- als auch die Druckverteilung des Fernwärmenetzes berücksichtigen.

Im Zuge vorangehender Arbeiten hat das Fernwärme-Forschungsinstitut (FFI) ein Berechnungstool erstellt und weiterentwickelt, welches die energetische Bewertung von Fernwärmenetzen ermöglicht und Wechselwirkungen aller Netzbestandteile darstellt. So wurden u.a. die Effizienzpotenziale einer angepassten Abnehmerstruktur nachgewiesen, s. [1]. Darüber hinaus haben weitere das Potenzial dieses Ansatzes hinsichtlich technischer, ökonomischer und ressourcenschonenden Optimierungen aufgezeigt, s. [2]. Die in diesem Kontext relevantesten Literaturstellen werden weiter unten inhaltlich kurz umrissen, s. [3]–[11]

Hinsichtlich der Anpassung einer AWP mit dem Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser an die Betriebsparameter von Fernwärmesystemen wird seitens des Instituts für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung (IGTE, ehemals Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, ITW) ein entsprechendes Aggregat für den Laborbetrieb aufgebaut. Dabei werden reale Betriebsparameter von Fernwärmesystemen der AWP aufgeprägt und so die Leistungszahl, die Heizleistung der AWP sowie die Betriebsstabilität unter realitätsnahen Bedingungen untersucht. Die Funktion einer AWP ist in [12] näher beschrieben.

Aufbauend auf vorangegangene Erfahrungen aus Forschungstätigkeiten im Bereich der Absorptionskälte wird ein bestehender Teststand angepasst. Bereits seit 2004 wurde am IGTE (bzw. ITW) an einem Aggregat mit einer Kälteleistung von ca. 12 kW_{th} geforscht, s. u.a. [13], [14], [12]. Dabei wurde zunächst ein Regelalgorithmus für einen vollautomatischen Betrieb der Anlage entwickelt. Während der Entwicklung der Anlage wurden gezielt standardisierte Komponenten verbaut. Weiterhin ist es in zurückliegenden Forschungsprojekten gelungen den Austreiber durch einen kompakten Plattenwärmeübertrager zu ersetzen und somit erheblich Anlagengewicht und Kältemittelfüllmenge einzusparen. Mittlerweile ist ein vollautomatischer und stabiler Betrieb des Aggregates möglich. Die in diesem Kontext relevantesten Literaturstellen werden weiter unten inhaltlich kurz umrissen, s. [15]–[18]

1. Schuchardt, G.K.: "Energetische Analyse von Nahwärmenetzen unter Berücksichtigung des mikroskopischen thermohydraulischen Netzzustandes", *Verlag Dr. Hut*, München, 2017, [1].
Die thermischen und hydraulischen Wechselwirkungen aller Komponenten eines Nahwärmenetzes werden untersucht. Für unterschiedliche Konzepte zur Wärmenutzung, -verteilung, -bereitstellung, etc. werden Wirkungsgrade, Wärmeverluste und mikroskopische Betriebsparameter berechnet und bewertet. Möglichkeiten eines optimierten Netzbetriebes werden aufgezeigt und quantifiziert.
2. Conradi, F.; Kahle, M.: "Guide to attain low return temperatures in old buildings", Euroheat & Power International, no. III, 2010, [2].
Die Effizienz der Wärmeerzeugung, -verteilung und -nutzung ist u.a. von der Rücklauftemperatur abhängig. Hausanlage und Nutzerverhalten haben dabei den größten Einfluss auf Rücklauftemperatur und Effizienz der Wärmeversorgung. Daher werden Einflussfaktoren auf die Rücklauftemperatur hinsichtlich Praxisrelevanz untersucht, bewertet und umgesetzt. Aus der Synthese theoretischer Betrachtungen und praktischer Ergebnisse wird ein Leitfaden erarbeitet, der Maßnahmen zur Effizienzsteigerungen bei der Planung, Ausführung und Betriebsweise umfasst.
3. Schuchardt, G.K.: "Integration of Decentralized Thermal Storages within District Heating (DH) networks", CONECT Tagung, 2016, [3].
Der Einfluss von thermischen Speichern und verschiedener Speicherkonzepte in Fernwärmenetzen auf den energetischen und exergetischen Wirkungsgrad von Wärmenetzen wird dargestellt und bewertet.
4. Bestrzynski, G.K.; Razani, A.R.; Janßen, H.; Luke, A.; Scholl, S.: "Dynamic Modell for Small Scale District Heating Networks in Rural Areas" in 4th IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants: Delft, Netherlands, June 17 - 19, 2013, [4].
Eine Methodik zur Berechnung des thermischen und hydraulischen Zustands von Fernwärmenetzen wird entwickelt und vorgestellt. Eine iterative Berechnung beliebig strukturierter Fernwärmenetze ist durch den Transfer elektrotechnischer Gesetze auf hydraulische Systeme möglich.
5. Gietzelt, M.; Kruse, C.-D.; Kruhl, J.: "Zusammenfassende Darstellung der physikalischen Grundlagen zur Beeinflussung der Rücklauftemperatur in Fernwärmenetzen", interner Bericht, FFI, 1994, [5].
Wechselwirkungen zwischen Rücklauftemperatur und sekundärseitiger Haustechnik werden theoretisch betrachtet. Zudem wird der Einfluss sekundärseitiger Modifikationen auf den Fernwärmenetzbetrieb qualitativ dargestellt und quantifiziert.
6. Gietzelt, M.; Kruse, C.-D.; Kraaz, M.: "Absenkung der Betriebsparameter in Heißwassernetzen: AiF-Auftrag 382 D", Berichtsteil FFI, 1992, [6].
Der Einfluss einer Betriebsparameterabsenkung in Fernwärmenetzen wird qualitativ dargestellt und praktisch relevanten Parametern gegenübergestellt. Zielsetzung ist u.a. die Einbindung niedertemperierter Abwärme sowie die Senkung der Umwandlungs- und Transportverluste. Der Fokus liegt auf der Auskühlung zwischen Netzzvor- und Netzzrücklauf, der Umlaufgeschwindigkeit des Fernheizwassers, dem Wärmedurchsatz und der Wärmehöchstlast, s. auch [6], [7].
7. Schöbel, G.; Gietzelt, M.: "Absenkung der Betriebsparameter in Heizwassernetzen: AiF-Auftrag 382 D", 1992, [6].

Eine detaillierte Analyse zu den Möglichkeiten einer Betriebstemperaturabsenkung im Fernwärmenetz *Herning* wurde durchgeführt. In diesem Zuge wurde der Erzeugungspark verändert und der Bestandsanlagenbetrieb angepasst. Resultierend ergeben sich Einsparungen im Netzbetrieb. Gegenläufige Effekte verringerter Wärmeverteilverluste und Brennstoffeinsätze werden dem erhöhten Einsatz von Pumpenergie gegenübergestellt.

8. Dausch, H.-J.: "Maßnahmen zur Erreichung niedriger Rücklauftemperaturen", Euroheat & Power, vol. 38, 2009, [10].

Die Absenkung der Rücklauftemperaturen ist schwierig und wird oftmals seitens Fernwärmenetzbetreiber ignoriert. Die Folgen hinsichtlich eines ineffizienten Netzbetriebs und mögliche Gegenmaßnahmen werden qualitativ betrachtet.

9. Rüetschi, M.: "The return temperature in DH networks – a key factor for the economical operation of DH", Euroheat & Power International, vol. 10, 1997, [11].

Fernwärmeversorger stehen unter erheblichem Kostendruck und müssen Wege zur Steigerung der Wirtschaftlichkeit finden. In diesem Kontext sind (i) Absenkung der Rücklauftemperatur, (ii) Anhebung der Versorgungskapazität, (iii) Steigerung der KWK-Effizienz (Wirkungsgrad) sowie (iv) Minimierung der Wärmeverteilverluste und (v) des Pumpenaufwandes von großer Bedeutung. Möglichkeiten einer Absenkung der Rücklauftemperatur und Einflussgrößen auf diese Zielstellung werden unter Berücksichtigung des nutzerseitigen Komforts aufgezeigt und diskutiert.

10. Zetzsche, M.: "Experimentelle Untersuchungen und regelungstechnische Optimierung einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine in Kombination mit einem solar angetriebenen Kühlsystem mit Eisspeicher", Dissertation, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, Stuttgart, Germany, 2012, [13].

Im Rahmen eines BMWi-Forschungsprojekts wurde eine Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine (AKM, Leistungsbereich ca. 10 kW_{th}) entwickelt. Die Beheizung erfolgt über doppeltverglaste Flachkollektoren. Die AKM ist in ein Kältenetz mit Eisspeichern und Kühldecken integriert, welches fünf Büroräume am ITW der Universität Stuttgart kühlt.

11. Brendel, T.; Schmid, F.; Müller, M.; Hahn, R.: "Effizienzsteigerung einer solar angetriebenen Absorptionskälteanlage mit Eisspeicher: Abschlussbericht", Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), Universität Stuttgart, Stuttgart, 2013, [14].

Eine vorhandene Ammoniak/Wasser-AKM wurde in Bezug auf Leistung, Kompaktheit und Kosten optimiert. Durch den Einsatz eines Plattenaustreibers anstatt eines Behälter-austreibers konnte die Ammoniakfüllmenge reduziert und die Anlage deutlich kompakter und kostengünstiger realisiert werden.

Zusätzlich wird durch Integration eines Absorbervorkühlers die Kälteleistung der AKM bei tiefer Austrittstemperatur aus dem Verdampfer und gleichzeitig hoher Rückkühltemperatur gesteigert [12].

12. Schmid, W.: "Sinnvolle Kopplung: Kälte aus Fernwärme", TGA Fachplaner, no. 7, 2011, [15].

Die Stadtwerke Gießen wollen zukünftig „Kälte“ als Dienstleistung anbieten, um das Fernwärmenetz auch im Sommer energetisch effizienter ausnutzen zu können. Dazu wird ein Pilotprojekt mit einer direkt an das Fernwärmenetz angeschlossenen AKM realisiert. Durch die Regelung über eine konstante Vorlauftemperatur mit einem variablen Volumenstrom wird eine starke Auskühlung erreicht. So kann der Vorlauf um bis zu 35 K ausgekühlt werden.

13. Meyer, F.: "Mit Wärme Kühlen: BINE-Projektinfo", 2012, [16].

Fernwärmegekoppelte AKM mit Kälteleistungen von 50 kW_{th} und 160 kW_{th} werden in einem Forschungsprojekt untersucht. Das Arbeitsstoffpaar Wasser/Lithiumbromid beschränkt dabei die Rückkühltemperatur der Anlage auf 50 °C. Die Anlagen werden im Winter auch zum Heizen als AWP eingesetzt. Dadurch lässt sich der Fernwärmerücklauf mittels des Verdampfers stärker als bei der direkten Heizung über das Fernwärmenetz auskühlen.

14. Ajib, S., Günther, W.: "EnEff: Wärme – Absorptionskälteanlage für Niedertemperaturfernwärme; Entwicklung einer Pilotanlage: Abschlussbericht", 2014, [17].

In einem Forschungsprojekt wird eine AKM mit der Stoffpaarung Wasser/Lithiumbromid und einer Leistung von 15 kW_{th} entwickelt. Diese wird mit Wärme auf dem relativ hohen Temperaturniveau von 75 °C aus dem Rücklauf eines Fernwärmenetzes angetrieben. Untersuchungen zeigen, dass die Anlage in den definierten Betriebsbereichen funktioniert.

15. Fu, L.; Li, Y.; Zhang, S.; Jiang, Y.: "A district heating system based on absorption heat exchange with CHP systems", Front. Energy Power Eng. China, vol. 4, no. 1, pp. 77–83, 2010 [18].

In der Studie wird die Implementierung einer AWP in ein KWK-System vorgestellt, welche die Rücklauftemperatur des primären Heizkreislafs um 25 K reduziert. Dadurch kann die Energieeffizienz des KWK-Systems erhöht werden. Außerdem wird die Auskühlung des Fernheizwassers im Vergleich zu konventionellen Fernwärmenetzen erhöht, was die Lieferkapazität stark erhöht.

Zusammenfassend zeigt der Blick auf den Stand des Wissens zu den „Potenzialen von Absorptionswärmepumpen in zentralisierten Wärmeversorgungsnetzen“, dass bereits einige grundsätzliche Untersuchungen vorliegen. Andererseits werden AWP bisher nur sehr vereinzelt in Fernwärmenetzen eingesetzt s. z. B. [17], [18]. Untersuchungen zum breiten Einsatz liegen nicht vor. Zudem ist eine Quantifizierung des Einflusses auf den Gesamtnetzzustand derzeit nicht möglich.

1.2. Aufgabenstellung des Vorhabens

Das Forschungsvorhaben gliedert sich in folgende sieben Arbeitspakete (AP)

AP 1: Simulationsmodell der Absorptionswärmepumpe

Basierend auf bestehenden thermischen und hydraulischen (thermohydraulischen) Modellen von Hausstationen (HS), wird dieses an den Betrieb mit einer AWP angepasst. Fokus liegt dabei auf der Interaktion der AWP mit dem Fernwärmenetz. Zudem werden die primär- und sekundärseitigen Druck- und Temperaturniveaus und internen Wärmeströme abgebildet. Das neue Modell der HS wird in ein integrales Simulationsmodell für Fernwärmenetze eingebettet. Typische Betriebsparameter des AWP-Betriebes im Fernwärmekontext werden in Kooperation

mit dem Projektbegleitenden Ausschuss definiert, s. auch vorhabensbezogene Aufwendungen der Wirtschaft (vAW). Diese bilden die Basis der „Entwicklung der AWP für Fernwärmebedingungen“ (s.AP4).

AP 2: Anpassung des Betriebs einer Absorptionswärmepumpe

Die integrale Auswirkung des AWP-Betriebs auf den Fernwärmenetzbetrieb wird aufbauend auf vorangegangenen Messungen (s. AP 4) untersucht. Im Einzelnen werden Wechselwirkungen der AWP mit dem Fernwärmenetzbetrieb, der Wärmenutzung, -verteilung und -bereitstellung untersucht. Dafür wird die in AP 4 dokumentierte Charakteristik (das Kennfeld) der AWP in ein integrales Simulationsmodell für Fernwärmenetze integriert.

Auf dieser Basis werden die Zielparameter des AWP-Betriebs im Gesamtkontext des Fernwärmebetriebes nach Rücksprache mit dem projektbegleitenden Ausschuss definiert, s. auch vAW. In diesem Zuge steht insbesondere nachfolgende Fragestellung im Fokus: In welchem Maße ist die Absenkung der Betriebstemperatur im Sinne des Gesamtnetzbetriebes sinnvoll, da dies einerseits die Effizienz der quellenseitigen Wärmebereitstellung erhöht, andererseits die abnehmerseitige Wärmenutzung im Extremfall begrenzt und die aufgenommene elektrische Leistung der Netzumlaufpumpen anhebt, vgl. z.B. [9].

Dynamische Wechselwirkungen und Rückkopplungen unterschiedlicher Betriebsparameter, z.B. minimierter Rücklauftemperaturen mit der Effizienz der quellenseitigen Wärmebereitstellung oder der abnehmerseitigen Wärmenutzung, werden auf Basis theoretischer Betrachtungen analysiert. Eine erste Analyse der Effizienzpotenziale des Netzbetriebes ist so möglich.

Aufbauend auf diesen Betrachtungen wird das AP 5, bzw. die Auslegung der AWP hinsichtlich der Temperatur-/ Druckniveaus und Kältemittelkonzentration vorbereitet.

AP 3: Integraler Einfluss des Betriebs einer Absorptionswärmepumpe auf das Fernwärmenetz

Aufbauend auf den Daten des Laborbetriebs (Voll- und Teillastverhalten) der AWP (AP 5) wird das bestehende theoretische Simulationsmodell der HS mit AWP zunächst anhand empirischer Daten kalibriert. Auf Basis dieses kalibrierten Modells wird der integrale Einfluss des AWP-Betriebs auf die Gesamteffizienz des Fernwärmenetzbetriebs auf Basis bereitgestellter Netzdaten (s. vAW) untersucht. Analysen zur notwendigen Durchdringung dieser Technologie innerhalb urbaner Bestandsfernwärmesysteme hinsichtlich erzielbarer Effizienzsteigerungen des Gesamtnetzes schließen dieses AP ab.

AP 4: Entwicklung der Absorptionswärmepumpe für Fernwärmebedingungen

Zunächst wird ein Prüfstand zur Untersuchung der AWP mitsamt der Messtechnik geplant und aufgebaut. Hierbei wird das Fernwärmenetz im Laborversuch durch einen Heizthermostaten substituiert. So können konstante Vorlauftemperaturen und definierte Heizleistungen eingestellt werden. Ein Rückkühlwerk imitiert die Wärmeabnahme des Verbrauchers. Betriebsparameter werden entsprechend der Ergebnisse des AP1 vorgegeben.

Die AWP wird aus verschraubbaren Einzelkomponenten aufgebaut. Im Laufe des Projektes sind so einfache Anpassungen der Anlage vorzunehmen. Neben einzelnen Komponenten der AWP stehen Füllmenge und die Konzentration des Ammoniak-Wasser-Gemischs als wichtige Einflussfaktoren im Fokus der Untersuchungen.

Die Anlage wird dann bei verschiedenen primär- und sekundärseitige Heiztemperaturen bzw. -leistungen vermessen. Das generierte Anlagenkennfeld soll nachfolgend zur Auslegung und Entwicklung der HS (AP5) sowie für die Definition der Zielparameter des AWP Betriebes (AP2) genutzt werden. Die Praxisrelevanz generierter Kennfelder wird durch die Rücksprache mit dem projektbegleitenden Ausschuss sowie durch die vAW garantiert.

AP 5: Entwicklung der Hausstation mit integrierter AWP

Die HS besteht hauptsächlich aus externer Hydraulik und deren interner Verschaltung. Ziel der internen Verschaltung ist neben einer möglichst niedrigen Rücklauftemperatur ins Fernwärmenetz eine möglichst hohe sekundärseitige Vorlauftemperatur. Letztere kann durch die Art der Verschaltung des Hauptwärmeübertragers (HWÜ), des Absorbers, des Kondensators und des Dephlegmators beeinflusst werden. In die Verschaltung der externen Hydraulik sollen ansteuerbare Ventile integriert werden, mit denen die Aufteilung der externen Massenströme an die sich ändernden Betriebsbedingungen angepasst werden kann. Eine Erhöhung der sekundärseitigen Vorlauftemperatur hat eine Verringerung des thermischen COP_{th} der AWP zur Folge. Bei der Entwicklung der HS muss die externe Hydraulik derart verschaltet werden, dass sekundärseitige Anforderungen, unter primärseitiger Rahmenbedingung, erfüllt werden. Dabei sind die Zielparameter des AWP-Betriebs nach AP2 zu beachten. Der thermische COP_{th} soll möglichst hoch und die primärseitige Rücklauftemperatur möglichst niedrig sein. Insbesondere die zugesagte Unterstützung der Wirtschaft ermöglicht eine schnelle Anpassung der AWP, s. vAW.

Ein wichtiger Schwerpunkt bei der Entwicklung der HS mit AWP ist die Untersuchung des Voll- und Teillastverhaltens im Laborbetrieb und der nachweislich sichere Betrieb dieses Aggregates in Fernwärmenetzen unter Berücksichtigung sicherheitstechnischer Aspekte. Die Ergebnisse des Laborbetriebes fließen in die Fernwärmenetzsimulation (AP3) ein.

AP 6: Demonstrationsbetrieb

Zielsetzung des Demonstrationsbetriebs ist die Dokumentation eines langfristig sicheren AWP-Betriebs bei typischen Betriebsparametern von Fernwärmenetzen. Dies soll Vertrauen in die Robustheit dieser Technologie schaffen und das Zeitstand- und dynamische Verhalten der AWP dokumentieren. Dabei wird im Demonstrationsbetrieb der Voll-, Teil- und Schwachlastbetrieb auf Basis von Netzdaten (wiederholt) untersucht, vgl. vAW. Die genaue Durchführung des Demonstrationsbetriebs wird im Projektverlauf auf Basis typischer Betriebsparameter definiert.

AP 7: Auswertung und Dokumentation

Die Auswertung der Ergebnisse erfolgt projektbegleitend. Die Vorstellung der Ergebnisse soll in Form von Präsentationen und Veröffentlichungen regelmäßig stattfinden. Am Ende des Projektes soll eine abschließende Bewertung der Ergebnisse durchgeführt und ein Schlussbericht angefertigt werden.

2. Grundlagen

2.1. Anlagen- und Prozessbeschreibung

Eine Absorptionswärmepumpe (AWP) arbeitet mit einem Zweistoffgemisch. Im Rahmen des Projekts wird das Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser verwendet. Das Prozessschema der Hausstation (HS) mit der Ammoniak-Wasser AWP ist in Abbildung 2-1 dargestellt. Eine ausführliche Beschreibung des Gesamtkonzeptes ist in [19] enthalten. In der Wärmepumpe tritt das dampfförmige Kältemittel in den Kondensator (1) ein und wird durch Abfuhr der Kondensationswärme $\dot{Q}_{\text{Kond}}$ verflüssigt. Das nachfolgende Kältemittel-Reservoir (KM-Reservoir) (2) dient zur Zwischenspeicherung von flüssigem Kältemittel. Hierdurch wird der Betriebsbereich der AWP vergrößert und es können Temperaturschwankungen der externen Kreisläufe ausgeglichen werden [13]. Im Kältemittelwärmeübertrager (KMWÜ) (3) wird das flüssige Kältemittel durch eine interne Wärmerückgewinnung abgekühlt. Im kontinuierlich regelbaren Kältemittelventil (KM-Ventil) (4) wird das Kältemittel auf den Tiefdruck der AWP entspannt. Im Verdampfer (5→6) wird es anschließend durch externe Wärmezufuhr $\dot{Q}_{\text{Verd}}$ verdampft. Nach der internen Wärmerückgewinnung im KMWÜ (7) tritt der Kältemitteldampf in den Absorber (8) ein. Am Eintritt des Absorbers wird die arme Lösung (9) über eine Düse zerstäubt, wodurch eine große Oberfläche für die Stoffübertragung entsteht. Diese Mischung wird dann innerhalb eines Plattenwärmeübertragers unter Abfuhr der Absorptionswärme $\dot{Q}_{\text{Abs}}$ abgekühlt und vollständig verflüssigt. Die flüssige reiche Lösung (10) wird in einen Pumpenvorlagebehälter geleitet. Der Füllstand der reichen Lösung in diesem Behälter (11) wird auf einen konstanten Wert geregelt. Die Lösungsmittelpumpe fördert die reiche Lösung auf das Hochdruckniveau (12) der AWP. In einem Lösungsmittelwärmeübertrager (LMWÜ) wird die reiche Lösung (13) durch interne Wärmerückgewinnung von der armen Lösung vorgewärmt. Anschließend durchströmt die reiche Lösung den Dephlegmator (14). Der Dephlegmator dient dabei zum einen der internen Wärmerückgewinnung und überträgt dafür Wärme vom Kältemitteldampf zur reichen Lösung. Zum anderen wird durch teilweise Kondensation des Kältemitteldampfes, bei der vermehrt Wasser auskondensiert, der Ammoniakmassenanteil des Kältemittels ξ_{KM} erhöht. Die reiche Lösung tritt anschließend in den Austreibervorlagebehälter ein (15). Über eine Verbindungsleitung (16) zwischen Vorlagebehälter und Dephlegmator wird Kältemittel, welches bereits innerhalb der Vorwärmung ausgetrieben wird, zum Dephlegmator (17) geleitet. Über diese Verbindungsleitung wird zudem das im Dephlegmator anfallende Kondensat (17) zum Austreibervorlagebehälter (16) geleitet. Die Förderung der reichen Lösung durch den Austreiber erfolgt durch die vom Füllstand im Austreibervorlagebehälter verursachte geodätische Druckdifferenz zum Abscheider. Durch die Wärmezufuhr im Austreiber $\dot{Q}_{\text{Austr}}$ wird die reiche Lösung teilweise verdampft und strömt zweiphasig in den Abscheider ein (16). Dort findet die Trennung statt in Kältemitteldampf (19), welcher zum Dephlegmator (17) strömt, und in die arme Lösung (20), welche zum LMWÜ (21) strömt. Die abgekühlte arme Lösung strömt vom LMWÜ (22) über das Lösungsmittelventil (LM-Ventil) (23) zur Düse am Eintritt in den Absorber (9).

Durch die beiden Absperrventile (IV) und (V) kann der Einfluss des KMWÜs auf die Effizienz der AWP experimentell untersucht werden. Bei geöffnetem Ventil (IV) und geschlossenem Ventil (V) wird der KMWÜ von dem Kältemitteldampf nach dem Verdampfer durchströmt (6→7→IV→8) und ist somit für die Wärmerückgewinnung wirksam. Wird dahingegen das Ventil (IV) geschlossen und das Ventil (V) geöffnet, wird der KMWÜ nicht vom Kältemitteldampf durchströmt. Durch diesen Bypass (6→V→8) des KMWÜs auf der Tiefdruckseite des

Kältemittels ist der Druckverlust innerhalb des Rohres im Gegensatz zur Durchströmung des KMWÜ vernachlässigbar klein. Das flüssige Kältemittel auf der Hochdruckseite des KMWÜ (3) wirkt dabei wie eine Vergrößerung des KM-Reservoirs und ist im stationären Betrieb der AWP damit thermisch nicht wirksam.

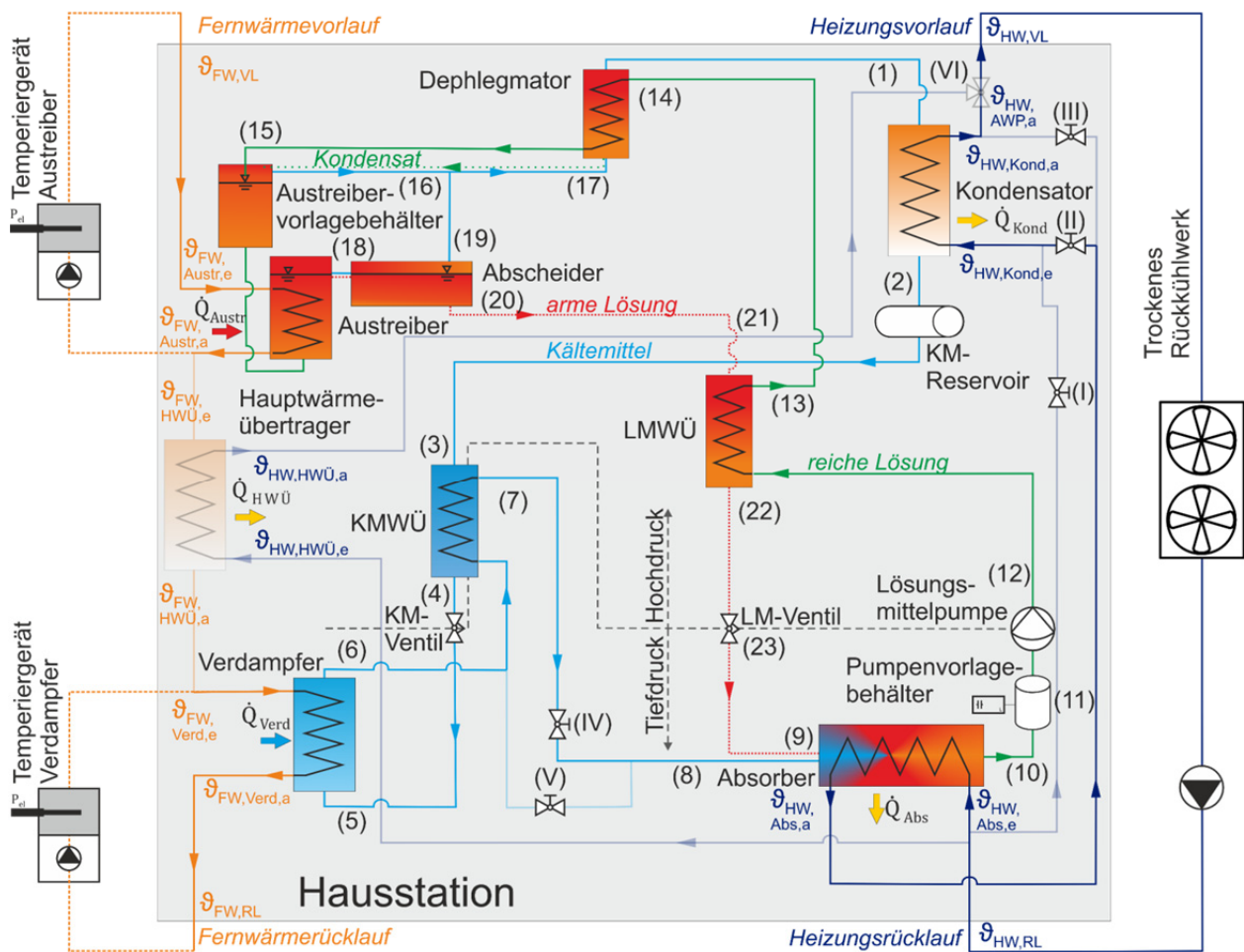


Abbildung 2-1 Prozessschema einer HS mit AWP und deren Umsetzung am Versuchsstand

In Abbildung 2-1 ist auch das Verschaltungskonzept der externen Kreisläufe eingezeichnet. Dabei ist im Heizungskreislauf eine Reihenschaltung aus Absorber und Kondensator hervorgehoben. Das Heizungsfluid tritt mit der Rücklauftemperatur $\vartheta_{HW,RL}$, welche am Versuchsstand über die Ventilator Drehzahl eines trockenen Rückkühlwerks eingestellt wird, in den Absorber mit $\vartheta_{HW,Abs,e} = \vartheta_{HW,RL}$ ein und nimmt dort die Absorptionswärme $\dot{Q}_{Abs}$ auf. Anschließend strömt das Heizungsfluid in den Kondensator ein und wird durch die Kondensationswärme $\dot{Q}_{Kond}$ des Kältemitteldampfes zusätzlich erwärmt. Die Austrittstemperatur des Kondensators ist dabei gleich der Austrittstemperatur der AWP $\vartheta_{HW,Kond,a} = \vartheta_{HW,AWP,a}$. Am Versuchsstand des IGTE kann auch eine Parallelschaltung der beiden Wärmeübertrager durch Öffnen der Ventile (I) und (III) und Schließen des Ventils (II) erreicht werden. Auf diese Weise kann untersucht werden, wie sich die Verschaltung des externen Kreislaufts auf die Effizienz der AWP auswirkt.

Die heizungsseitige Durchströmung des Hauptwärmeübertragers (HWÜ) erfolgt in diesem Konzept parallel zur gesamten AWP. Dieser Wärmeübertrager ist derzeit nicht Bestandteil des

Versuchsstandes. Eine Aufteilung und anschließende Mischung der beiden Ströme wird im Rahmen der aktuellen Messungen nicht untersucht.

Das hohe Temperaturniveau des Fernwärmeverlaufs $\vartheta_{FW,VL} = \vartheta_{FW,Austr,e}$ wird für den Antrieb der AWP verwendet. Am Versuchsstand wird dies durch ein elektrisch beheiztes Temperiergerät bereitgestellt. In der HS wird das Fernwärmefluid anschließend durch den HWÜ geleitet. Dabei wird der Wärmestrom $\dot{Q}_{HWÜ}$ direkt vom Fernwärmekreislauf an den Heizungskreislauf übertragen. Am Austritt des HWÜ hat das Fernwärmefluid die gleiche Temperatur $\vartheta_{FW,HWÜ,a}$ wie in einer HS ohne AWP. Im Rahmen der Untersuchungen wird angenommen, dass die Temperatur des Fernwärmefluids $\vartheta_{FW,HWÜ,a}$ um 2 K über der Temperatur des Heizungsrücklaufs $\vartheta_{HW,RL} = \vartheta_{Hz,HWÜ,e}$ liegt. Wie auch beim Austreiber wird die Eintrittstemperatur in den Verdampfer $\vartheta_{FW,Verd,e} = \vartheta_{FW,HWÜ,a}$ über ein elektrisch beheiztes Temperiergerät bereitgestellt. Um die Systemkopplung mit dem Fernwärmekreislauf vollständig simulieren zu können, muss zusätzlich noch der Wärmekapazitätsstrom durch den Verdampfer gleich dem Wärmekapazitätsstrom durch den Austreiber sein. Im Austreiberkreislauf wird Wasser als Wärmeträgerfluid eingesetzt. Im Verdampfer hingegen wird eine 40 prozentige Wasser-Glykol Lösung verwendet, um ein potentiellies Einfrieren zu vermeiden. Damit die Wärmekapazitätsströme $\dot{W} = \dot{M} \cdot c_p$ beider Kreisläufe gleich sind, werden die Massenströme $\dot{M}$ entsprechend eingestellt.

Der Aufbau der im Rahmen des Projektes entwickelten Versuchsanlage (AP 4) wird in Abbildung 2-2 auf der rechten Seite gezeigt. Zur besseren Übersicht über die einzelnen Komponenten ist zusätzlich auf der linken Seite ein CAD-Modell der AWP dargestellt. Wie bei der in [12] verwendeten AKM, auf deren Erkenntnisse diese AWP basiert, werden für die Wärmeübertragung ausschließlich Plattenwärmeübertrager verwendet. Im Gegensatz zu [12] wird jedoch auf die Verwendung der kombinierten Wärmeübertrager verzichtet, um einen Austausch der einzelnen Wärmeübertrager zu ermöglichen. Des Weiteren ist die Versuchsanlage so aufgebaut, dass zwischen den Komponenten ausreichend Platz für Messtechnik vorhanden ist.

In den externen Kreisläufen, die nicht mit dem Ammoniak-Wasser-Gemisch durchströmt werden, werden zur Temperaturmessung Pt100 Sensoren mit der Genauigkeitsklasse 1/10B fluidumströmt eingebaut. Hierdurch wird eine hohe Genauigkeit zur Bestimmung der Rücklauf-temperaturabsenkung sowie der Wärmeleistung erreicht. Für die Messung der Temperatur im Kältemittelkreislauf, werden aus Sicherheitsgründen Pt100 Rohranlegefühler der Genauigkeitsklasse 1/3B verwendet.

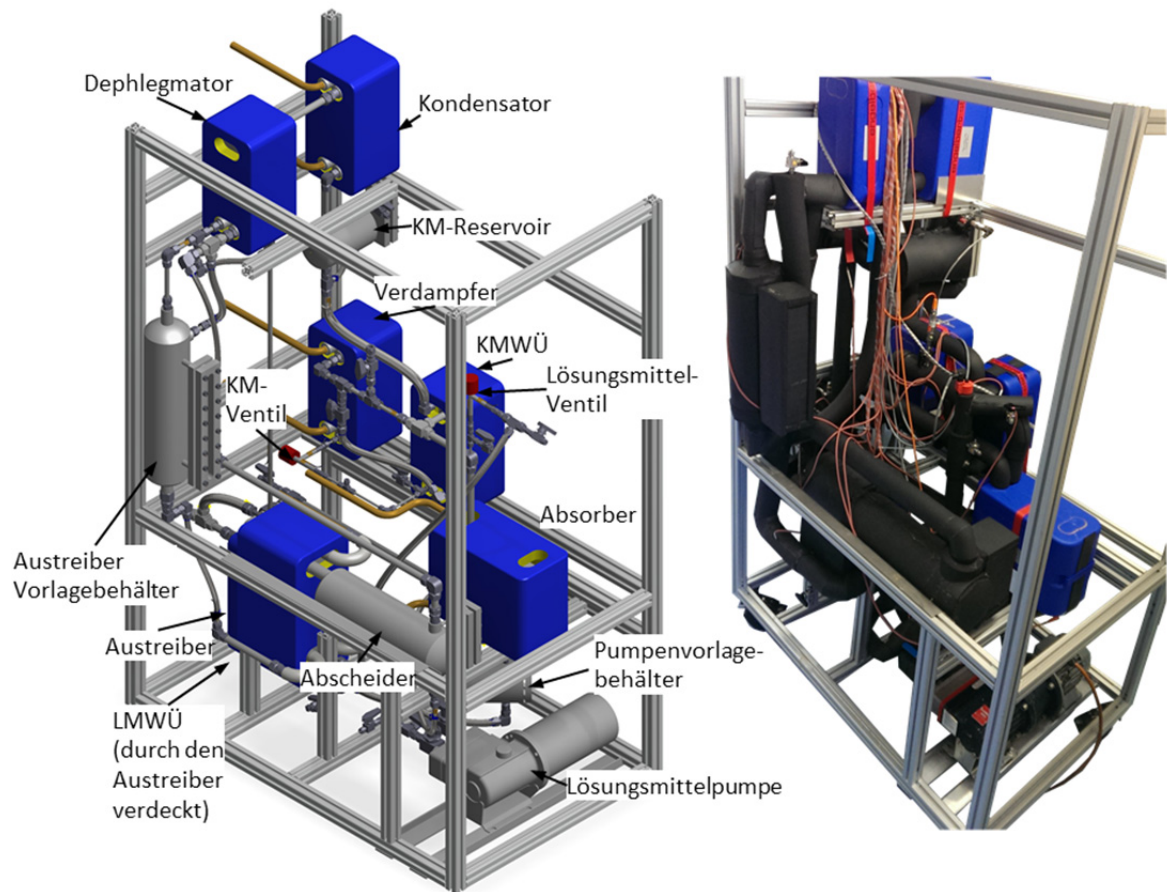


Abbildung 2-2 Absorptionswärmepumpe des IGTE als CAD-Modell (links) und als aufgebaute Versuchsanlage (rechts)

2.2. Bewertungsgrößen von Absorptionssystemen

Das Ziel der Systemkopplung einer Ammoniak-Wasser AWP mit Fernwärmenetzen ist, die fernwärmeseitige Austrittstemperatur aus der HS abzusenken und damit die Fernwärmerücklauftemperatur $\vartheta_{FW,RL}$ insgesamt. Diese Rücklauftemperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{FW,Verd}$ wird durch die Wärmeabgabe von dem Fernwärmefluid an das Kältemittel im Verdampfer erreicht. Aus Gleichung (2-1) folgt, dass die Rücklauftemperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{FW,Verd}$ steigt, wenn der fernwärmeseitige Massenstrom durch den Verdampfer $\dot{M}_{FW}$ abnimmt und der übertragene Wärmestrom $\dot{Q}_{Verd}$ zunimmt.

$$\Delta\vartheta_{FW,Verd} = \frac{\dot{Q}_{Verd}}{\dot{M}_{FW} \cdot c_{p,Verd}} = \frac{\dot{Q}_{Verd}}{\dot{W}_{FW,Verd}} \quad (2-1)$$

Für die Beurteilung der Effizienz einer AWP wird üblicherweise das Wärmeverhältnis ζ_h verwendet. Dieses ist definiert als die Summe der abgegebenen Wärmeleistungen am Absorber $\dot{Q}_{Abs}$ und am Kondensator $\dot{Q}_{Kond}$ bezogen auf die zugeführte Wärmeleistung am Austreiber $\dot{Q}_{Austr}$. Wie in [19] gezeigt, kann das Wärmeverhältnis einer AWP ζ_h in das Wärmeverhältnis einer AKM ζ_k , unter Vernachlässigung der elektrischen Leistungsaufnahme der Lösungsmittelpumpe sowie der Wärmeverluste der AWP überführt werden. Der Zusammenhang der beiden Wärmeverhältnisse ist in Gleichung (2-2) angegeben. Bei dem Wärmeverhältnis der AKM ζ_k wird der Quotient aus der am Verdampfer zugeführten Leistung $\dot{Q}_{Verd}$ und der zugeführten Leistung am Austreiber $\dot{Q}_{Austr}$ gebildet. Durch die fernwärmeseitige

Reihenschaltung von Austreiber und Verdampfer muss der Wärmekapazitätsstrom durch beide Bauteile der gleiche sein $\dot{W}_{FW,Austr} = \dot{W}_{FW,Verd}$. Daraus resultierend lässt sich das Wärmeverhältnis einer AKM ζ_k nach Gleichung (2-3) in ein Verhältnis aus Temperaturdifferenzen umformen.

$$\zeta_h = \frac{\dot{Q}_{Abs} + \dot{Q}_K}{\dot{Q}_{Austr}} \approx 1 + \zeta_k \quad (2-2)$$

$$\zeta_k = \frac{\dot{Q}_{Verd}}{\dot{Q}_{Austr}} = \frac{\dot{M}_{FW} \cdot c_{p,Verd} \cdot \Delta\vartheta_{FW,Verd}}{\dot{M}_{FW} \cdot c_{p,Austr} \cdot \Delta\vartheta_{FW,Austr}} = \frac{\dot{W}_{FW,Verd} \cdot \Delta\vartheta_{FW,Verd}}{\dot{W}_{FW,Austr} \cdot \Delta\vartheta_{FW,Austr}} = \frac{\Delta\vartheta_{FW,Verd}}{\Delta\vartheta_{FW,Austr}} \quad (2-3)$$

Aus Gleichung (2-3) wird ersichtlich, dass eine hohe Rücklauf temperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{FW,Verd}$ erzielt wird, wenn sowohl das Wärmeverhältnis ζ_k als auch die Temperaturdifferenz am Austreiber $\Delta\vartheta_{FW,Austr}$ hoch sind. Aufgrund des direkten Zusammenhanges des Wärmeverhältnisses der Kältemaschine ζ_k und der Rücklauf temperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{FW,Verd}$ werden diese beiden Größen sowie die Wärmeleistung am Verdampfer $\dot{Q}_{Verd}$ für die Beurteilung der AWP verwendet.

2.3. Auswahl der Betriebspunkte (AP 2)

Die im Rahmen der ersten PA-Sitzung definierten Betriebspunkte (BP) sind in Tabelle 2-1 dargestellt. Bei den BP 1 und 3 wird die Heizungsvorlauf temperatur von $\vartheta_{HW,VL} = 70^\circ\text{C}$ durch eine Beimischung des im HWÜ erwärmten Heizungsfluids erreicht (Abbildung 2-1, Abbildung 2-3). Bei den BP 2, 4 und 6 wird der Heizungskreislauf in der AWP (im Absorber und Kondensator) von $\vartheta_{HW,RL} = 28^\circ\text{C}$ auf $\vartheta_{AWP,a} > 35^\circ\text{C}$ erwärmt.

Betriebspunkt	Verdampfer-Eintritt			Heizungwasser-VL $\vartheta_{\text{HW,VL}}$	Heizungwasser-RL $\vartheta_{\text{HW,RL}}$	Beschreibung
	Austreiber-Eintritt $\vartheta_{\text{FW,Austr,e}} = \vartheta_{\text{FW,VL}}$	$\vartheta_{\text{FW,Verd,e}}$ $= \vartheta_{\text{FW,HWÜ,a}}$ $= \vartheta_{\text{HW,RL}} + 2 \text{ K}$				
BP 1	110 °C	42 °C		70 °C	40 °C	HT-Fernwärmenetz Kombination: Radiatorheizung - Trinkwarmwasser_ bereitung
BP 2	110 °C	30 °C		35 °C	28 °C	HT-Fernwärmenetz Fußbodenheizung
BP 3	100 °C	42 °C		70 °C	40 °C	MT-Fernwärmenetz Kombination: Radiatorheizung - Trinkwarmwasser_ bereitung
BP 4	100 °C	30 °C		35 °C	28 °C	MT-Fernwärmenetz Fußbodenheizung
BP 5	85 °C	42 °C		70 °C	40 °C	NT-Fernwärmenetz Kombination: Radiatorheizung - Trinkwarmwasser_ bereitung
BP 6	85 °C	30 °C		35 °C	28 °C	NT-Fernwärmenetz Radiatorheizung

Tabelle 2-1 Festgelegte BP für die Untersuchungen an der AWP. Darin bezeichnet HT ein Hochtemperatur-Fernwärmenetz, MT ein Fernwärmenetz auf mittlerem Temperaturniveau und NT ein Niedertemperatur-Fernwärmenetz.

2.4. Kopplung von HWÜ und AWP (AP 3, AP 5)

In Abbildung 2-3 ist am Beispiel des BP 1 die Aufteilung der übertragenen Wärmeströme auf die einzelnen Komponenten der HS dargestellt. Auf der Abszisse ist der fernwärmeseitige Wärmekapazitätsstrom $\dot{W}_{FW}$ nach links und der heizungsseitige Wärmekapazitätsstrom $\dot{W}_{HW}$ nach rechts aufgetragen. Auf der Ordinate sind die Temperaturen für die übertragenen Wärmeströme aufgetragen. Aus der Multiplikation von Temperaturdifferenz und Wärmekapazitätsstrom lässt sich der im Bauteil übertragene Wärmestrom berechnen. Aus diesem Grund entspricht die Fläche dem übertragenen Wärmestrom.

Aus der Energiebilanz der HS folgt, dass die fernwärmeseitigen Wärmeströme am Austreiber $\dot{Q}_{Austr}$ und am Verdampfer $\dot{Q}_{Verd}$ den heizungsseitigen Wärmeströmen am Kondensator $\dot{Q}_{Kond}$, am Absorber $\dot{Q}_{Abs}$ und den Wärmeverlusten der AWP entsprechen. Auch am HWÜ müssen die beiden Wärmeströme $\dot{Q}_{HWÜ}$ und damit die Flächen im Diagramm gleich groß sein. Mit dem fernwärmeseitigen Austritt aus dem Austreiber mit über $\vartheta_{FW,Austr,a} = 96^\circ\text{C}$ kann das Heizungswasser im HWÜ über die angestrebte Vorlauftemperatur $\vartheta_{HW,VL} = 70^\circ\text{C}$ hinaus erwärmt werden. Im dargestellten Beispiel auf etwa $\vartheta_{HW,HWÜ,a} = 86^\circ\text{C}$.

Dies hat den Vorteil, dass die nötige Temperaturerhöhung innerhalb des Absorbers und des Kondensators geringer ausfallen und die AWP so in einem effizienteren Temperaturbereich betrieben werden kann. Im dargestellten Beispiel wird das Heizungswasser im Absorber und Kondensator nur von $\vartheta_{HW,RL} = 40^\circ\text{C}$ auf $50^\circ\text{C} < \vartheta_{HW,AWP,a} < 55^\circ\text{C}$ erwärmt. Durch Mischung mit dem im HWÜ erwärmten Heizungswasser kann der gesamte Wärmestrom $\dot{Q}_{HW}$ bei einer heizungsseitigen Vorlauftemperatur von $\vartheta_{HW,VL} = 70^\circ\text{C}$ bereitgestellt werden. Im Diagramm ist die Mischung $\dot{Q}_{HW}$ als rot gestricheltes Rechteck eingezeichnet. Auf der Fernwärmeseite beträgt die Rücklauftemperatur in diesem Betriebspunkt $\vartheta_{FW,RL} = 33^\circ\text{C}$, bei einer heizungsseitigen Rücklauftemperatur von $\vartheta_{HW,RL} = 40^\circ\text{C}$.

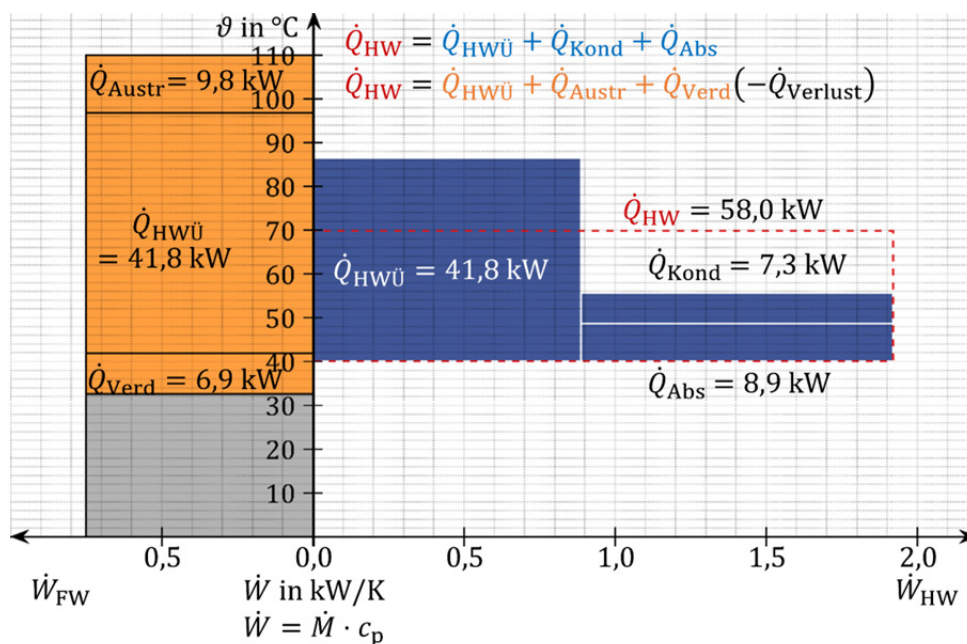


Abbildung 2-3 Darstellung der Wärmeströme innerhalb der HS in BP 1 bei $\dot{W}_{FW} = 0,75 \text{ kW/K}$.

2.5. Korrosionsbeständigkeit der AWP

Im Gegensatz zu vielen in der Literatur beschriebenen und Industrie verwendeten Ammoniak/Wasser-Absorptionssystemen ist die Absorptionskältemaschine des IGTE vollständig aus V2A-Stahl gefertigt um Korrosion zu vermeiden. Für den Betrieb der AWP wird kein zusätzlicher Korrosionsinhibitor eingesetzt. Mögliche Einflüsse auf die Kältemittelmischung und auf den Prozess insgesamt durch einen Korrosionsinhibitor sind somit ausgeschlossen.

Die Korrosionsbeständigkeit von Edelstählen wie dem hier verwendeten V2A-Stahl (Werkstoffnummer 1.4301) gegenüber Ammoniak/Wasser-Mischungen wird stets als sehr beständig angegeben [20]. In [21] ist dagegen beschrieben, dass insbesondere innerhalb der ersten Tage die Ammoniak/Wasser-Lösung mit dem Edelstahl reagiert und hierdurch Inertgase entstehen. Diese Bildung von Inertgasen nimmt in [21] mit zunehmender Kontaktzeit kontinuierlich ab. Es wird gefolgert, dass sich eine schützende Schicht ausbildet [21]. Darüber hinaus wird in [21] aufgezeigt, dass die Korrosion insbesondere bei Temperaturen von $\vartheta > 150\text{ °C}$ auftritt. Im Rahmen dieses Forschungsprojektes wird die Wärmepumpe bei einer deutlich geringeren maximalen Temperatur der Austreibung von $\vartheta_{\text{FW,Austr,e,max}} = 110\text{ °C}$ betrieben.

Abschließend ist festzuhalten, dass in den Untersuchungen innerhalb des Projektes keine Beeinträchtigung der übertragenen Leistungen oder der Effizienz der AWP durch Korrosion, bzw. durch Korrosion gebildete Inertgase festgestellt werden kann.

3. Theoretische Betrachtungen zur Hausstation mit integrierter AWP

In diesem Kapitel werden theoretische Betrachtungen zur Kopplung einer HS mit einer AWP durchgeführt. Zu Beginn wird auf Grundlage von Gleichgewichtszuständen der Bereich möglicher BP für den Einsatz von Ammoniak-Wasser AWP aufgezeigt. Anschließend wird das Modell für die Berechnung des Einflusses der AWP auf das Fernwärmenetz vorgestellt.

3.1. Möglicher Einsatzbereich von Ammoniak-Wasser AWP (AP 2)

Wie bei Kompressionswärmepumpen, bestimmt die Wahl des Kältemittels auch bei der AWP die Temperaturniveaus, in denen das System sinnvoll verwendet werden kann. Aus diesem Grund sind in Abbildung 3-1 Konturdiagramme dargestellt, welche den theoretisch möglichen Einsatzbereich von Ammoniak-Wasser AWP abbilden. In diesem Zusammenhang soll auch die theoretisch maximal erreichbare fernwärmeseitige Rücklauf Temperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{FW,Verd}$ aufgezeigt werden. Eine Beschreibung zur Erstellung dieser Diagramme ist im Rahmen dieses Projektes in [19] veröffentlicht worden.

Die Austreibereintrittstemperatur $\vartheta_{FW,e} = \vartheta_{FW,Austr,e}$ wird für die Erstellung der Diagramme zwischen 70 °C und 110 °C variiert. Jedes Diagramm ist dabei für eine bestimmte fernwärmeseitige Eintrittstemperatur am Austreiber $\vartheta_{FW,Austr,e}$ gültig, die in den Diagrammen links oben angegeben ist. Die Kombination aus der heizungsseitigen Eintrittstemperatur am Absorber $\vartheta_{HW,Abs,e}$ und der Austrittstemperatur am Kondensator $\vartheta_{HW,Kond,a}$ wird auf der x-Achse dargestellt. Auf der y-Achse sind sowohl die fernwärmeseitige Vor- als auch Rücklauf Temperatur am Verdampfer $\vartheta_{FW,Verd,e/a}$ dargestellt. Alle erstellten Diagramme ohne Beispielwerte können aus dem Anhang 9 entnommen werden.

Zur einfacheren Nutzbarkeit der Konturdiagramme wird als Farbgradient für die Diagramme eine maximale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung verwendet. Diese Temperaturdifferenz wird im Folgenden als Grädigkeit der Wärmeübertragung $\Delta\vartheta_{grad}$ bezeichnet und ist in den Diagrammen als Farbverlauf dargestellt. Es wird dabei angenommen, dass die Grädigkeit der Wärmeübertragung $\Delta\vartheta_{grad}$ am Verdampfer ($\vartheta_{FW,Verd,a} - \vartheta_{KM,Verd,e}$), am Absorber ($\vartheta_{HW,Abs,e} - \vartheta_{rL,Abs,a}$) und am Kondensator ($\vartheta_{HW,Kond,a} - \vartheta_{KM,Kond,a}$) gleich ist. Die Grädigkeit am Austreiber $\Delta\vartheta_{grad,Austr} = \vartheta_{FW,Austr,e} - \vartheta_{aL,Austr,a}$ wird jedoch als $\Delta\vartheta_{grad,Austr} = 0$ K angenommen. Soll eine Grädigkeit am Austreiber in den Betrachtungen berücksichtigt werden, wird empfohlen ein Diagramm zu verwenden, in dem die fernwärmeseitige Eintrittstemperatur in den Austreiber $\vartheta_{FW,Austr,e}$ um die angenommene Grädigkeit $\Delta\vartheta_{grad,Austr}$ verringert ist.

Die Konturdiagramme können zur Bestimmung der niedrigsten, theoretisch erreichbaren fernwärmeseitigen Verdampfer Austrittstemperatur $\vartheta_{FW,Verd,a}$ verwendet werden. Hierfür müssen die fernwärmeseitige Vorlauf Temperatur $\vartheta_{FW,VL}$, die benötigte heizungsseitige Vor- und Rücklauf Temperaturen bekannt sein. Des Weiteren muss noch eine Grädigkeit der Wärmeübertragung $\Delta\vartheta_{grad}$ angenommen werden. Da die fernwärmeseitige Vorlauf Temperatur $\vartheta_{FW,VL}$ für die Beheizung des Austreibers verwendet wird, ist diese gleichzusetzen mit der fernwärmeseitigen Austreiber Eintrittstemperatur $\vartheta_{FW,VL} = \vartheta_{FW,Austr,e}$. Diese Temperatur bestimmt somit die Wahl des gültigen Diagramms. Die heizungsseitige Rücklauf Temperatur

entspricht der Absorber Eintrittstemperatur $\vartheta_{\text{HW,RL}} = \vartheta_{\text{HW,Abs,e}}$, während die heizungsseitige Vorlauftemperatur gleich der Austrittstemperatur am Kondensator ist $\vartheta_{\text{HW,VL}} = \vartheta_{\text{Hz,Kond,a}}$.

In Abbildung 3-1 sind in solche Konturdiagramme die BP 1, 3 und 5 die im Rahmen des Projektes betrachteten BP aus Tabelle 2-1 eingezeichnet. In den Diagrammen auf der linken Seite (a, c, e) sind die Fälle dargestellt, in denen die AWP das Heizungswasser von einer Rücklauftemperatur von $\vartheta_{\text{HW,RL}} = 40^\circ\text{C}$ auf die benötigte Vorlauftemperatur $\vartheta_{\text{HW,VL}} = 70^\circ\text{C}$ erwärmt. Auf der rechten Seite hingegen (b, d, f) sind die BP gezeigt, in denen die AWP das Heizungswasser lediglich auf eine Vorlauftemperatur von $\vartheta_{\text{HW,VL}} = 55^\circ\text{C}$ erwärmt. Die verbleibende Temperaturdifferenz wird anschließend durch die Mischung mit dem Teilmassenstrom aus dem HWÜ erzielt, vergleiche Kapitel 0.

Bei einem direkten Vergleich der Fälle auf der linken Seite mit denen auf der rechten Seite in Abbildung 3-1 zeigt sich, dass durch eine geringere Temperaturerhöhung im Heizungswasser eine höhere fernwärmeseitige Rücklauftemperaturabsenkung erzielt werden kann. Wird beispielsweise im Diagramm a) eine Grädigkeit der Wärmeübertragung von $\Delta\vartheta_{\text{gräd}} = 5\text{ K}$ angenommen, kann eine Rücklauftemperaturabsenkung von $\Delta\vartheta_{\text{FW,Verd}} = 17\text{ K}$ erzielt werden. Im Fall b) kann hingegen bei gleicher Grädigkeit $\Delta\vartheta_{\text{gräd}} = 5\text{ K}$, ebenfalls im BP 1 eine Rücklauftemperaturabsenkung von $\Delta\vartheta_{\text{FW,Verd}} = 30\text{ K}$ erreicht werden. In einer idealen AWP mit einer Grädigkeit in der Wärmeübertragung von $\Delta\vartheta_{\text{gräd}} = 0\text{ K}$ würde in diesem BP die fernwärmeseitige Rücklauftemperatur $\vartheta_{\text{FW,RL}} = -2^\circ\text{C}$ betragen. Dies zeigt das große Potenzial zur Rücklauftemperaturabsenkung, welches durch eine AWP nutzbar gemacht werden kann.

Ein Vergleich der verschiedenen untereinander angeordneten Diagramme zeigt, den Einfluss der fernwärmeseitigen Vorlauftemperatur auf die Rücklauftemperaturabsenkung der AWP. Beispielsweise zeigen die Diagramme d) und f), den Vergleich zwischen BP 3 und BP 5 bei Verwendung eines idealen Austreibers. Mit einer fernwärmeseitigen Vorlauftemperatur von 100°C im idealen Prozess wird eine maximale Rücklauftemperaturabsenkung von $\Delta\vartheta_{\text{FW,Verd}} = 37\text{ K}$ erreicht werden. Bei einer verringerten Austreibereintrittstemperatur von 85°C , wie sie im BP 5 vorliegt, sinkt die maximal erreichbare Rücklauftemperaturabsenkung auf $\Delta\vartheta_{\text{FW,Verd}} = 25\text{ K}$ ab.

In Hinblick auf die Realisierbarkeit der BP aus Tabelle 2-1 muss der BP 5 näher betrachtet werden. Die im Projekt betrachtete Verschaltung sieht vor, dass der fernwärmeseitige Austritt aus dem Austreiber als Eintritt in den HWÜ verwendet wird. Um eine heizungsseitige Vorlauftemperatur von $\vartheta_{\text{HW,VL}} = 70^\circ\text{C}$ zu erreichen, muss das Heizungswasser somit im HWÜ auf eine Temperatur über 70°C erwärmt werden, vergleiche Abbildung 2-3. Durch die im Projekt betrachtete Verschaltung wird der Fernwärmeverlauf durch den Antrieb des Austreibers bereits abgekühlt. Die dort erreichte Temperaturabsenkung wirkt sich nach Gleichung (2-3) bei konstantem Wärmeverhältnis ζ_k auf die gesamte Rücklauftemperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{\text{FW,Verd}}$ aus und sollte für eine maximale Rücklauftemperaturabsenkung ebenfalls maximal sein. Eine Verringerung der von der AWP erzielten heizungsseitigen Temperaturerhöhung mit anschließender Beimischung wie es in f) gezeigt ist, ist somit bei BP 5 nicht zielführend.

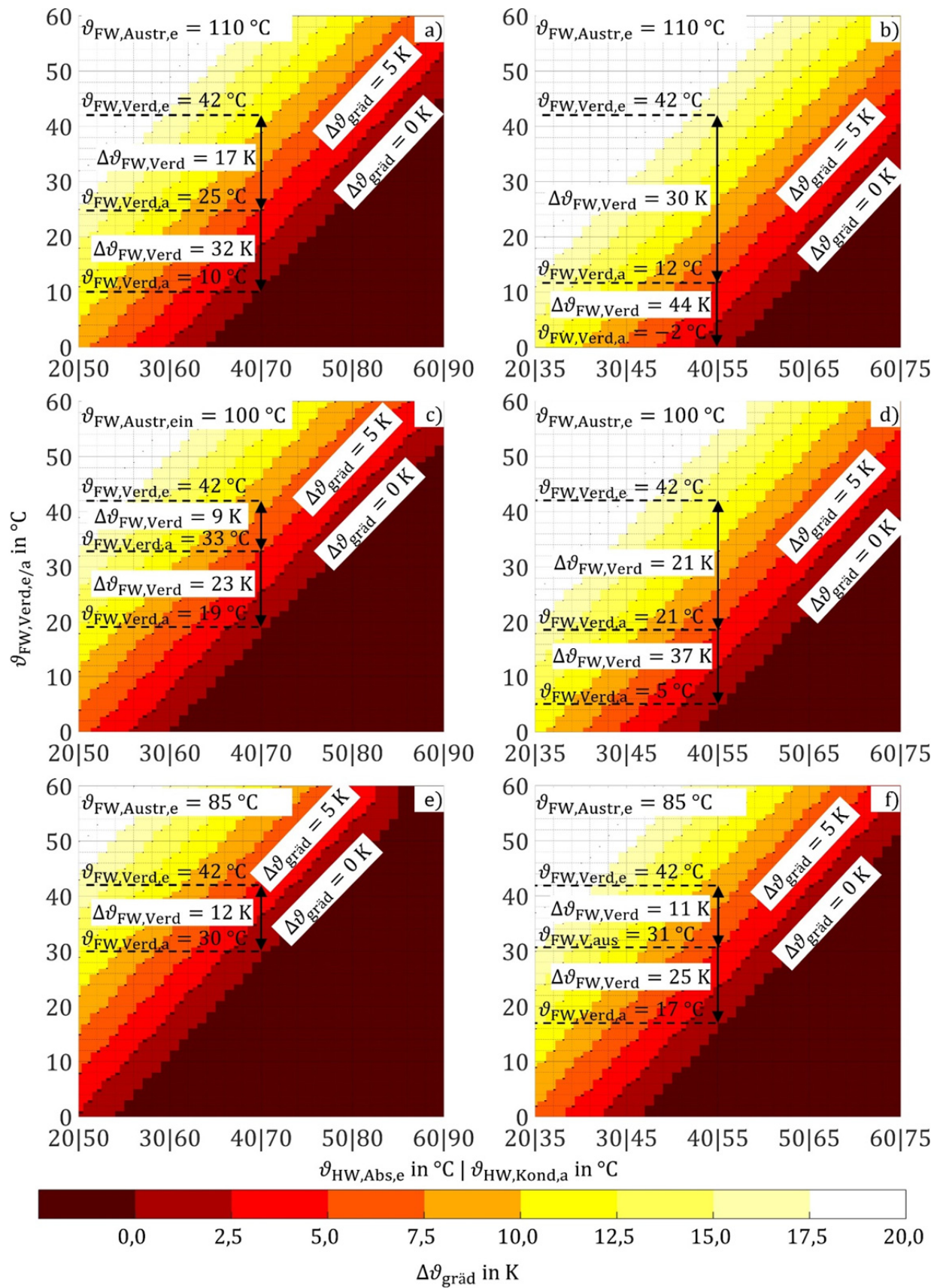


Abbildung 3-1 Konturdiagramme der möglichen BP für eine Ammoniak-Wasser-AWP und Beispiele der maximal erreichbaren Fernwärme-Rücklaufumtemperaturabsenkung.

Für BP 5 müsste stattdessen die gesamte heizungsseitige Temperaturerhöhung von der AWP (Diagramm e) erbracht werden. Hierbei beträgt jedoch die bei idealem Prozess erreichbare Rücklauf Temperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{FW,Verd} = 12 \text{ K}$. Bereits bei einer relativ geringen Grädigkeit der Wärmeübertragung von $\Delta\vartheta_{grad} = 5 \text{ K}$ ist der Prozess nicht mehr möglich.

Da der Prozess in BP 5 bereits bei idealisierten Bedingungen nur im geringen Maße funktionsfähig ist, werden hierfür keine Messungen durchgeführt. In diesem BP liegt zudem bereits beim Einsatz einer herkömmlichen HS, bestehend aus dem HWÜ, kaum ein exergetischer Verlust vor. Eine potentielle Effizienzsteigerung durch die AWP rechtfertigt daher nicht den hohen apparativen Aufwand, der durch den Einsatz einer AWP nötig ist.

3.2. Simulationsmodell der AWP (AP 1)

In dem erstellten Simulationsmodell wird die Absorptionswärmepumpe (AWP) durch die vier Hauptkomponenten Austreiber (Austr), Verdampfer (Verd), Kondensator (Kond) und Absorber (Abs) dargestellt (Abbildung 3-2). Als zusätzliche Vereinfachung werden der Kondensator und der Absorber als gemeinsame Komponente zusammenfassend betrachtet.

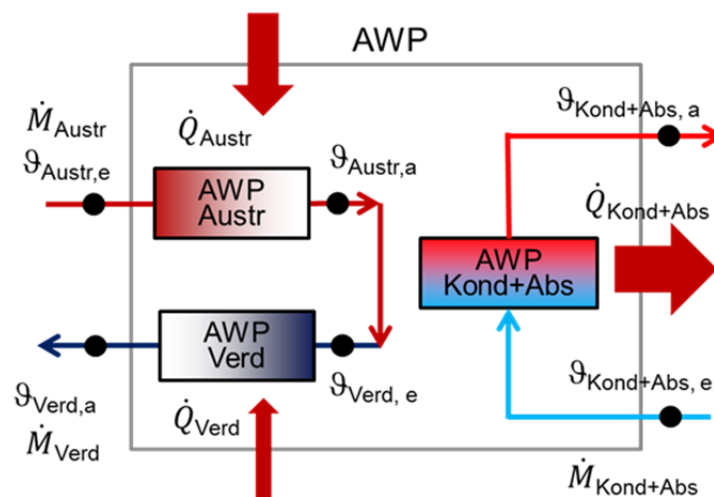


Abbildung 3-2: Schematische Darstellung des Teilmodells Absorptionswärmepumpe (AWP)

Der Wärmestrom jeder Komponente kann anhand des durchströmenden Massenstroms und der Temperaturdifferenz zwischen dem Austritt und Eintritt beschrieben werden:

$$\dot{Q} = \dot{M} \cdot c_p \cdot (\vartheta_a - \vartheta_e) \quad (3-1)$$

mit:

- $\dot{Q}$ Wärmestrom, W
- $\dot{M}$ Massenstrom des Wassers, kg/s
- c_p Spezifische Wärmekapazität des Wassers, J/(kg·K)
- $\vartheta_{e,a}$ Temperatur beim Eintritt/Austritt jeder Komponente, °C

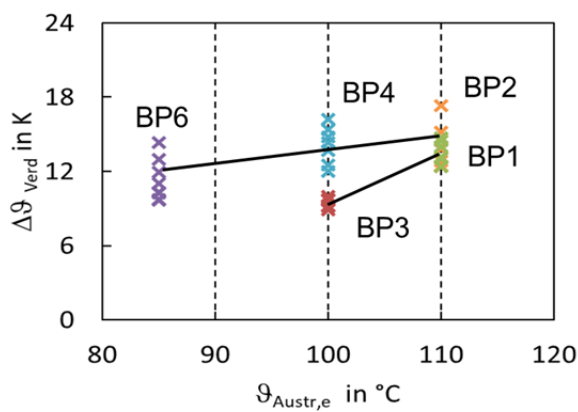
Unter Vernachlässigung der elektrischen Leistungsaufnahme der Lösungsmittelpumpe sowie der Wärmeverluste kann die Energiebilanz der Absorptionswärmepumpe wie folgt dargestellt werden:

$$\dot{Q}_{Austr} + \dot{Q}_{Verd} = \dot{Q}_{Kond} + \dot{Q}_{Abs} \quad (3-2)$$

Zur Beurteilung der Energieeffizienz der AWP wird das Wärmeverhältnis ζ_h eingeführt. Dies ist definiert als die Summe der abgegebenen Wärmeleistung am Kondensator und Absorber bezogen auf die zugeführte Wärmeleistung am Austreiber:

$$\zeta_h = \frac{\dot{Q}_{Kond} + \dot{Q}_{Abs}}{\dot{Q}_{Austr}} \approx 1 + \frac{\dot{Q}_{Verd}}{\dot{Q}_{Austr}} \quad (3-3)$$

Zur Kalibrierung des AWP-Modells wird die gemessene Temperaturabsenkung im Verdampfer über der Eintrittstemperatur des Austreibers dargestellt (Abbildung 3-3 links). In der betrachteten AWP-Verschaltung ist die Temperaturabsenkung im Verdampfer gleichbedeutend einer Absenkung des Fernwärmerücklaufs und der fernwärmeseitige Eintritt in den Austreiber ist gleich dem Fernwärmeverlauf. Mit den aus den Messwerten abgeleiteten zwei linearen Gleichungen (Abbildung 3-3, rechts) kann die Abhängigkeit der Rücklauftemperaturabsenkung von der Vorlauftemperatur des Fernwärmenetzes beschrieben werden.



$$\Delta\vartheta_{Verd} = f(\vartheta_{Austr,e})$$

BP1,3 : Radiator: 70/40 °C

$$\Delta\vartheta_{Verd} = 0,4293 \cdot \vartheta_{Austr,e} - 33,382$$

BP2,4,6: Fußbodenheizung: 35/28 °C

$$\Delta\vartheta_{Verd} = 0,1188 \cdot \vartheta_{Austr,e} + 1,4724$$

Abbildung 3-3 Regression der linearen Gleichungen für das Teilmodell AWP

Weiterhin werden für die beiden anderen Komponenten der AWP (Austreiber, Kondensator + Absorber) in gleicher Vorgehensweise jeweils zwei lineare Gleichungen (Gleichung 3-4 bis 3-7) aus den Messwerten abgeleitet. Durch diese Verknüpfung kann die Anzahl der freien Parameter des AWP-Modells auf eine einheitliche Bezugsgröße, der fernwärmeseitigen Eintrittstemperatur in den Austreiber $\vartheta_{Austr,e}$, reduziert werden.

$$\Delta\vartheta_{Austr} = 0,5974 \cdot \frac{\vartheta_{Austr,e}}{^{\circ}\text{C}} - 46,962 \text{ K (für BP1,3)} \quad (3-4)$$

$$\Delta\vartheta_{Austr} = 0,2516 \cdot \frac{\vartheta_{Austr,e}}{^{\circ}\text{C}} - 6,9001 \text{ K (für BP2,4,6)} \quad (3-5)$$

$$\Delta\vartheta_{Kond+Abs} = 0,0614 \cdot \frac{\vartheta_{Austr,e}}{^{\circ}\text{C}} + 8,6585 \text{ K (für BP1,3)} \quad (3-6)$$

$$\Delta\vartheta_{Kond+Abs} = 0,1065 \cdot \frac{\vartheta_{Austr,e}}{^{\circ}\text{C}} + 1,5482 \text{ K (für BP2,4,6)} \quad (3-7)$$

3.3. Anpassung des Betriebs einer AWP (AP 2)

In diesem Arbeitspaket wurde zuerst eine Netzdaten-Analyse durchgeführt, um das Einsatzpotenzial der AWP im Fernwärmenetz festzustellen. Die von dem projektbegleitenden Ausschuss (PA) zur Verfügung gestellten Messdaten des Fernwärmenetzes waren:

- Die Anschlussleistungen und die Wärmeverbrauchertypen von 2495 Hausstationen;
- Die gemessenen primärseitigen (Fernwärmeseite) Stundenwerte von Vor-, Rücklauftemperaturen, Volumenströme von 19 Hausstationen über das ganze Jahr, wobei für fünf davon auch sekundärseitige (Heizungswasserseite) Daten vorhanden sind.

Aus der Verteilung der Anschlussleistungen von insgesamt 2495 Hausstationen kann geschlossen werden, dass ca. 35% der Wärmeverbraucher im Leistungsbereich von 25 bis 100 kW liegen (Abbildung 3-4). Dies entspricht genau dem Auslegungsbereich der Hausstation mit AWP, die in diesem Projekt eingesetzt wird.

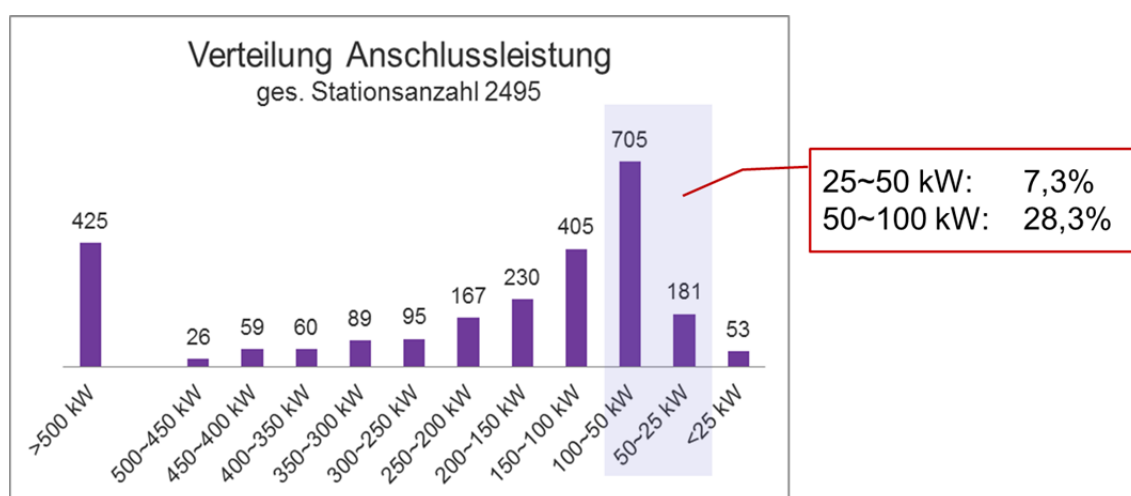


Abbildung 3-4: Verteilung der Anschlussleistung für den Einsatz der AWP

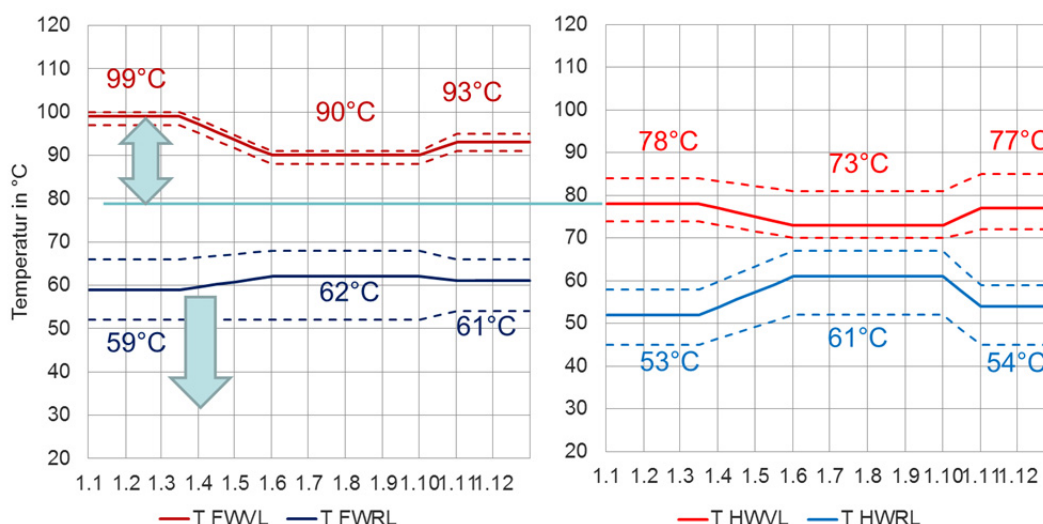


Abbildung 3-5 Ergebnisse der Netzdaten-Analyse für den Einsatz der AWP

In Abbildung 3-5 ist eine Gegenüberstellung der typischen gemessenen Temperaturverläufe des Fernwärmenetzes (links) und der Heizsysteme (rechts) im Jahresverlauf dargestellt. Die durchgezogenen Linien sind die gemittelten Monatswerte aus fünf Hausstationen, die gestrichelten Linien stellen die Schwankungsbreite der Temperaturen dar. Die Differenz zwischen beiden Vorlauftemperaturen kann zum Antrieb der AWP genutzt werden um durch Wärmeentnahme am Verdampfer die relativ hohe fernwärmeseitige Rücklauftemperatur zu senken.

Der zweite Schritt ist die Integration des AWP-Modells in das Modell der Hausstation (HS). Das Kernstück der bisher üblichen Hausstation des Fernwärmenetzes ist der Hauptwärmeübertrager (HWÜ), der in diesem Projekt durch einen Plattenwärmeübertrager im Gegenstrom abgebildet wird. Dadurch werden der Fernwärmewasserkreis und der Heizwasserkreis hydraulisch getrennt. Bei dem im Projekt entwickelten Konzept besteht die „neue“ HS aus der Absorptionswärmepumpe (AWP) und dem Hauptwärmeübertrager (HWÜ). Auf der Primärseite werden die Komponenten Austreiber (Austr) im Vorlauf und Verdampfer (Verd) im Rücklauf als Reihenschaltung eingeordnet. Auf der Sekundärseite werden die Komponenten Kondensator und Absorber (Kond+Abs) als eine Komponente parallel zu dem HWÜ in den Heizwasserkreis eingebunden (Abbildung 3-6).

Die am Austreiber aus dem Fernwärmeverlauf entzogene Wärme dient als Antriebsenergie der AWP. Die Absenkung der Rücklauftemperatur des Fernwärmenetzes wird durch die Leistung bzw. die Temperaturdifferenz am Verdampfer bestimmt. Die aus der primären Seite entzogene Wärme wird über Kondensator und Absorber an der sekundären Seite in das Hausnetz eingespeist. Auf der primären Seite strömt der gleiche Massenstrom $\dot{M}_{FW}$ des Fernwärmewassers durch die drei Komponenten, Austreiber, Hauptwärmeübertrager und Verdampfer:

$$\dot{Q}_{Austr} = \dot{M}_{FW} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{FW,VL} - \vartheta_{FW,HWÜ,e}) \quad (3-8)$$

$$\dot{Q}_{FW,HWÜ} = \dot{M}_{FW} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{FW,HWÜ,e} - \vartheta_{FW,HWÜ,a}) \quad (3-9)$$

$$\dot{Q}_{Verd} = \dot{M}_{FW} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{FW,HWÜ,a} - \vartheta_{FW,RL}) \quad (3-10)$$

$$\dot{Q}_{FW} = \dot{M}_{FW} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{FW,VL} - \vartheta_{FW,RL}) \quad (3-11)$$

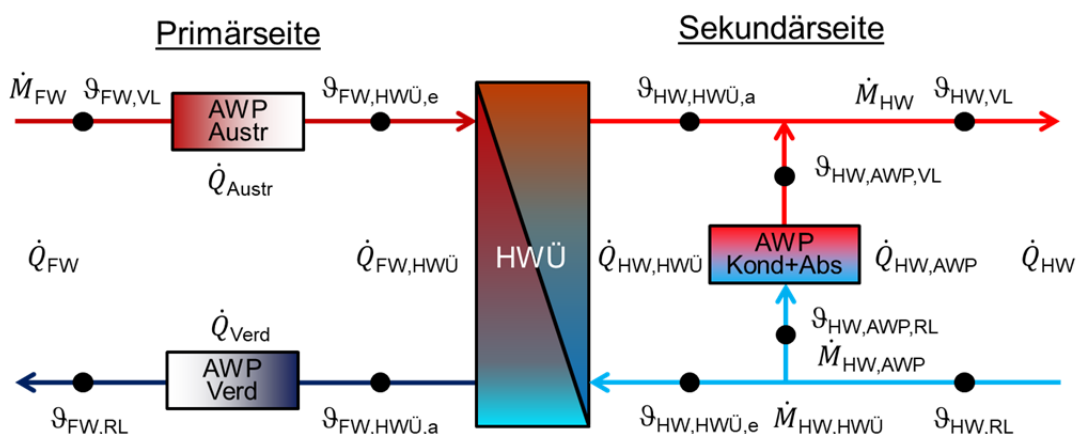


Abbildung 3-6: Schematische Darstellung des Teilmodells Hausstation (HS)

Auf der sekundären Seite wird der Massenstrom des Heizwassers auf zwei parallele Stränge aufgeteilt. Ein Teil durchströmt den Hauptwärmeübertrager. Der zweite Teil durchströmt parallel dazu den Kondensator sowie den Absorber. Die beiden Teilmassenströme werden wieder zusammengeführt und bilden den Vorlauf des Heizwassers.

$$\dot{Q}_{HW,HW\ddot{U}} = \dot{M}_{HW,HW\ddot{U}} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{HW,HW\ddot{U},e} - \vartheta_{HW,HW\ddot{U},a}) \quad (3-12)$$

$$\dot{Q}_{HW,AWP} = \dot{M}_{HW,AWP} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{HW,AWP,VL} - \vartheta_{HW,AWP,RL}) \quad (3-13)$$

$$\dot{Q}_{HW} = \dot{M}_{HW} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{HW,VL} - \vartheta_{HW,RL}) \quad (3-14)$$

Für die Verteilung der Massenströme wird ein Koeffizient zur Beschreibung der Massenstromaufteilung X eingeführt:

$$\dot{M}_{HW} = \dot{M}_{HW,AWP} + \dot{M}_{HW,HW\ddot{U}} \quad (3-15)$$

$$X = \frac{\dot{M}_{HW,HW\ddot{U}}}{\dot{M}_{HW}} \quad (3-16)$$

Unter der Annahme, dass die spezifische Wärmekapazität konstant ist, kann die Vorlauftemperatur des Heizwassers berechnet werden durch:

$$\vartheta_{HW,VL} = X \cdot \vartheta_{HW,HW\ddot{U},a} + (1 - X) \cdot \vartheta_{HW,AWP,VL} \quad (3-17)$$

Zur Kontrolle der Gesamtenergiebilanz des Teilmodells können folgende Gleichungen verwendet werden:

$$\dot{Q}_{FW} = \dot{Q}_{HW} \quad (3-18)$$

$$\dot{Q}_{FW,HW\ddot{U}} = \dot{Q}_{HW,HW\ddot{U}} \quad (3-19)$$

Nach der Kalibrierung des Teilmodells HS wurde die Simulation sowohl mit konstanten, als auch mit variablen Wärmekapazitätsströmen durchgeführt. Die Ergebnisse entsprechen dabei den gemessenen Werten der AWP. In Abbildung 3-7 ist ein Simulationsbeispiel dargestellt. Primärseitig wird die Rücklauftemperatur durch den Verdampfer der AWP abgesenkt, sekundärseitig kann die angestrebte Vorlauftemperatur des Heizwassers von 70 °C durch die Volumenstromverteilung zwischen HWÜ und Kondensator + Absorber erreicht werden. Auf diese Weise kann erreicht werden, dass die AWP nicht die gesamte Temperaturerhöhung zwischen Heizungsrücklauf und Heizungsvorlauf erreichen muss.

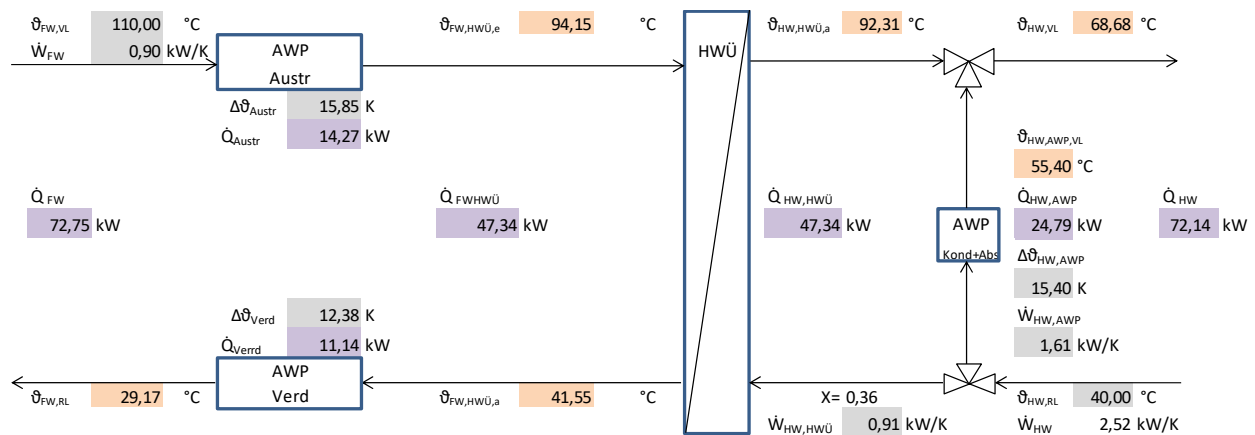


Abbildung 3-7 Ergebnisse der Simulationsrechnung für das Teilmodell Hausstation (HS)

3.4. Integraler Einfluss des Betriebs einer AWP auf das Fernwärmenetz (AP 3)

Um den integralen Einfluss der in die Hausstation integrierten AWP auf das Fernwärmenetz quantifizieren zu können, wurde das Fernwärmenetz in einem Simulationsmodell durch vier Teilmodelle abgebildet. Das Teilmodell Hausstation (HS) wurde bereits im Kapitel 3.3 vorgestellt. Im Rahmen von AP 3 wurden die Teilmodelle Verteilungsnetz (VN), Wärmeerzeuger (WE) und Wärmeverbraucher (WV) entwickelt. Diese werden nachfolgend vorgestellt.

3.4.1. Teilmodell Verteilungsnetz (VN)

Durch das Teilmodell Verteilungsnetz (VN) wird sowohl der thermische als auch der hydraulische Verlust der Rohrleitung berechnet. Mit den spezifischen Wärmeverlusten pro Trassenlänge kann die gesamte verlorene Wärme durch das Verteilungsnetz festgestellt werden, da diese Wärmeverteilverluste ein wesentlicher Faktor bei der Beurteilung der Effizienz des Fernwärmenetzes sind [22]. Außerdem wird der Temperaturverlauf entlang der Rohrleitung durch eine exponentielle Funktion beschrieben [23]. Der Temperaturabfall in der Vorlaufleitung ist an dieser Stelle von besonderer Bedeutung, da eine vertraglich vereinbarte Vorlauftemperatur bei der Wärmeübergabe garantiert werden muss. Die elektrische Leistungsaufnahme der Umwälzpumpe ist von den Druckverlusten in der Rohrleitung und dem geförderten Volumenstrom des Fernwärmenetzes abhängig [24]. Durch eine Druckverlustrechnung innerhalb des Teilmodells VN, können verschiedene Einflussfaktoren rechnerisch ermittelt werden. Darauf bauend wird die Abhängigkeit der elektrischen Leistungsaufnahme der Umwälzpumpe bzw. das Einsparpotential durch eine abgesenkte Rücklauftemperatur bestimmt.

▪ Thermische Verluste in axialer Richtung

Für das Teilmodell wird angenommen, dass das Mediumrohr aus Stahl, das Dämmmaterial zwischen dem Medium- und Mantelrohr aus Polyurethan-Schaum (PUR) und das Mantelrohr aus Kunststoff (PE) besteht. Die Vor- und Rücklaufleitung haben die gleichen Durchmesser, werden direkt in der Erde verlegt. Dies entspricht einer weit verbreiteten Verlegart von Fernwärmeleitungen in Deutschland [22], [25] (Abbildung 3-8).

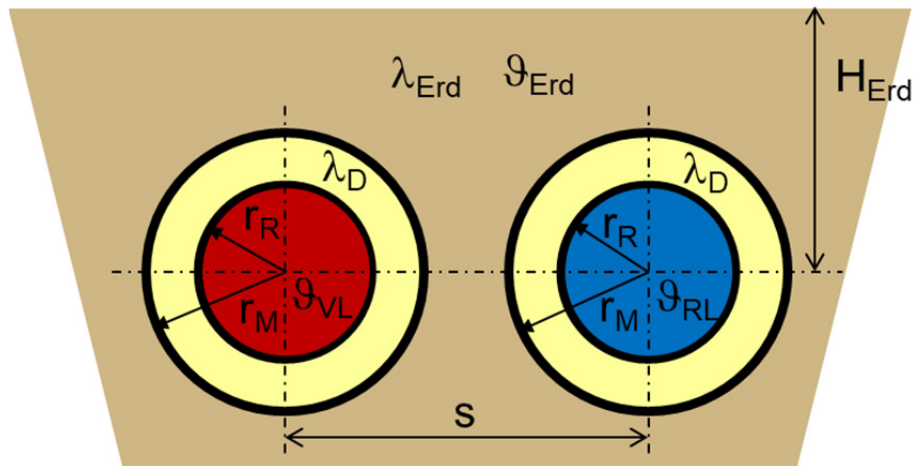


Abbildung 3-8 Schematische Darstellung erdverlegter Rohrleitungen

Aufgrund der hohen Wärmeleitfähigkeit λ des Stahl-Mediumrohres sowie der relativ dünnen Wandstärke kann der Temperaturabfall im Stahlrohr vernachlässigt werden. Der konvektive Wärmeübergangswiderstand im Rohrrinneren wird ebenfalls vernachlässigt. So setzt sich der Wärmedurchgangskoeffizient k_{VN} in $W/(m^2 \cdot K)$ für eines der beiden Einzelrohre (Vorlauf- oder Rücklaufleitung) aus folgenden drei Anteilen zusammen [26]:

- Wärmeleitung durch das Dämmmaterial des Rohres
- Wärmeleitung durch das Erdreich
- Gegenseitiger Einfluss der beiden Rohrleitungen.

$$k_{VN} = \frac{1}{\frac{r_R}{\lambda_D} \cdot \ln\left(\frac{r_M}{r_R}\right) + \frac{r_R}{\lambda_{Erd}} \cdot \ln\left(\frac{4H_{Erd}}{r_M}\right) + \frac{r_R}{\lambda_{Erd}} \cdot \ln\left\{\left[\left(\frac{2H_{Erd}}{s}\right)^2 + 1\right]^{0,5}\right\}} \quad (3-20)$$

mit:

r_R	Außenradius des Stahl-Mediumrohres, m
r_M	Außenradius des Mantelrohres, m
λ_D	Wärmeleitfähigkeit des Dämmmaterials, $W/(m \cdot K)$
λ_{Erd}	Wärmeleitfähigkeit des Erdreichs, $W/(m \cdot K)$
H_{Erd}	Verlegetiefe, m
s	Horizontaler Rohrabstand, m

Für die Berechnung des Wärmeverluststroms werden jedoch die Vor- und Rücklaufleitung zusammenfassend betrachtet. Die wärmeübertragende Oberfläche A_{VN} in m^2 berechnet sich aus dem Außenradius des Stahl-Mediumrohres (r_R in m) und der Länge der Rohrleitung (L in m) zusammen für die Vor- und Rücklaufleitung:

$$A_{VN} = 2 \cdot 2\pi r_R L = 4\pi r_R L \quad (3-21)$$

Zugleich wird die Temperaturdifferenz aus Differenz zwischen der gemittelten Vor- und Rücklauftemperatur (ϑ_{VL} und ϑ_{RL}) und der mittleren Temperatur der Erde (ϑ_{Erd}) definiert:

$$\Delta\vartheta_{VN} = \frac{\vartheta_{VL} + \vartheta_{RL}}{2} - \vartheta_{Erd} \quad (3-22)$$

Der Wärmeverluststrom für die Vor- und Rücklaufleitung eines Teilstranges in W ergibt sich aus den Gleichungen (3-20 bis 3-22) zusammen wie folgt:

$$\dot{Q}_{VN} = k_{VN} \cdot A_{VN} \cdot \Delta\vartheta_{VN} \quad (3-23)$$

Der spezifische Wärmeverluststrom pro Trassenmeter $\dot{q}_{VN}$ in W/m ergibt sich dann:

$$\dot{q}_{VN} = \frac{\dot{Q}_{VN}}{L} = \frac{k_{VN} \cdot A_{VN} \cdot \Delta\vartheta_{VN}}{L} \quad (3-24)$$

▪ Thermische Verluste in Längsrichtung

Die Temperaturabkühlung entlang einer Rohrleitung ist eine Exponential-Funktion (Abbildung 3-9). Die Vorlauftemperatur am Eintritt ($\vartheta_{VL,e}$ in °C) wird dabei als konstant angenommen, die Austrittstemperatur der Vorlauf ($\vartheta_{VL,a}$ in °C) berechnet sich nach [27]:

$$\vartheta_{VL,a} = \vartheta_{Erd} + (\vartheta_{VL,e} - \vartheta_{Erd}) \cdot e^{-\frac{k_{VN} \cdot 2\pi \cdot r_R \cdot L}{c_p \cdot \dot{M}}} \quad (3-25)$$

mit:

- k_{VN} Wärmedurchgangskoeffizient, W/(m²·K)
- r_R Außenradius des Stahl-Mediumrohres, m
- L Länge der Rohrleitung, m
- c_p Spezifische Wärmekapazität des Wassers, kJ/(kg·K)
- $\dot{M}$ Massenstrom des Wassers, kg/s

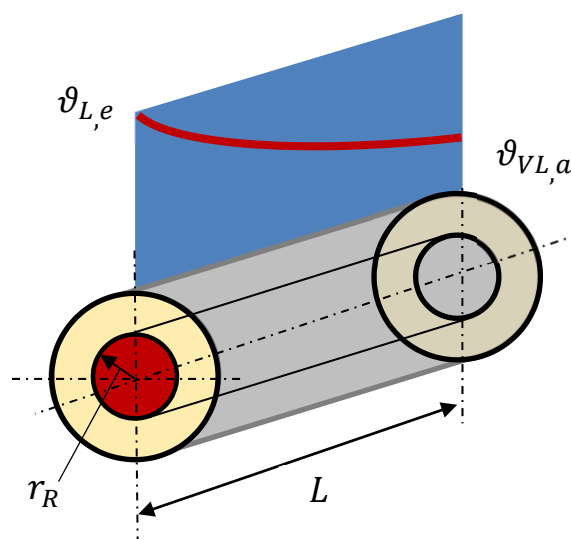


Abbildung 3-9: Schematische Darstellung des Temperaturverlaufs entlang der Rohrleitung

Der überwiegende Einsatzbereich des Kunststoffmantelrohrs liegt im Nennweitenbereich bis DN 600 [28]. In Abbildung 3-10 wird der berechnete spezifische Wärmeverlust in Abhängigkeit von der typischen Nennweite der Rohrleitung dargestellt. Dabei wird die Wandstärke der Dämmung sowie der Abstand zwischen den Rohren nach [29], [30] vorausgesetzt. Die blauen Punkte zeigen die Wärmeverluste bei den im BP 1 definierten Vor- bzw. Rücklauftemperaturen von 110/42 °C im Fall ohne AWP. Durch den Einsatz der AWP in der Hausstation, kann eine Absenkung der Rücklauftemperatur um 12 K bis 15 K erzielt werden. Dabei werden die Wärmeverluste jeweils um 9% (Abbildung 3-10, rote Punkte) bzw. 11% (Abbildung 3-10, grüne Punkte) reduziert.

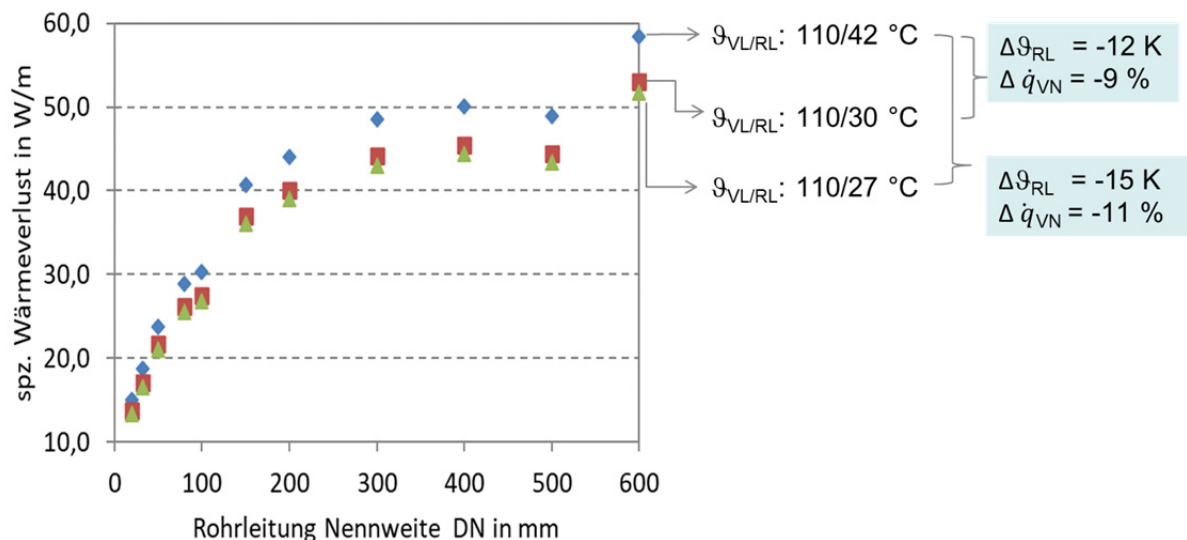


Abbildung 3-10 Spezifische Wärmeverluste in Abhängigkeit von Nennweite der Rohrleitung bei verschiedenen Rücklauftemperaturen

▪ Hydraulische Verluste in Rohrleitung

Mit dem Teilmodell Verteilungsnetz kann auch die Abhängigkeit der Druckverluste von den verschiedenen Netzwerkwiderstandswerten aufgezeigt werden. Der Druckverlust in einer Rohrleitung setzt sich aus zwei Teilen zusammen [24]:

$$\Delta p_{ges} = \Delta p_R + \Delta p_Z \quad (3-26)$$

wobei:

Δp_R Druckverlust durch Rohrreibung
 Δp_Z Druckverlust durch Einzelwiderstände der Rohreinbauten

Der Druckverlust durch Rohrreibung Δp_R ist abhängig von der Rohrrauigkeit, der Rohrgeometrie und der Strömungsgeschwindigkeit:

$$\Delta p_R = \lambda_R \cdot \frac{L}{D_i} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad (3-27)$$

mit:

λ_R	Rohrreibungszahl, -
L	Rohrlänge, m
D_i	Rohrinnendurchmesser, m
ρ	Dichte des Wassers, kg/m ³
w	Strömungsgeschwindigkeit, m/s

Bei der Berechnung wird zunächst die Strömungsgeschwindigkeit des Wärmeträgers in der jeweiligen Rohrleitung bestimmt. Die ist wiederum von dem durchgeflossenen Massenstrom abhängig:

$$w = \frac{4 \cdot \dot{M}}{\pi \cdot \rho_{Wasser} \cdot D_i^2} \quad (3-28)$$

Der Massenstrom bzw. der Volumenstrom über eine Teilstrecke berechnet sich aus der übertragenen Wärmeleistung sowie der Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf. Es gilt:

$$\dot{M} = \frac{\dot{Q}}{c_p \cdot \Delta\vartheta} \quad \text{oder} \quad \dot{V} = \frac{\dot{M}}{\rho_{Wasser}} \quad (3-29)$$

Die typische Strömungsgeschwindigkeit in Fernwärme-Rohrleitungen sind in der Tabelle 3-1 zu finden [31].

Tabelle 3-1 typische Strömungsgeschwindigkeit in Fernwärme-Rohrleitungen

Rohrleitung	Nenndurchmesser	Max. Strömungsgeschwindigkeit	Optimale Strömungsgeschwindigkeit
Transportleitung	≥ DN 500	4 m/s	3 m/s
Verteilungsleitung	≥ DN 150	3 m/s	1-2 m/s
Hausanschlussleitung	< DN 150	1,5-2 m/s	1 m/s

Die Rohrreibungszahl λ_R ist wiederum eine Funktion von der Reynolds-Zahl Re und der Rauigkeit der Rohrleitung ε . Wenn die Berechnung der Reynolds-Zahl (Re)

$$Re = \frac{w \cdot D_i}{\nu} \quad (3-30)$$

mit:

w	Strömungsgeschwindigkeit, m/s
D_i	Rohrinnendurchmesser, mm
ν	kinematische Viskosität des Wassers, m ² /s

ergibt, dass in allen Teilstrecken eine turbulente Strömung auftritt, wird die Reibungszahl λ_R nach folgender Gleichung berechnet:

$$\lambda_R = 0,11 \left(\frac{68}{Re} + \frac{\varepsilon}{D_i} \right)^{0,25} \quad (3-31)$$

Die Rauigkeit ε ist von dem Material der Rohrleitung abhängig. Hierfür können die Werte aus den Herstellerangaben oder Literatur [24] verwendet werden, für Stahl-Mediumrohren der Fernwärmenetze hat [32] einen Wert von 0,01 mm empfohlen.

Bei Einbauten im Rohrsystem werden die Druckverluste fast ausschließlich durch Umlenkungen und Querschnittsänderungen verursacht. Der Koeffizient ζ ist dimensionslos und von der Art des Widerstandes (Ventil, Krümmer usw.) abhängig. In Reihe geschaltete Einzelwiderstände werden zusammen summiert. Der Druckverlust ergibt sich dann aus:

$$\Delta p_Z = (\sum \zeta_i) \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad (3-32)$$

Wenn nicht genügend Daten über einzelne Rohreinbauten im Fernwärmenetz vorhanden sind, kann der Druckverlust durch die Einbauten alternativ nach Gleichung (3-33) in Abhängigkeit des Druckverlusts durch Rohrreibung angenommen werden. Hierbei wird davon ausgegangen, dass der Druckverlust durch die zusätzlichen Einbauten ca. 10 % bis 50 % des Druckverlustes durch Rohrreibung entspricht. Es ergibt sich daraus der gesamte Druckverlust Δp_{ges} zu:

$$\Delta p_{ges} = (1,1 \sim 1,5) \cdot \Delta p_R \quad (3-33)$$

Der hydraulische Schlechtpunkt bzw. der maximale Druckverlust ist dann die Summe aus allen in Reihe geschalteten Teilstrecken:

$$\Delta p_{max} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{ges,i} \quad (3-34)$$

Die benötigte elektrische Leistung der Umwälzpumpe des Fernwärmenetzes ist abhängig von dem gesamten Druckverlust am hydraulischen Schlechtpunkt Δp_{max} , dem Volumenstrom $\dot{V}$ sowie dem Wirkungsgrad der Pumpe [33]. Dem zufolge kann hergeleitet werden, dass die elektrische Leistung der Pumpe eine Funktion der 3. Potenz des Massenstromes ist. D.h. wenn der Massenstrom $\dot{M}$ im Fernwärmenetz durch eine Reduktion der Rücklauftemperatur bei gleichbleibendem übertragenem Wärmestrom $\dot{Q}$ reduziert wird, wird die elektrische Leistung der Pumpe um die Massenstromreduktion in 3. Potenz reduziert (Abbildung 3-11).

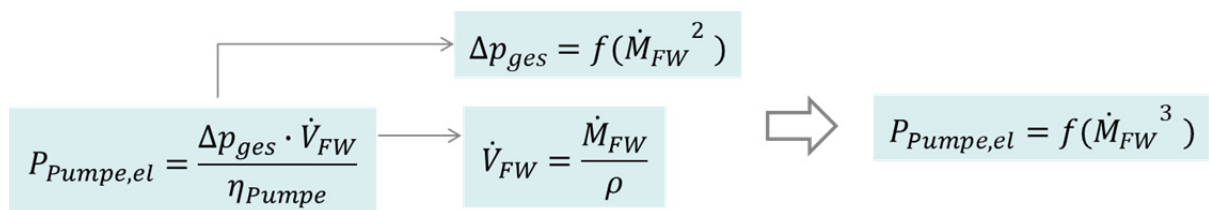


Abbildung 3-11 Herleitung des Zusammenhangs zwischen der Pumpenleistung und den Druckverlusten in Rohrleitungen

In Abbildung 3-12 ist ein Berechnungsbeispiel für die Einsparung der elektrischen Leistungsaufnahme durch einen verringerten Druckverlust im Fernwärmenetz dargestellt. Die Kurve zeigt die benötigte Pumpenleistung bei verschiedenen Massenströmen des Wassers. Wenn die fernwärmeseitige Rücklauftemperatur um 12 K bzw. 15 K abgesenkt wird, wird bei konstantem Wärmestrom der Massenstrom um 15% bzw. 18% reduziert. Aufgrund dieser Verringerung wird eine geringere elektrische Antriebsleistung für die Umwälzpumpe (36% oder 42%) benötigt.

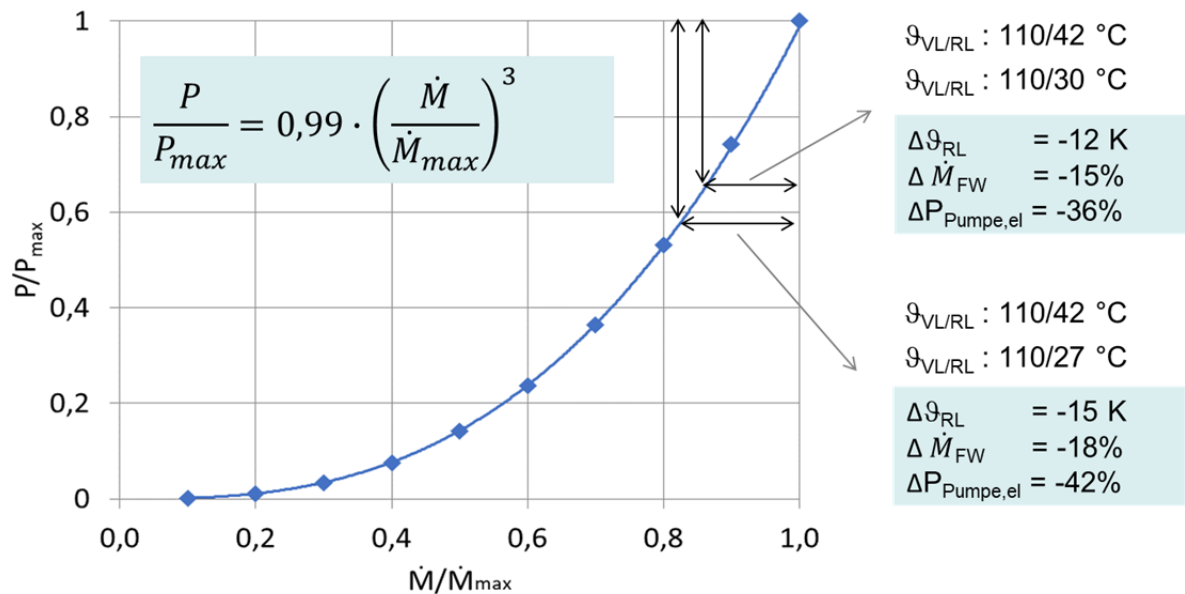


Abbildung 3-12 Einsparung der Pumpenleistung bei verschiedenen FW-Rücklauftemperaturen

3.4.2. Teilmodell Wärmeerzeuger (WE)

In Deutschland wird die Fernwärme vorwiegend in Großkraftwerken mit Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) erzeugt. In der technischen Anwendung sind dabei weitere unterschiedliche Anlagenvarianten vorhanden [25]. In diesem Projekt wird in dem Teilmodell Wärmeerzeuger (WE) zunächst die Modellierung der Wärmeerzeugung durch eine KWK-Anlage mit Dampfturbine fokussiert.

Bei dem Verfahren wird die Energieumwandlung von Primärenergie (Brennstoff) zu Nutzenergie (Wärme und Strom) über einen Clausius-Rankine Kreisprozess realisiert (Abbildung 3-13).

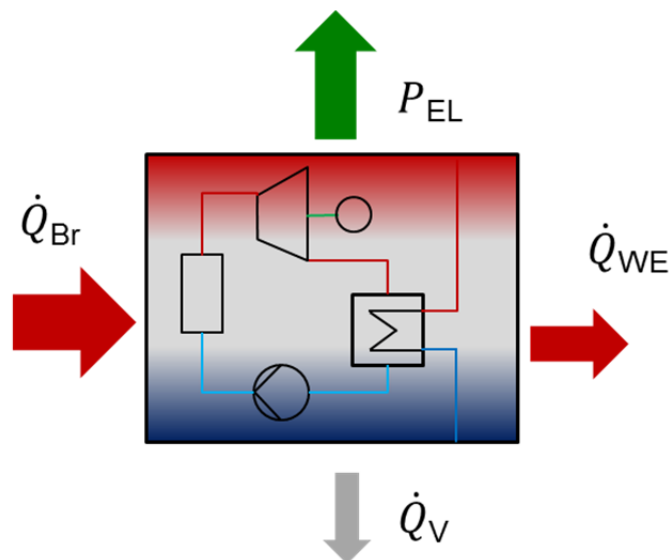


Abbildung 3-13 Schematische Darstellung einer vereinfachten Dampfturbinen Anlage

Die vom Brennstoff zugeführte Leistung $\dot{Q}_{Br}$ wird in elektrische Leistung P_{EL} , einen nutzbaren Wärmestrom $\dot{Q}_{WE}$ und einen nichtnutzbaren Wärmestrom (Wärmeverlust) $\dot{Q}_V$ umgewandelt [34].

$$\dot{Q}_{Br} = \dot{Q}_{WE} + P_{EL} + \dot{Q}_V \quad (3-35)$$

Ein wichtiges Kriterium für den KWK-Prozess ist die sogenannte Stromkennzahl. Diese wird definiert als das Verhältnis zwischen Stromabgabe/Wärmeabgabe. Je nach Anlagenart liegt die Stromkennzahl zwischen 0,2~0,4 [35].

$$n = \frac{P_{EL}}{\dot{Q}_{WE}} \quad (3-36)$$

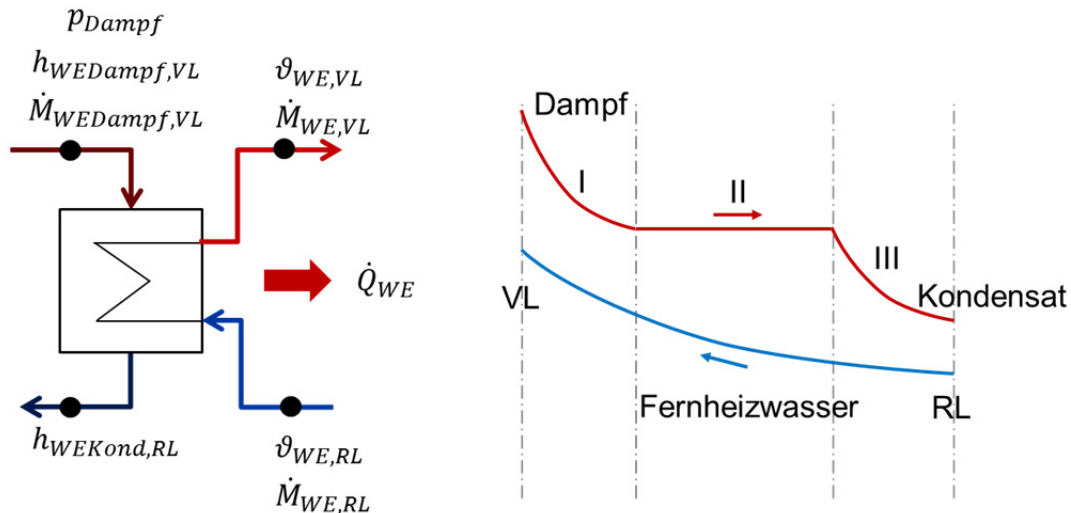


Abbildung 3-14 Schematische Darstellung zur Bilanzierung des Heizkondensators

Der Heizkondensator wird in der Modellierung als ein adiabater Gegenstrom-Wärmeübertrager betrachtet. Auf der Dampfseite wird der Wärmetransportprozess in drei Phasen unterteilt (Abbildung 3-14): der überhitzte Dampf wird zunächst bis zum Sättigungszustand abgekühlt (I). Bei konstantem Druck und der dazugehörigen Sättigungstemperatur wird das Kondensat verflüssigt (II). Das vollständig verflüssigte Kondensat wird anschließend weiter auf die vorgesehene Temperatur abgekühlt (III). Auf der Wasserseite wird das Wasser vom Fernwärme-Rücklauf auf eine bestimmte Vorlauftemperatur ohne Phasenänderung aufgewärmt. Die Wärmeleistung wird mit Massenstrom, Wärmekapazität und Temperaturdifferenz des Wassers berechnet.

$$\dot{Q}_{WE} = \dot{M}_{WEDampf} \cdot (h_{WEDampf,VL} - h_{WEKond,RL}) \quad (3-37)$$

$$\dot{Q}_{WE} = \dot{M}_{WE} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{WE,VL} - \vartheta_{WE,RL}) \quad (3-38)$$

mit:

$\dot{Q}$	Wärmeleistung, W
$\dot{M}$	Massenstrom des Wassers, kg/s
h	Enthalpie des Dampfes/Kondensates, J/kg
c_p	Spezifische Wärmekapazität des Wassers, J/(kg·K)
ϑ	Temperatur bei jeweiligem Vorlauf und Rücklauf, °C

Mit Hilfe des Teilmodells WE kann bei vorgegebenen thermohydraulischen Parametern des Fernwärmenetzes (Tabelle 3-2) die entsprechende Wärmeleistung, der spezifische Dampfverbrauch der KWK-Anlage sowie die Stromkennzahl und die elektrische Leistung der KWK-Anlage für den ausgewählten Betriebspunkten berechnet werden [35]. In der Tabelle 3-2 sind z.B. die Ergebnisse für den BP 1 dargestellt.

Tabelle 3-2 Berechnungsbeispiel für Wärmeerzeuger

Betriebspunkt	BP1		
Wärmeerzeuger Wasser Druck	p_{WE}	bar	16
Wärmeerzeuger Wasser Wärmekapazität	c_p	kJ/kgK	4,19
Wärmeerzeuger Wasser Massenstrom	$\dot{M}_{WEWa}$	kg/s	440
Wärmeerzeuger Wasser Rücklauftemperatur	$\vartheta_{WE,RL}$	°C	42
Wärmeerzeuger Wasser Vorlauftemperatur	$\vartheta_{WE,VL}$	°C	110,00
Wärmeerzeuger Wasser Wärmeleistung	$\dot{Q}_{WE}$	MW	125
Wärmeerzeuger Dampf Druck	$p_{WEDampf}$	bar	2
Wärmeerzeuger Dampf Vorlauftemperatur	$\vartheta_{WEDampf,VL}$	°C	500
Wärmeerzeuger Dampf Sättigungstemperatur	$\vartheta_{WE,Satt}$	°C	120,21
Enthalpie überhitzter Dampf im Vorlauf	$h_{WEDampf,VL}$	kJ/kg	3487,64
Enthalpie Dampf bei Sättigungstemperatur	$h_{WEDampf,satt}$	kJ/kg	2706,24
Enthalpie Kondensat bei Sättigungstemperatur	$h_{WEKond,satt}$	kJ/kg	504,686
Enthalpie unterkühltes Kondensat Rücklauf	$h_{WEKond,RL}$	kJ/kg	196,961
Wärmeerzeuger Kondensat Rücklauftemperatur	$\vartheta_{WEKond,RL}$	°C	47
Wärmeerzeuger Wasser Wärmekapazität	c_{pKond}	kJ/kgK	4,18
Wärmeerzeuger Dampf Massenstrom	$\dot{M}_{WEDampf}$	kg/s	38,09
Wärmeerzeuger Wärmeleistung Kond	$\dot{Q}_{WEKond}$	MW	125
spez.Dampfverbrauch	d	kg/kWh	4,61
Stromkennzahl	n	-	0,35
Wärmeerzeuger El. Leistung	P_{WE}	MW	44,5

Auf dieser Basis wird die Variationsrechnung mit abgesenkten Rücklauftemperaturen des Fernwärmenetzes unter zwei Annahmen durchgeführt. Bei einem konstanten Wassermassenstrom wird eine 12 K Absenkung der Rücklauftemperatur im Fernwärmenetz 18% mehr Wärmeleistung einbringen (Abbildung 3-15, links). D.h., im Wärmeerzeuger werden 16% mehr Massenstrom vom Dampf benötigt; dabei wird auch die elektrische Leistung vom Wärmeerzeuger um 15% erhöht (Abbildung 3-15, rechts).

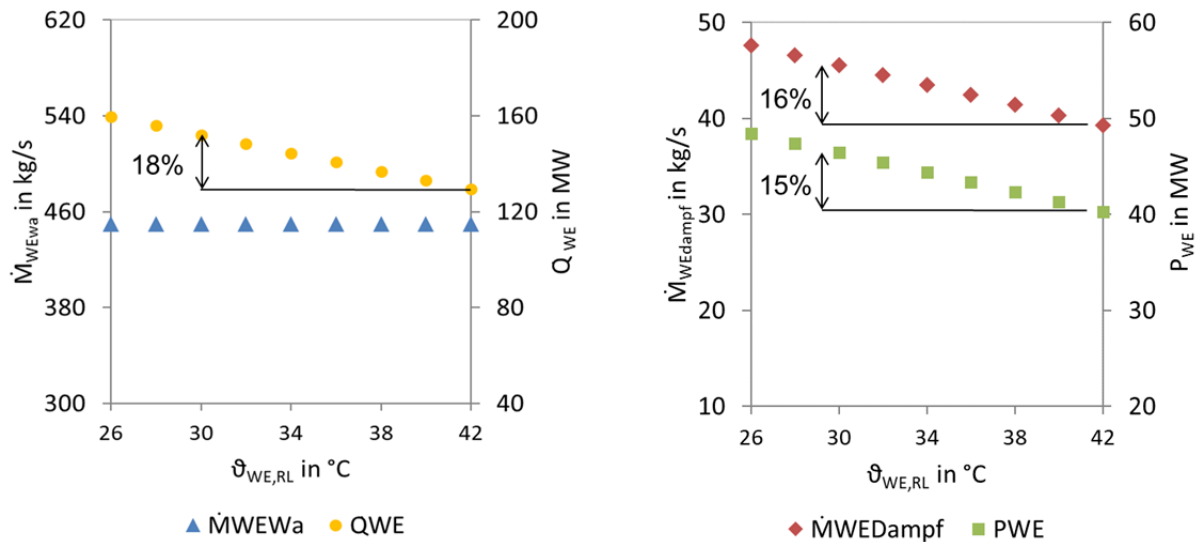


Abbildung 3-15 Veränderung des Dampfmassenstroms, der Wärmeleistung und der elektrischen Leistung des Wärmeerzeugers bei abgesenkten Fernwärme-Rücklauftemperaturen (Annahme: konstanter Wassermassenstrom)

Wenn angenommen wird, dass die Anschlussleistung des Wärmenetzes gleichbleiben soll (Abbildung 3-16, links), wird wegen der abgesenkten 12 K im Rücklauf der Massenstrom des Fernheizwassers um 15% reduziert. Dementsprechend wird im Wärmeerzeuger nur 2% weniger Dampf benötigt, gleichzeitig wird die elektrische Leistung sich um 2% reduzieren (Abbildung 3-16, rechts). D.h. die Absenkung der Fernwärme-Rücklauftemperatur hat in diesem Fall kaum Wirkung auf den Wärmeerzeuger.

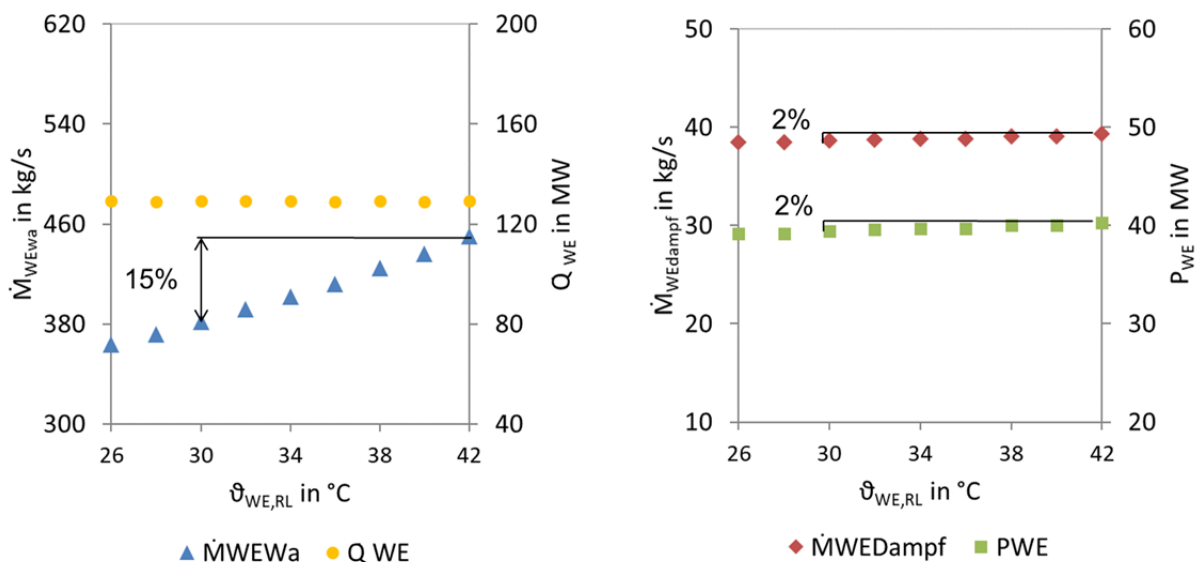


Abbildung 3-16 Veränderung des Dampfmassenstroms, der Wärmeleistung und der elektrischen Leistung des Wärmeerzeugers bei abgesenkten Fernwärme-Rücklauftemperaturen (Annahme: konstante Wärmeleistung)

3.4.3. Teilmodell Wärmeverbraucher (WV)

Für das Modell Wärmeverbraucher (WV) wird die Vorlauftemperatur des Wärmeverbrauchers in Abhängigkeit von der Außentemperatur modelliert. Dies entspricht dem derzeitigen Stand der Technik in der Regelung von witterungsgeführten Heizungsanlagen. Zusätzlich dazu wird vereinfachend ebenfalls die Spreizung des Wärmeverbrauchers in Abhängigkeit von der Außentemperatur modelliert. Zur Validierung werden dabei die gemessenen Verbrauchsdaten aus verschiedenen Hausstationen eines Fernwärmenetzes herangezogen.

Die Leistung eines Wärmeverbrauchers wird berechnet nach [35]:

$$\dot{Q}_{WV} = \dot{Q}_{HW} = \dot{M}_{HW} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{HW,VL} - \vartheta_{HW,RL}) \quad (3-39)$$

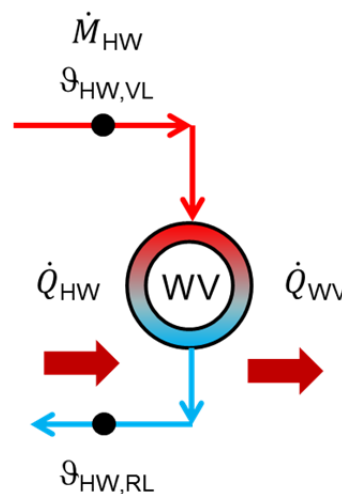


Abbildung 3-17 Schematische Darstellung eines Wärmeverbrauchers

Die Wärmeverbraucher sind in der Regel über eine Mengenregelung an das Fernwärmenetz angeschlossen. Jeder Wärmeverbraucher benötigt eine individuelle Wärmeleistung und daraus resultierend individuelle Massenströme. Um die an das Fernwärmenetz angeschlossenen Wärmeverbraucher realitätsnah abzubilden, werden in diesem Projekt zwei Verfahren verwendet:

1. Lastprofil auf Basis gemessenen Verbrauchsdaten

In diesem Verfahren sind die gemessenen Lastprofile der Temperaturen (Vor- und Rücklauf) und der Wärmeleistung vorhanden. Durch den geeigneten bzw. angepassten Normierungsfaktor werden die Lastprofile je nach Bedarf generiert. Als Ergebnisse kann der Wärmeverbrauch in unterschiedlichen Zeitskalen (z.B. Jahres-, Monats-, Wochen-, Tages- und Stundenwerte) dargestellt werden. Die Wärmeverbraucher mit unterschiedlichen Trinkwarmwasser (TWW)-Anteilen sowie die Temperaturverläufe wurden beispielsweise in der Abbildung 3-18 (mit 20% TWW-Anteil) und Abbildung 3-19 (mit 50% TWW-Anteil) gezeigt. Die jeweiligen rote und blaue Kurven sind die Vor-/Rücklauftemperaturen der Fernwärme sowie der Heizsysteme. Der Wärmeleistungsverlauf entspricht dem Verlauf der Außentemperatur. Der deutliche Unterschied liegt dabei, dass der Wärmeverbraucher mit größeren Trinkwarmwasser-Anteilen einen relativ konstanten Verlauf bei den Rücklauftemperaturen hat.

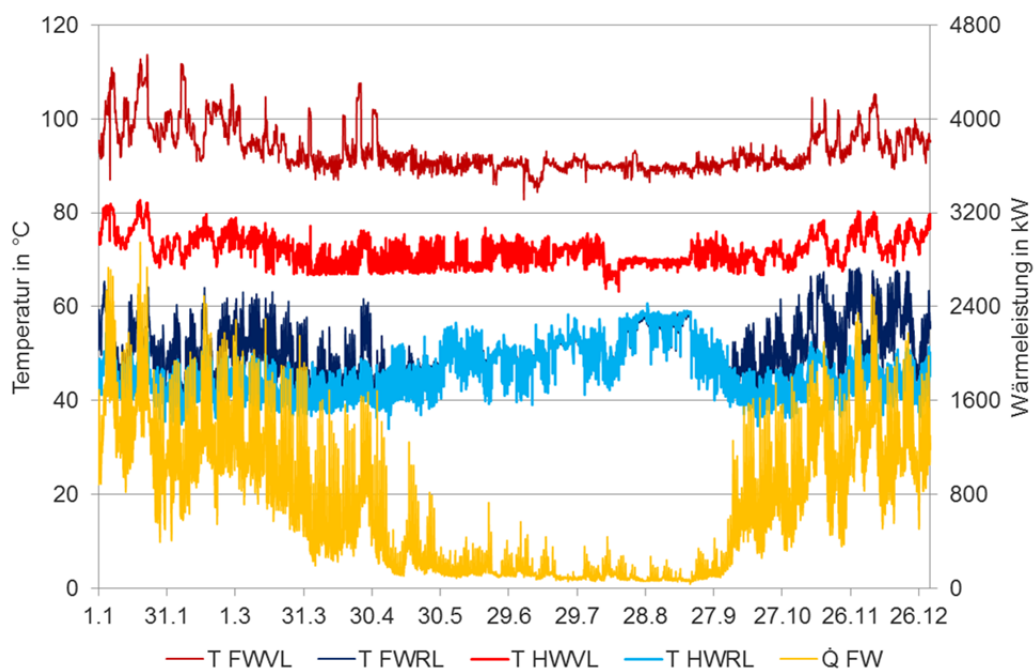


Abbildung 3-18 Gemessene Jahreslastprofile der Vor-/Rücklauftemperaturen und Wärmeleistung, WV mit 20% TWW-Anteil

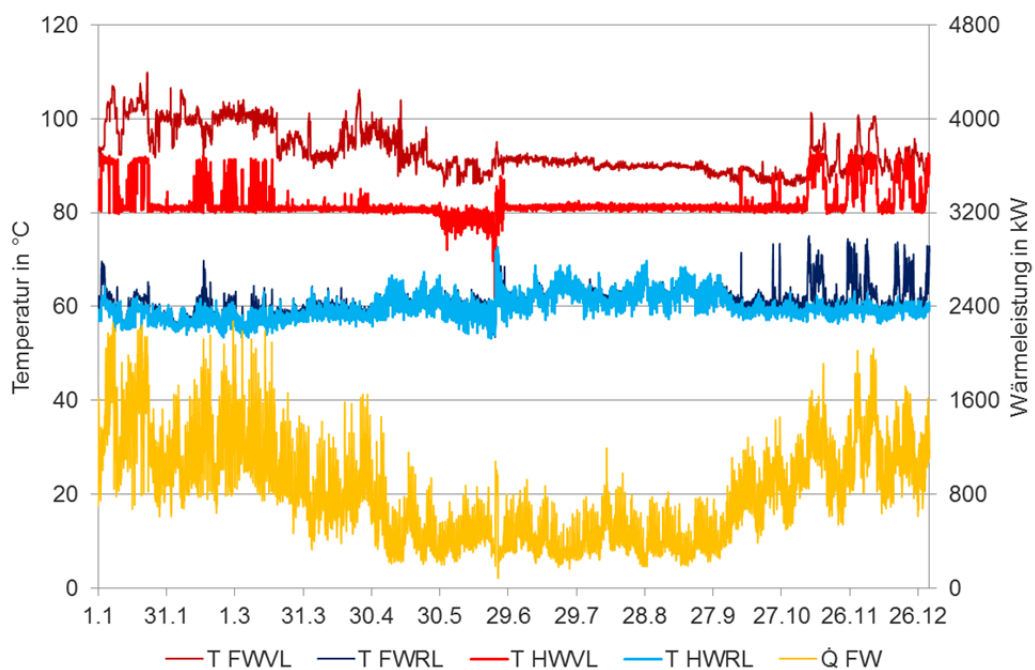


Abbildung 3-19 Gemessene Jahreslastprofile der Vor-/Rücklauftemperaturen und Wärmeleistung, WV mit 50% TWW-Anteil

2. Parametrisierte Standard-Lastprofile nach [36]

In diesem Verfahren wird zunächst der Tagesverbrauch in Abhängigkeit der verschiedenen Einflussfaktoren (z.B. Verbrauchertyp, klimatische Bedingungen, Wochentagabhängigkeit, Gleichzeitigkeitsgrad) durch die sogenannten „Sigmoidfunktion“ dargestellt. Der normierte Tagesverbrauch wird weiterhin mit den Stundenfaktoren zu den Stundenwerten des Wärmeverbrauches umgerechnet:

$$\dot{Q}_{ST} = \left[\frac{A}{1 + \left(\frac{B}{\vartheta_{amb} - 40} \right)^C} + D \right] \cdot F_{TAG} \cdot F_{ST} \quad (3-40)$$

mit:

$\dot{Q}_{ST}$	Wärmeleistung, kW
ϑ_{amb}	Außentemperatur, °C
A,B,C,D	Koeffizienten der Sigmoidfunktion, -
F_{TAG}	Wochentagfaktor, -
F_{ST}	Stundenfaktor, -

Mit Hilfe eines Entnormierungsfaktors können dann die Stundenwerte der Wärmeleistung je nach Angaben hoch skaliert werden. In [36] sind die Faktoren (Wochentagfaktor, Stundenfaktor) für 4 Verbrauchertypen von Haushaltskunden und 13 Verbrauchertypen für Kunden aus dem Bereich Gewerbe, Handel und Dienstleistung vorgegeben. Im Projekt sind jedoch zwei typische Verbraucher davon ausgewählt: Mehrfamilienhaus (MFH) und Bürogebäude (BGB). Die entsprechenden Koeffizienten und die Wochenfaktoren sowie die Stundenfaktoren sind in [36] zu finden.

In Abbildung 3-20 wird das berechnete typische Wärmelastprofil für ein Bürogebäude für einen Wintermonat dargestellt. Es ist nachzuvollziehen, dass der gesamte Verlauf des Wärmebedarfs der Außentemperatur gut entspricht. Der Wärmebedarf innerhalb eines Arbeitstags hängt von der Bürobesetzungszeit (8 Uhr bis 18 Uhr) ab. Auch die Reduzierung des Wärmebedarfs am Wochenende wird berücksichtigt.

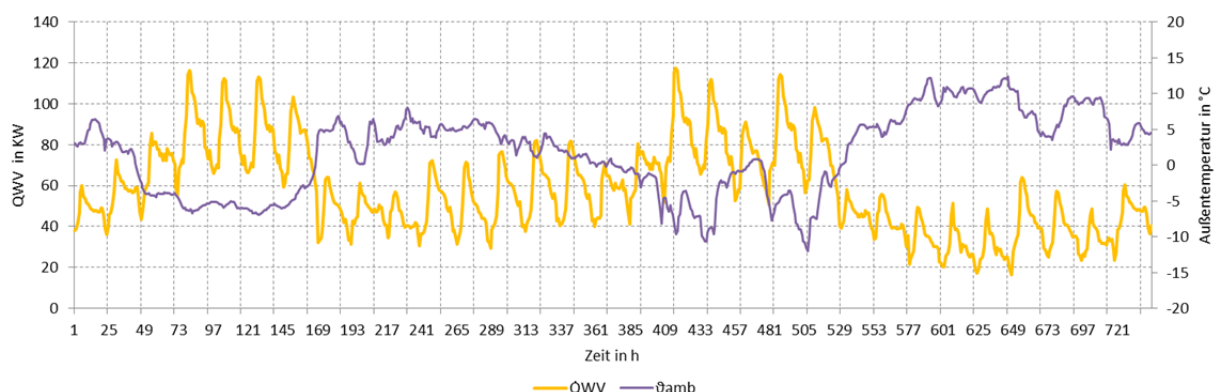


Abbildung 3-20 Berechnetes Wärmelastprofil im Wintermonat für ein Bürogebäude

3.4.4. Gesamtmodell des Fernwärmenetzsystem (FWN)

Die vier Teilmodelle wurden unter Verwendung von analytischen und statistischen Modellierungsansätzen stufenweise entwickelt. Darauf aufbauend werden die Teilmodelle zu einem Gesamtmodell zusammengefügt um die Einflüsse der in der HS mit integrierter AWP auf das gesamte Fernwärmenetz quantifizieren zu können. In Abbildung 3-21 und Abbildung 3-22 wird jeweils das gesamte Fernwärmenetzsystem (FWN) mit den Teilmodellen Wärmeerzeuger (WE), Verteilungsnetz (VN), Hausstation (HS), und Wärmeverbraucher (WV) dargestellt. Zum Vergleich wird die HS mit bzw. ohne integrierter AWP betrachtet. Die einzelnen Teilmodelle werden durch die thermodynamischen und strömungsmechanischen Größen (Temperaturen, Druck und Massenströme) miteinander verknüpft [37], wobei die allgemeinen Annahmen und Randbedingungen sorgfältig ausgewählt werden.

Fernwärmenetz ohne AWP

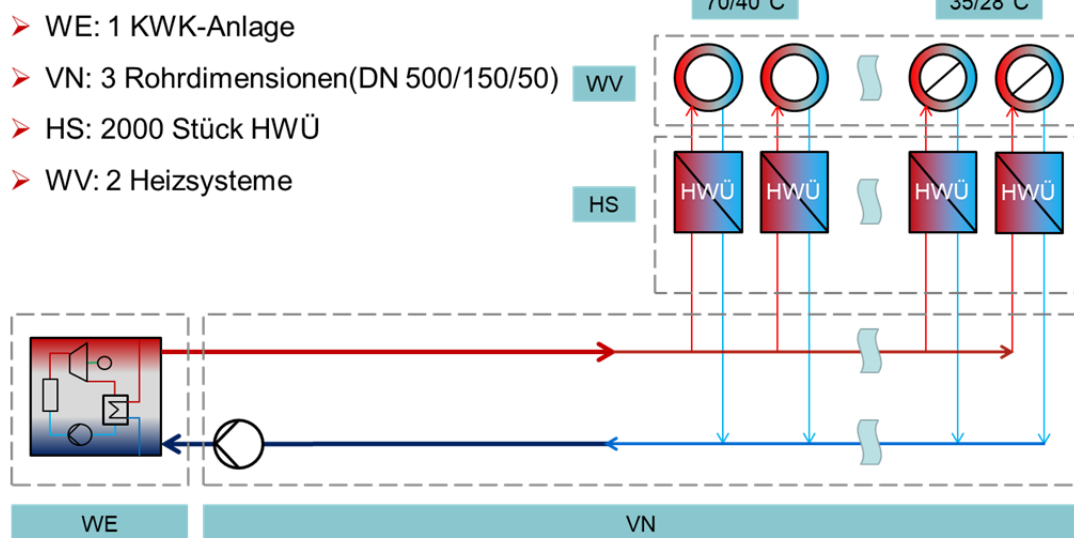


Abbildung 3-21 Schematische Darstellung des gesamten Fernwärmenetzsystem ohne AWP

Fernwärmenetz mit AWP

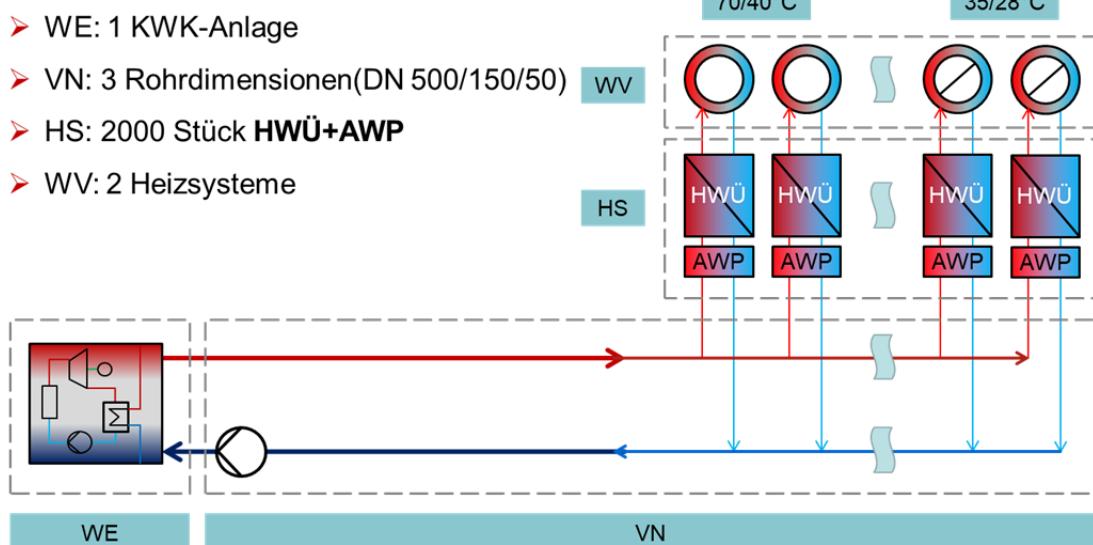


Abbildung 3-22 Schematische Darstellung des gesamten Fernwärmenetzsystems mit AWP

Der Wärmeerzeuger ist auf Basis einer Dampfturbinen-Anlage modelliert. Die Beschreibung des Teilmodells ist in Abschnitt 3.4.2 gegeben. Der Wärmebedarf ist in Fernwärmenetzen, wie auch bei der Gebäudebeheizung im Allgemeinen, stark von der Außentemperatur abhängig. Demzufolge läuft die Einsatzplanung von Wärmeerzeugern im Systemmodell mittels Sollwertkurven. Diese verwendete Sollwertkurve ist in Abbildung 3-23 dargestellt. Die in diesem Projekt betrachteten drei Vorlauftemperaturen (110°C/100°C/85°C) sind sehr typisch für die ganze Heizperiode.

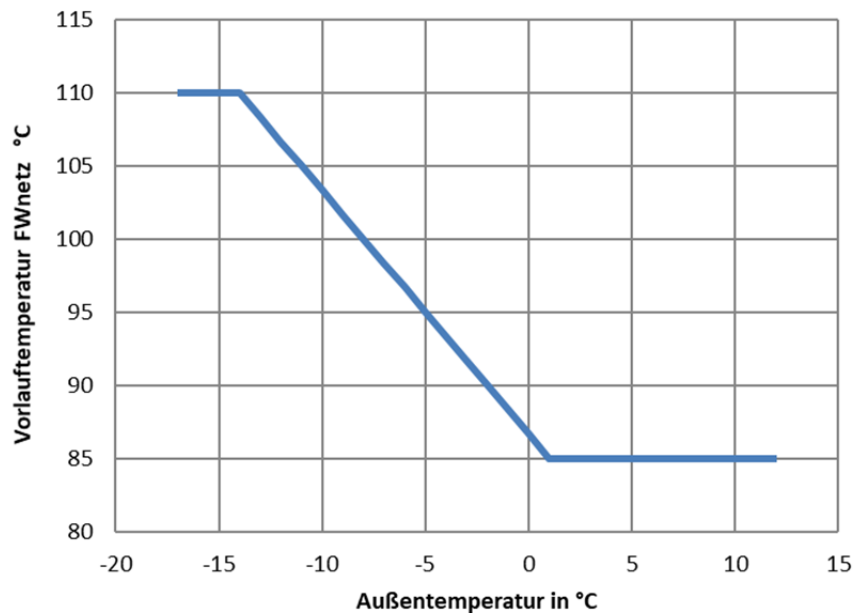


Abbildung 3-23 Vorlauftemperatur des Fernwärmenetzes in Abhängigkeit von der Außentemperatur

Für das Gesamtmodell wird ein fiktives Verteilungsnetz ausgelegt. Wichtige Größen für die Analyse sind unter anderem die Vor- und Rücklauftemperaturen, die Drücke sowie die Massenströme. Um das Modell-Fernwärmenetz repräsentativ aufbauen zu können, werden für die Rohrleitungen vom Wärmeerzeuger zu den Wärmeverbraucher drei typische Rohrleitungsdimensionen verwendet:

- Transportleitung (DN500),
- Verteilungsleitung (DN150),
- Hausanschlussleitung (DN50).

Um die gesamte erzeugte Wärme zu verteilen, wurden im gesamten Modell 2000 Hausstationen bzw. 2000 Wärmeverbraucher ausgelegt. Die zwei typischen Heizsysteme mit unterschiedlichen Temperaturniveau sind berücksichtigt (1000 Hausstationen mit 70/40°C, 1000 Hausstationen mit 35/28°C). Die summierten Wärmebedarfe der Wärmeverbraucher entsprechen der Nettowärmeerzeugung (die bereitgestellte Wärme aus dem Wärmeerzeuger minus die Wärmeverluste durch das Verteilungsnetz).

Im Folgenden wurden die wichtigen Parameter für das gesamte Modell FWN in Tabelle 3-3 aufgelistet. Die detaillierten Parametereinstellungen sind im einzelnen Teilmodell betrachtet, diese werden auch in das hier vorgestellte Gesamtmodell implementiert.

Tabelle 3-3 Wichtige Parameter des gesamten Modells FWN

WE				
Wärmeerzeuger Wasser Druck	p_{WE}	bar	16	
Wärmeerzeuger Wasser Wärmekapazität	c_p	kJ/kgK	4,20	
Wärmeerzeuger Wasser Massenstrom	$\dot{M}_{WEWa}$	kg/s	440	
Wärmeerzeuger Dampf Druck	$p_{WEDampf}$	bar	2	
Wärmeerzeuger Dampf Vorlauftemperatur	$\vartheta_{WEDampf,VL}$	°C	500	
Wärmeerzeuger Wasser Wärmeleistung	$\dot{Q}_{WE}$	MW	161	
Stromkennzahl	n	-	0,30	
Wärmeerzeuger El. Leistung	P_{WE}	MW	49	
VN				
Temperatur der Erde	ϑ_{Erd}	°C	10	
Wärmeleitfähigkeit der Erde	λ_{Erd}	W/mK	1,2	
Wärmeleitfähigkeit der Dämmung	λ_D	W/mK	0,024	
Verlegetiefe	H_{Erd}	m	0,8	
Horizontaler Abstand der Rohrleitung	s	m	0,4	
Rohrlänge (Trassenlänge/HS)	L	m	5000	
Rohrdimension	DN	-	DN 500	
Außenradius des Stahl-Mediumrohres	r_R	m	0,254	
Außenradius des Kunststoff-Mantelrohres	r_M	m	0,355	
Rohrrauigkeit	ε	mm	0,01	
Zuschlagfaktor Einzelwiderstände	f	-	1,3	
Innendurchmesser des Stahl-Mediumrohres	d_i	m	0,4954	
Ferwärmewasser Massenstrom	$\dot{M}_{VN}$	kg/s	440	
HS (mit AWP)			HS1: 70/40 °C	HS2: 35/28 °C
Druckverlust HS	Δp_{HS}	bar	0,5	0,5
Anzahl der HS	Stück	-	1000	1000
Austreiber Temperaturdifferenz	$\Delta \vartheta_{Austr}$	K	15,9	16,7
Verdampfer Temperaturdifferenz	$\Delta \vartheta_{verd}$	K	12,4	12,4
Kond+Abs Temperaturdifferenz	$\Delta \vartheta_{K+A}$	K	15,4	16,1
Kond+Abs Wärmekapazitätsstrom	$\dot{W}_{K+A}$	kW/K	1,6	1,6
Heizwassernetz HWÜ Wärmekapazitätsstrom	$\dot{W}_{HWHWÜ}$	kW/K	0,8	10,3
Fernwärmeseitiger Wärmekapazitätsstrom	$\dot{W}_{HS,FW}$	kW/K	0,9	0,9
Fernwärmeseitige Wärmeleistung	$\dot{Q}_{HS,FW}$	kW	73	84
WV			HK1: 70/40 °C	HK2: 35/28 °C
Heizwasser Rücklauftemperatur	$\vartheta_{HW,RL}$	°C	40	28
Heizwasser Vorlauftempertaur Soll	$\vartheta_{HW,VLSoll}$	°C	70	35
Heizwasser Wärmeleistung	$\dot{Q}_{HW}$	kW	73	83

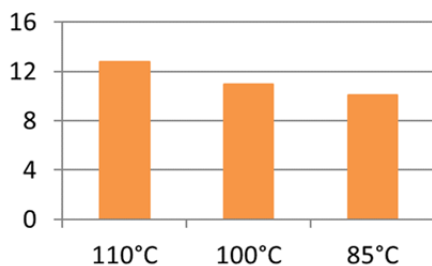
Die gesamten Simulationsrechnungen werden unter zwei Annahmen (konstante Wärmeleistung / konstante Massenströme) durchgeführt, um die verschiedenen Wechselwirkungen der AWP auf das Wärmeverteilungsnetz bzw. dem Wärmeerzeuger festzustellen.

Bei konstantem Massenstrom:

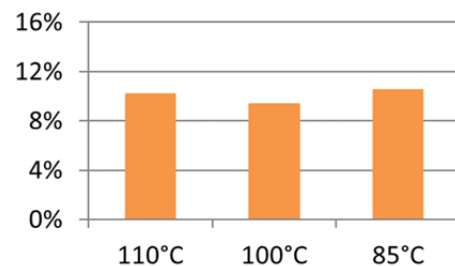
In dieser Simulation wird der Massenstrom im Fernwärmenetz für die Simulation der HS mit AWP bzw. ohne AWP konstant gehalten. Für die verschiedenen Antriebstemperaturen des Austreibers der AWP, welche mit der Vorlauftemperatur des Fernwärmenetzes übereinstimmt, werden die in Abbildung 3-24 dargestellten Ergebnisse erreicht. Die Änderungen beziehen sich dabei stets auf die Simulationsergebnisse ohne AWP.

Durch die Verwendung der AWP wird die Rücklauftemperatur im Fernwärmenetz abgesenkt. Hierdurch werden einerseits der Wärmeverlust des Verteilungsnetzes verringert andererseits die Wärmekapazität des Netzes vergrößert. Das bedeutet, dass mit gleichbleibendem Massenstrom vom Wärmeerzeuger mehr Wärme bereitgestellt werden muss, wodurch auch die Stromproduktion ansteigt. Im Durchschnitt wird eine Rücklauftemperaturabsenkung von ca. 11 K erreicht. Die Wärmeverluste werden hierdurch um 10 % reduziert. Gleichzeitig wird die mit dem Fernwärmenetz übertragbare Wärmeleistung um 17 % und die Stromproduktion im Wärmeerzeuger um 16 % erhöht.

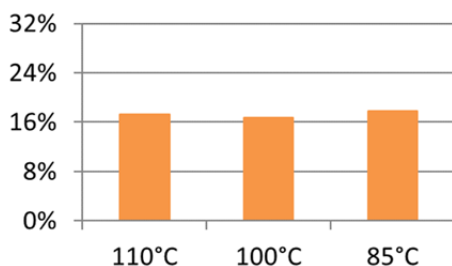
Absenkung der FW-Rücklauftemperatur [K]



Reduktion des VN-Wärmeverlustes [%]



Erhöhung der WE-Wärmeleistung [%]



Erhöhung der WE-Stromleistung [%]

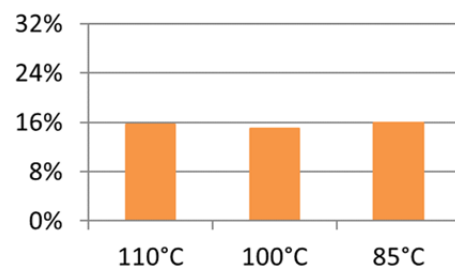


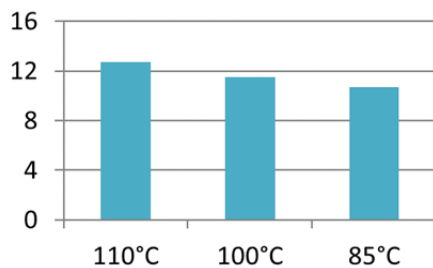
Abbildung 3-24 Auswirkung der reduzierten FW-Rücklauftemperatur bei konstantem Massenstrom für verschiedene FW-Vorlauftemperaturen

Bei konstanter Wärmeleistung:

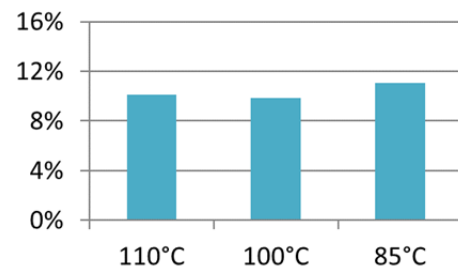
Durch den Einsatz der AWP wird auch in dieser Simulation die Rücklauftemperatur des Fernwärmenetzes um 11 K abgesenkt, wodurch der Wärmeverlust um 10 % verringert wird. Da die Wärmeleistung des Fernwärmenetzes unverändert bleiben soll, muss der Massenstrom des Netzes reduziert werden. Aus diesem Grund sinkt die für die Verteilung benötigte elektrische

Leistungsaufnahme der Umwälzpumpe um 24 %. Die Ergebnisse sind in Abbildung 3-25 dargestellt.

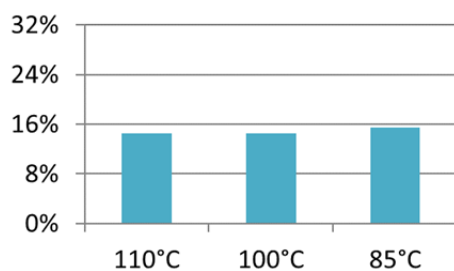
Absenkung der FW-Rücklauftemperatur [K]



Reduktion des VN-Wärmeverlustes [%]



Reduzierung des Massenstromes [%]



Einsparung der Pumpenleistung [%]

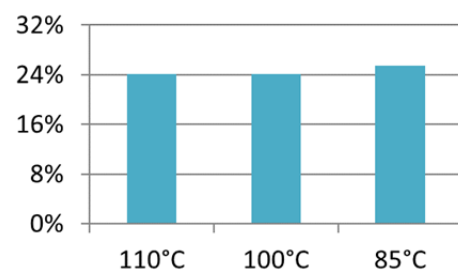


Abbildung 3-25 Auswirkung der reduzierten FW-Rücklauftemperatur bei konstanter Wärmeleistung für verschiedene FW-Vorlauftemperaturen

Für die Jahressimulation wird angenommen, dass das Fernwärmenetz jeweils 70 Heiztage im Jahr mit den drei ausgewählten Vorlauftemperaturen betrieben wird. Dies entspricht den typischen 7 Monaten Heizperiode im Jahr für Deutschland. Daraus kann der Jahresbetrag des Einsparpotenzials berechnet werden, die Ergebnisse sind in der Tabelle 3-4 zusammengefasst.

Insgesamt lässt sich aus diesen Berechnungen ableiten, dass durch die Integration der AWP in der Hausstation die Rücklauftemperatur im Jahresmittelwert um 12 K abgesenkt werden kann. Hierdurch können die Wärmeverluste im Verteilnetz um 4,6 – 4,8 GWh/a abgesenkt werden. Bei konstantem Massenstrom kann eine um 105 GWh/a größere Wärme transportiert werden. In der Wärmeerzeugung steigt hierdurch die erzeugte elektrische Energie um 30 GWh/a an. Bei gleichbleibender transportierter Wärmemenge, kann der Massenstrom im Fernwärmenetz um 65 kg/s reduziert werden. Hieraus resultiert ein geringerer elektrischer Strombedarf von 1 GWh/a für den Betrieb der Umwälzpumpe.

Tabelle 3-4 Ergebnisse der Wechselwirkungen der abgesenkten FW-Rücklauf-temperatur aus der Jahressimulation

	bei konstantem Massenstrom				bei konstanter Wärmeleistung			
	Ohne AWP	Mit AWP	Differenz	Differenz in %	Ohne AWP	Mit AWP	Differenz	Differenz in %
FW-Rücklauf-temperatur in °C	39	28	12 K	30 %	39	27	12 K	30 %
VN-Wärmeverluste in GWh/a	47	42	4,6	10 %	47	42	4,8	10 %
VN-Massenstrom in kg/s	440	440	0	0	440	375	65	15 %
VN-Pumpen el. Energie in GWh/a	4	4	0	0	4,3	3,3	1	25 %
WE-Wärmeenergie in GWh/a	610	715	105	17%	610	612	2	0,3 %
WE- el. Energie [GWh/a]	193	223	30	16%	193	191	2	1,1%

4. Experimentelle Untersuchungen

Im Rahmen des Projektes wird in drei Entwicklungsschritten die AWP näher untersucht. In der ersten AWP wird der ursprüngliche Aufbau der AKM aus [12] als Wärmepumpe mit den Bedingungen aus einem Fernwärmenetz betrieben. Dabei werden insbesondere die Ammoniak/Wasser-Füllmenge und -Konzentration auf die Betriebsbedingungen in Fernwärmenetzen angepasst. Eine Anpassung der Wärmeübertrager erfolgte in diesem Schritt nicht. In den experimentellen Untersuchungen werden, um das Projektziel einer hohen Rücklauftemperaturabsenkung zu erreichen, die Volumenströme im Austreiber und im Verdampfer reduziert. Die messtechnischen Untersuchungen sollen insgesamt die folgenden Fragestellungen beantworten:

- Welche Komponenten der AWP müssen wie für den Fernwärmebetrieb angepasst werden (AP 4)?
- Welche Leistungssteigerung kann durch den Einsatz eines KMWÜ erzielt werden und kann dieser eventuell zur Senkung der Investitionskosten entfallen (AP 4)?
- Ist eine Reihen- oder Parallelschaltung des Absorbers und Kondensators im externen Heizkreis energetisch sinnvoller (AP 5)?
- Wie ist das Betriebsverhalten der AWP im Betrieb als HS bei reduziertem fernwärme-seitigen Massenstrom also bei Teillast (AP 5)?
- Wie ist das Betriebsverhalten der AWP bei Laständerungen im Tagesverlauf verschiedener Gebäudetypen (AP 6)?

Zuvor müssen jedoch eine optimale Kältemittelfüllmenge sowie ein optimaler Ammoniakmassenanteil der Befüllung ermittelt werden. Nachfolgend wird der Prozess kurz beschrieben. Eine detailliertere Beschreibung für diesen Vorgang kann aus [38] entnommen werden.

4.1. Ermittlung der Ammoniak-Wasser Füllmenge (AP 4)

Die Bestimmung der optimalen Anlagenbefüllung erfolgt anhand eines iterativen Prozesses. Sowohl die Ammoniak- als auch die Wassermasse der ersten Befüllung werden hierfür zunächst bewusst zu niedrig gewählt. Auf diese Weise kann die Befüllung durch weiteres Zuführen von Ammoniak beziehungsweise einer Lösung mit dem Ammoniakmassenanteil der armen Lösung gezielt verändert werden.

Die Überprüfung der Einfüllmenge erfolgt anhand der Füllstände im KM-Reservoir und im Abscheider. An diesen Behältern sind Schaugläser angebracht, durch die der Füllstand abgelesen werden kann. Das Vorgehen bei der Befüllung der AWP ist in Abbildung 4-1 dargestellt. Für die Ermittlung der Füllmenge wird für den Testbetrieb der BP 2 aus Tabelle 2-1 gewählt. Es wird erwartet, dass in diesem BP der Füllstand im KM-Reservoir maximal ist. Zudem wird für die iterative Anlagenbefüllung die Parallelschaltung aus Absorber und Kondensator genutzt, da bei der Parallelschaltung ein geringerer Hochdruck und damit ein größeres flüssiges Kältemittelvolumen im KM-Reservoir erwartet wird. Ist während des Betriebs das KM-Reservoir nicht vollständig gefüllt, so wird durch Zugabe von reinem Ammoniak der Ammoniakmassenanteil in der AWP erhöht. Sobald das Kältemittel im KM-Reservoir im stationären Betrieb der AWP mit flüssiger Phase gefüllt ist, wird zusätzlich die gesamte Füllmenge in der Anlage kontrolliert.

Der Füllstand im Pumpenvorlagebehälter wird durch die Regelung des LM-Ventils auf konstantem Niveau gehalten. Im Austreibervorlagebehälter stellt sich die Füllhöhe ein, die zur Überwindung des Druckverlustes am Austreiber nötig ist. Eine Ansammlung der Lösung kann aus diesem Grund nur im Abscheider erfolgen. Daher wird der Füllstand im Abscheider zur Beurteilung der Gesamtfüllmenge in der AWP herangezogen. Die in dem Abscheider verbauten Raschigringe müssen mit Flüssigkeit benetzt sein, um das Herstellen des stofflichen Gleichgewichtszustandes zu beschleunigen [39]. Eine optimale Gesamtfüllmenge und damit eine optimale Wassermasse sind erreicht, wenn der Abscheider bei vollständig gefülltem KM-Reservoir zu circa 1/3 mit flüssiger armer Lösung gefüllt ist. Hierdurch kann in einem anderen BP der AWP, bei dem weniger Kältemittel im KM-Reservoir aufgestaut wird, weiteres zuvor im KM-Reservoir gespeichertes Kältemittel im Abscheider aufgenommen werden.

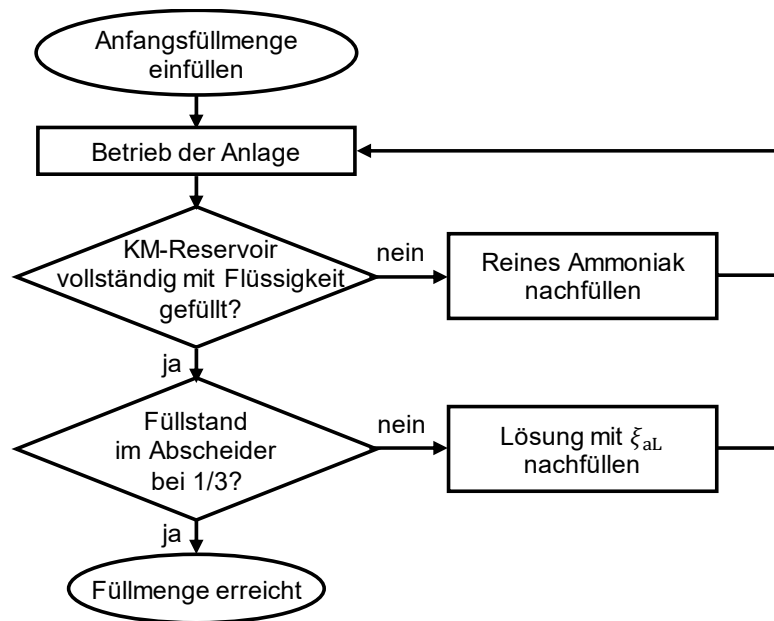


Abbildung 4-1 Vorgehen bei der Ermittlung der optimalen Ammoniak-Wasser Füllmenge

Zwischen den einzelnen Umbauten der AWP verändern sich mit den Kältemittelvolumina auch die thermodynamischen Zustände im Ammoniak-Wasser Kreislauf. Insgesamt kann daher kein einzelner gültiger Wert für die Gesamtmasse sowie für den Ammoniakmassenanteil der Befüllung angegeben werden. Die optimalen Werte, die durch das oben beschriebene Verfahren ermittelt werden, betragen für die optimale Gesamtfüllmenge ca. 11 kg bei einem Ammoniakmassenanteil von ca. $\xi \approx 0,62$. Dies entspricht einer Ammoniakmasse von ungefähr 6,7 kg und liegt damit unter der für Sicherheitsvorkehrungen in Gebäuden relevanten Füllmenge von 10 kg [40].

4.2. Überprüfung und Optimierung der Einzelkomponenten (AP 4)

Für die erste Anpassung der AWP an die Betriebsbedingungen in Fernwärmenetzen wird der bisherige Stand der AWP aus [12] neu aufgebaut und die benötigte Ammoniak-Wasser-Mischung neu bestimmt. Repräsentativ für die Messungen bei diesem Aufbau sind in Abbildung 4-2 die gemessenen mittleren Temperaturen und die daraus berechneten Leistungen in BP 2 dargestellt. Dabei sind die gemessenen und berechneten Werte sowie die getroffenen Annahmen in der Legende der Abbildung 4-2 farblich hervorgehoben.

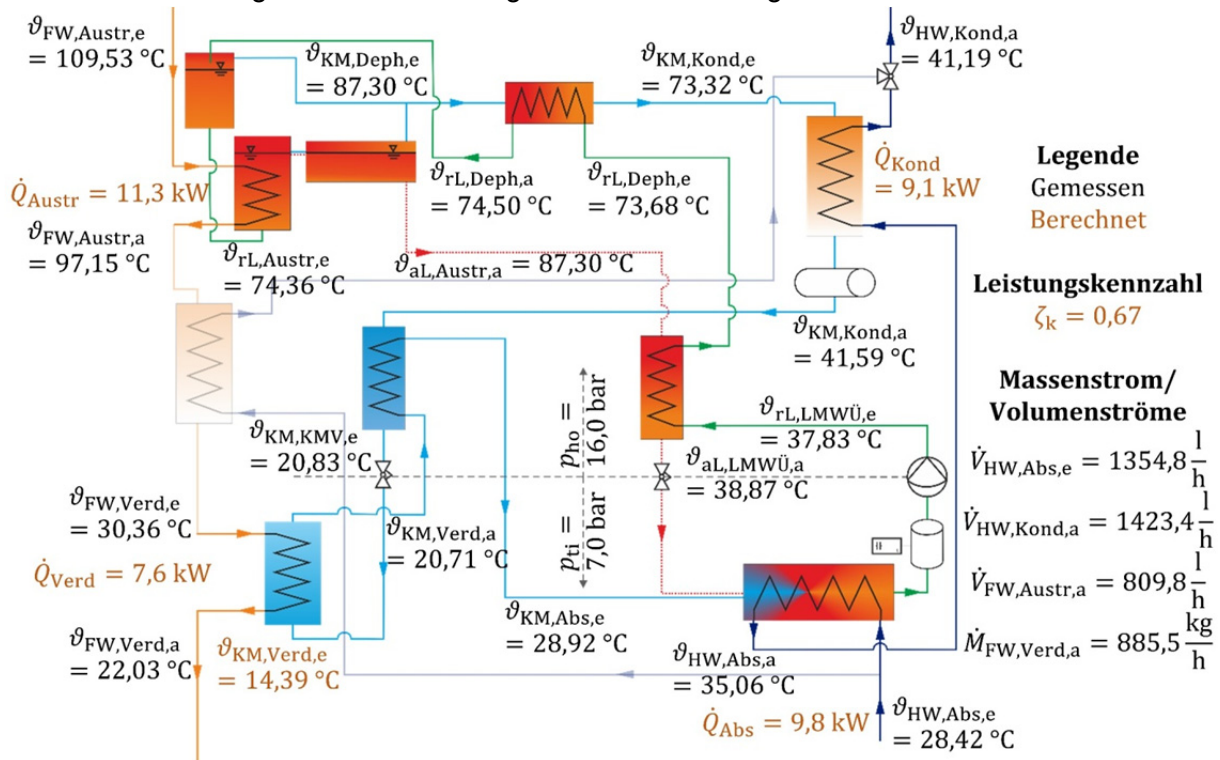


Abbildung 4-2 Die gemittelten Messwerte und die daraus berechneten Werte in BP 2.

Das Wärmeverhältnis bilanziert für eine Kältemaschine beträgt in dieser ersten Messung bereits $\zeta_k = 0,67$ und ist damit höher als der in [19] angenommene Wert von $\zeta_k = 0,50$. Die Rücklauftemperatur des Fernwärmenetzes kann in dieser Messung bereits um $\Delta\vartheta_{Verd} = 8,33$ K am Verdampfer abgesenkt werden. Dennoch zeigen die Messergebnisse, dass an den Wärmeübertragern Verdampfer, Kondensator und Austreiber große Temperaturdifferenzen zwischen den wärmeübertragenden Fluiden vorliegen. In Tabelle 4.1 ist aus diesem Grund eine Übersicht über die Temperaturdifferenzen an den Wärmeübertragern zusammengestellt. Diese werden an jedem Wärmeübertrager als der Betrag der Temperaturdifferenz zwischen externem Fluid und Ammoniak-Wasser Lösung gebildet. Bei Betrachtung der errechneten Differenzen $|\Delta\vartheta_1|$ und $|\Delta\vartheta_2|$ kann auf ein hohes Optimierungspotenzial in der Auslegung der Wärmeübertrager geschlossen werden. Dieses Potenzial wird nachfolgend näher betrachtet.

	Verdampfer	Kondensator	Austreiber
$ \Delta\vartheta_1 $ externe Seite Eintritt	9,65 K	6,53 K	22,23 K
$ \Delta\vartheta_2 $ externe Seite Austritt	7,64 K	32,13 K	22,80 K

Tabelle 4.1 Übersicht der Temperaturdifferenzen am Ein- und Austritt der Wärmeübertrager

4.2.1. Berechnungsverfahren für den Temperaturverlauf im Inneren der Wärmeübertrager

Bei dem Zweistoffsystem Ammoniak-Wasser kann der Punkt der kleinsten Temperaturdifferenz der beiden wärmeübertragenden Fluide auch innerhalb des Wärmeübertragers liegen. Aus diesem Grund muss für die Beurteilung der Optimierungspotenziale der Wärmeübertrager der Temperaturverlauf im Inneren der Wärmeübertrager betrachtet werden. Hierfür wird im ersten Schritt der interne Temperaturverlauf der Fluide durch die mittlere Temperaturdifferenz numerisch ermittelt. Die mittlere Temperaturdifferenz ist nach Gleichung (4-1) definiert [41].

$$\theta_m := \frac{1}{A} \int_{(A)} (\vartheta_1 - \vartheta_2) dA \quad (4-1)$$

Zur numerischen Berechnung muss die Gleichung (4-1) diskretisiert werden. Hierfür muss der Wärmeübertrager in einzelne diskrete Flächen, folgend Zellen genannt, unterteilt werden. Dadurch kann das Integral aus Gleichung (4-1) in eine Summe, welche die Temperaturdifferenz jeder Zelle aufsummiert, umformuliert werden. Die wärmeübertragende Fläche wird für diesen Berechnungsschritt durch Zellen gleicher Größe dargestellt. Die gesamte wärmeübertragende Fläche A kann so durch die Gesamtzahl der Zellen n ausgedrückt werden. Aus dem Integral wird schließlich eine Summe von diskreten Temperaturdifferenzen in den Zellen 1 bis n :

$$\theta_m \approx \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \theta_{m,j} \quad (4-2)$$

In Abbildung 4-3 wird die numerische Annäherung an den integralen Wert von θ_m veranschaulicht. Die schraffierten Trapeze in einer Zelle entsprechen der mittleren Temperaturdifferenz $\theta_{m,j}$ in der Zelle j . Dabei wird mit der in Abbildung 4-3 gezeigten Anzahl an schraffierten Trapezen ein numerischer Fehler gemacht, da die Trapeze die Fläche zwischen den Temperaturverläufen nicht exakt ausfüllen. Dieser Fehler konvergiert mit steigendem n gegen 0. Für $n = \infty$ wird das Integral aus Gleichung (4-1) exakt gelöst.

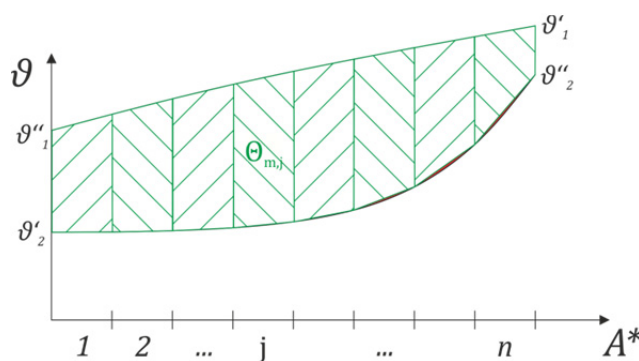


Abbildung 4-3 Schema zur numerischen Berechnung der mittleren Temperaturdifferenz des Wärmeübertragers.

Zur iterativen Berechnung der benötigten Temperaturdifferenzen in den einzelnen Zellen $(\vartheta_1 - \vartheta_2)_j$, kann jede Zelle als einzelner Wärmeübertrager betrachtet werden, welche in Reihe mit den benachbarten Zellen verschaltet ist. Aus der mit Messdaten ermittelten Leistung eines

Wärmeübertragers wird mit Gleichung (4-3) die mittlere Wärmeübertragungsfähigkeit kA bestimmt.

$$kA = \frac{\dot{Q}}{\theta_m} \quad (4-3)$$

In Gleichung (4-3) entspricht $\dot{Q}$ dem übertragenen Wärmestrom und θ_m ist die mittlere Temperaturdifferenz. Als Startwert für die Berechnung von θ_m wird die lineare mittlere Temperaturdifferenz aus den Messdaten verwendet. Durch die iterative Vorgehensweise wird θ_m nach Gleichung (4-2) berechnet und damit korrigiert.

$$kA_n = \frac{kA}{n} \quad (4-4)$$

Die ermittelte Wärmeübertragungsfähigkeit nach Gleichung (4-3) wird durch die Anzahl der äquidistanten Zellen n geteilt. Es folgt damit nach Gleichung (4-4) die Wärmeübertragungsfähigkeit kA_n einer Zelle. Bei der Betrachtungsweise einer Zelle als einzelner Wärmeübertrager, kann kA_n als Wärmeübertragungsfähigkeit von einem der in Reihe geschalteten Wärmeübertrager angesehen werden. In Abbildung 4-4 ist das Vorgehen veranschaulicht. Zu sehen ist die beschriebene Aufteilung des Wärmeübertragers in n Zellen. Dabei sind zum besseren Verständnis die Ein- und Austrittstemperaturen beispielhaft eingetragen.

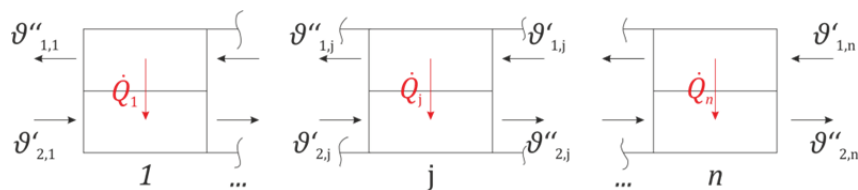


Abbildung 4-4 Darstellung des Berechnungsverfahrens des Wärmeübertragers.

Innerhalb einer Zelle ändert sich durch die Wärmeübertragung die Temperatur der Fluide. Um diese Änderung zu berücksichtigen, wird für jede Zelle die mittlere Temperaturdifferenz $\theta_{m,j}$ mit Hilfe der Trapezregel nach Gleichung (4-5) berechnet.

$$\theta_{m,j} = \frac{(\vartheta''_{2,j} - \vartheta'_{1,j}) + (\vartheta'_{2,j} - \vartheta''_{1,j})}{2} \quad (4-5)$$

Dabei entspricht ϑ den Temperaturen am Eintritt (ϑ') und Austritt (ϑ'') der Zelle. Der Index 1 steht für den wärmeabgebenden Strom und der Index 2 für den wärmeaufnehmenden Strom. Für jede Zelle j wird mit den berechneten Werten für kA_n und $\theta_{m,j}$ der übertragene Wärmestrom $\dot{Q}_j$ nach Gleichung (4-6) berechnet.

$$\dot{Q}_j = kA_n \cdot \theta_{m,j} \quad (4-6)$$

Die unbekannten Temperaturen der aus der Zelle austretenden und eintretenden Ströme werden iterativ durch den in der Zelle übertragenen Wärmestrom $\dot{Q}_j$ berechnet. Durch den übertragenen Wärmestrom $\dot{Q}_j$ ergibt sich die spezifische Enthalpie der jeweiligen Ströme am

Übergang zur nächsten Zelle $j + 1$. Daraus werden die Temperaturen $\vartheta'_{1,j+1}$ und $\vartheta''_{2,j+1}$ bestimmt. Die Temperaturen $\vartheta'_{1,j}$ werden mit der von Tillner-Roth und Friend formulierten Fundamentalgleichung für Ammoniak-Wasser [42] bestimmt. Hierfür werden der Ammoniak-massenanteil und der Druck vorgegeben. Die Temperaturbestimmung von $\vartheta''_{2,j}$ erfolgt mit einer Korrelation für die spezifische Wärmekapazität, welche aus Stoffdaten des verwendeten Fluids, Tyfocor-L [43] oder Wasser, abgeleitet wird. Die Temperaturen der Zelle j , $\vartheta'_{1,j}$ und $\vartheta''_{2,j}$, werden als Eintrittstemperaturen der nachfolgenden Zelle $j + 1$ $\vartheta'_{1,j+1}$ und $\vartheta''_{2,j+1}$ gesetzt.

Nach jedem Iterationsschritt wird dabei $\Theta_{m,num}$ nach Gleichung (4-2) berechnet. Anschließend wird ein neuer Wert für die Wärmeübertragungsfähigkeit kA ermittelt. Mit der neuen Wärmeübertragungsfähigkeit werden die $\Theta_{m,j}$ jeder Zelle neu berechnet und wiederum der Wärmestrom jeder Zelle $\dot{Q}_j$ neu ausgewertet. Dies erfolgt solange, bis das Residual von 10^{-6} unterschritten ist oder die Änderung jeder Größe sich zwischen zwei Iterationen nur noch um einen Wert kleiner 10^{-9} ist. Der berechnete Temperaturverlauf wird bei der Auswertung über den bis zum Betrachtungspunkt j kumulierten Wärmestrom oder über eine dimensionslose Fläche A^* aufgetragen. Die dimensionslose Fläche A^* ergibt sich nach Gleichung (4-7) und (4-8). Dabei entspricht n der Anzahl an Berechnungszellen, A der Gesamtfläche, A_n der Fläche einer äquidistanten Zelle.

$$A^* = \frac{A_n}{A} \cdot j \quad (4-7)$$

$$A_n = \frac{A}{n} \quad (4-8)$$

4.2.2. Auswertung der Wärmeübertrager Temperaturverläufe

Folgend werden die Ergebnisse der numerischen Berechnung der Temperaturverläufe im Inneren der Wärmeübertrager diskutiert.

Absorber

Die resultierenden Temperaturprofile sowie der schematische Aufbau des Absorbers sind in Abbildung 4-5 dargestellt. Da die Mischung aus Kältemittel und armer Lösung innerhalb des Absorbers durchgeführt wird, liegt diese Temperatur nicht als Messwert vor. Für die Berechnung des Temperaturprofils wird daher davon ausgegangen, dass am Eintritt in den Absorber das Kältemittel und die arme Lösung ideal vermischt vorliegen. Hieraus ergibt sich die Eintrittstemperatur der reichen Lösung $\vartheta_{rL,Abs,e}$ aus der Energiebilanz bei thermodynamischem Gleichgewicht innerhalb des Zweiphasengebietes.

Die Temperatur des Ammoniak-Wasser-Gemisches sinkt während der Absorption entlang des Wärmeübertragers kontinuierlich mit nahezu konstanter Steigung. Im Bereich der dimensionslosen Wärmeübertragerfläche von $A^* > 0,95$, ist ein höherer Temperaturabfall der reichen Lösung zu sehen. Dies ist auf eine Unterkühlung der reichen Lösung zurückzuführen. Durch die Regelung des Pumpenvorlagebehälters auf einen konstanten Füllstand muss jedoch auch der Dampf aus dem Absorber in den Pumpenvorlagebehälter gelangen. Dies deutet darauf hin, dass entweder die Verteilung der reichen Lösung auf den Plattenkanälen ungleichmäßig ist oder die flüssige Phase nur in der Nähe der Wand unterkühlt wird. Letzteres bedeutet, dass nicht genügend Oberfläche für den Stoffaustausch vorhanden ist. Bezüglich der

Wärmeübertragung ist die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung mit $\theta_m = 9,8 \text{ K}$ verhältnismäßig hoch. Es liegt somit noch Optimierungspotenzial für eine Verbesserung des Absorbers sowohl im Hinblick auf die Wärmeübertragung, als auch mit Blick auf die Stoffübertragung vor.

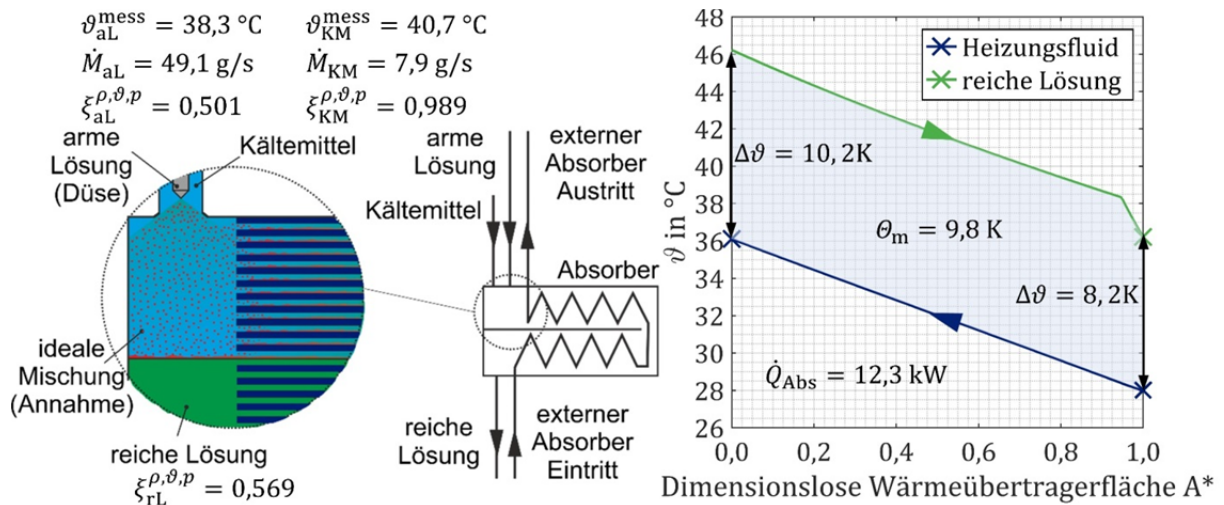


Abbildung 4-5 Schematischer Aufbau des Absorbers (links) und berechneter Temperaturverlauf im Absorber in BP 2 aufgetragen über der dimensionslosen Wärmeübertragerfläche A^* (rechts).

Kondensator

In diesem Abschnitt soll der Temperaturverlauf des Kondensators diskutiert werden. Der Verlauf ist exemplarisch anhand der Messungen in BP 2 ermittelt.

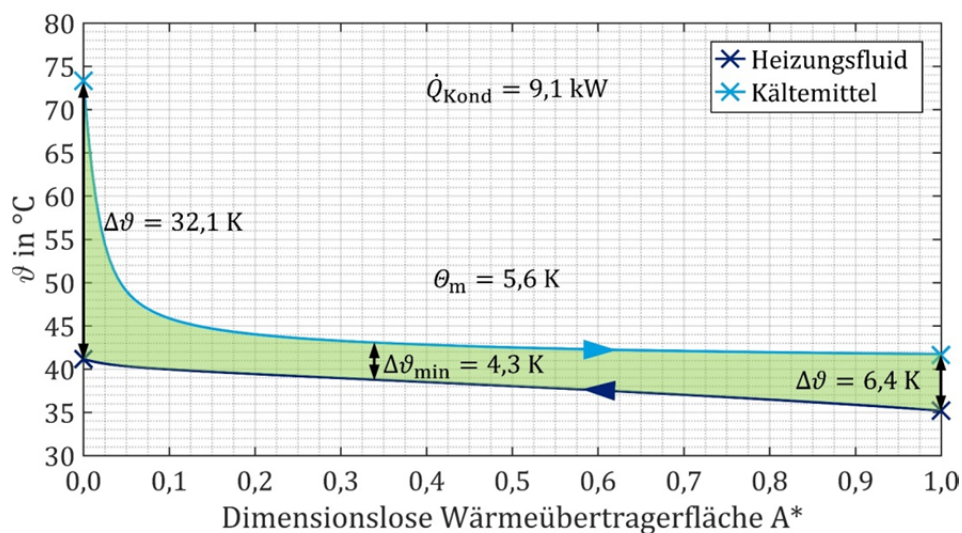


Abbildung 4-6 Berechneter Temperaturverlauf im Kondensator in BP 2 aufgetragen über der dimensionslosen Wärmeübertragerfläche A^* .

In Abbildung 4-6 ist der Temperaturverlauf des Heizungsmediums und des Kältemittels über der dimensionslosen Fläche des Wärmeübertragers aufgetragen. Die kleinste Temperaturdifferenz tritt mit $4,3 \text{ K}$ im Inneren des Kondensators auf. Damit ist eine reine Betrachtung der externen Temperaturen am Kondensator nicht aussagekräftig um den Wärmeübertrager beurteilen zu

können. Am Eintritt des Kondensators kommt es zu einer vermehrten Kondensation des im Kältemitteldampf enthaltenen Wassers, woraus die starke Temperaturänderung im Kältemittel bis $A^* = 0,2$ resultiert. Aufgrund der hohen Reinheit bleibt die Temperatur nach $A^* = 0,2$ wie bei einem Reinstoff, nahezu konstant.

Durch die vergleichsweise niedrigere mittlere Temperaturdifferenz von $\theta_m = 5,6 \text{ °K}$ und einer minimalen Temperaturdifferenz im Inneren des Wärmeübertragers von $\Delta\theta_{\min} = 4,3 \text{ K}$ ist eine Anpassung des Kondensators derzeit nicht notwendig.

Verdampfer

Im linken Diagramm der Abbildung 4-7 ist der Temperaturverlauf im Inneren des Verdampfers in BP 2 aufgetragen. Zwischen den beiden Fluiden des Wärmeübertragers liegt eine mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung von $\theta_m = 10,6 \text{ K}$ vor. Diese hohe Temperaturdifferenz zeigt, dass der Wärmeübertrager noch ein Optimierungspotenzial hinsichtlich der Wärmeübertragung aufweist. Die Temperaturdifferenzen an den Ausgängen bei $A^* = 0$ und $A^* = 1$ des Wärmeübertragers mit $7,6 \text{ K}$ und $9,7 \text{ K}$ sind gegenüber der mittleren Temperaturdifferenz kleiner. Eine Beurteilung des Verdampfers allein über die Temperaturen am Ein- und Austritt ist daher nicht möglich. Weiter ist zu erkennen, dass die Temperatur des Kältemittels zum Wert $A^* = 1$ steiler ansteigt. Der Grund für die Zunahme der Steigung der Kältemitteltemperatur kann auf eine Abnahme des Ammoniakmassenanteils in der flüssigen Phase zurückgeführt werden. Hierdurch werden höhere Temperaturen zum Verdampfen der wasserreicheren Lösung benötigt.

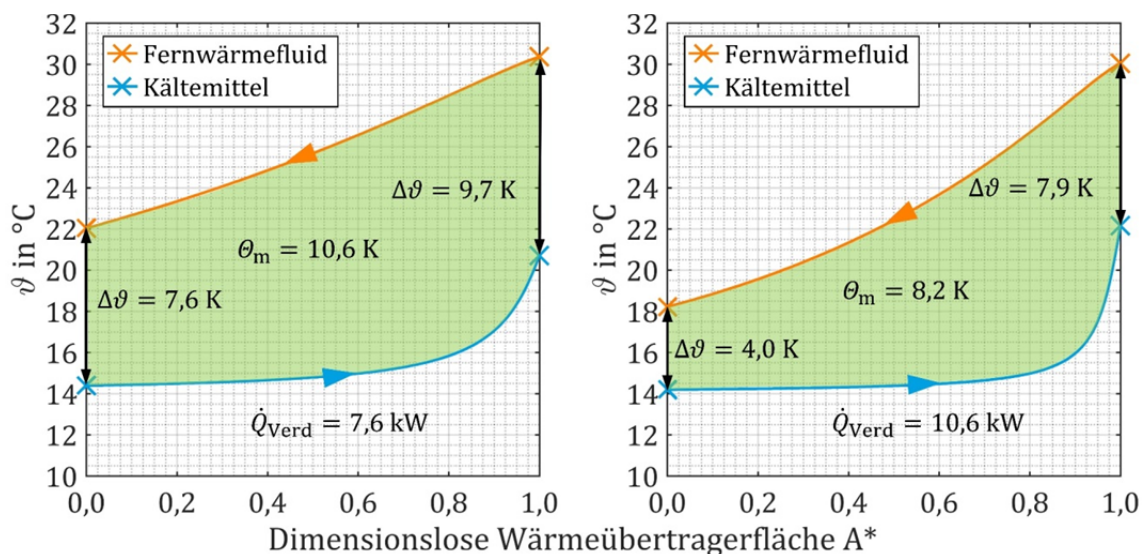


Abbildung 4-7 Im linken Diagramm ist der interne Temperaturverlauf im Verdampfers der ersten Wärmepumpengeneration über der dimensionslosen Fläche A^* aufgetragen. Auf der rechten Seite ist der Temperaturverlauf im Verdampfer der zweiten Wärmepumpengeneration über der dimensionslosen Fläche A^* aufgetragen. In beiden Fällen wird der Verlauf anhand von BP 2 ermittelt.

Um die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung am Verdampfer zu verringern wird für eine zweite Wärmepumpengeneration der Verdampfer angepasst. Dabei wird die Plattenanzahl, also die wärmeübertragende Fläche, von 40 auf 64 Platten erhöht. Zusätzlich dazu wird die Durchströmung von 1-gängig auf 2-gängig geändert. Hierdurch wird die Strömungs-

geschwindigkeit je Gang im Wärmeübertrager erhöht und damit der Wärmeübergang verbessert. Es ist sichtbar, dass bei dem optimierten Verdampfer (rechts) die Temperaturdifferenz des Fernwärmefluids zwischen Ein- und Austritt höher ist. Die Temperatur des Fernwärmefluides kann in dieser Messung auf 18,2 °C anstatt den zuvor erreichten 22,0 °C abgesenkt werden. Auch die mittlere Temperaturdifferenz θ_m ist um 2,4 K gegenüber dem Verdampfer der AWP der ersten Generation verringert.

Austreiber

In Abbildung 4-8 ist der Temperaturverlauf innerhalb des Austreibers in BP 2 dargestellt. Wie auch in den nachfolgenden Abschnitten bezeichnen die Kreuze die gemessenen Temperaturen der Ammoniak-Wasser-Mischung und die Sterne bezeichnen die gemessenen Temperaturen im externen Fluid. Die Linien zwischen den Messdaten sind das Ergebnis aus dem in Kapitel 0 vorgestellten Berechnungsverfahren.

Die mittlere Temperaturdifferenz des Austreibers beträgt $\theta_m = 22,3 \text{ K}$. Dieser Wert ist verglichen mit früheren Daten der AWP, wie sie beispielsweise in [12] ermittelt wurden, verhältnismäßig hoch. Als Ursache dafür wird der verringerte Volumenstrom im Austreiber ausgemacht. Dieser ist für eine möglichst hohe Rücklauftemperaturabsenkung des Fernwärmenetzes nach Gleichung (2-3) nötig.

Da die Temperaturverläufe beider Fluide abschnittsweise annähernd linear sind, liegt der Pinch-Point der Wärmeübertragung beim Übergang zwischen Vorwärmung und Verdampfung ($A^* \approx 0,03$). Da zudem die Steigungen der Geraden im Bereich der Verdampfung ähnlich sind, und der fernwärmeseitige Wärmekapazitätsstrom für die weiteren Messungen abgesenkt wird, wird die kleinste Temperaturdifferenz auch weiterhin in der Nähe des fernwärmeseitigen Austritts (im Diagramm bei $A^* = 0$) liegen. Zu Beginn der Erwärmung wird die flüssige reiche Lösung bis zum Siedepunkt erhitzt. Der Siedepunkt liegt beim vorliegenden Ammoniakmassenanteil von $\xi_{rL} = 0,54$ bei $\vartheta = 75,7 \text{ °C}$. Der Umschlag von Vorwärmung zur Verdampfung ist im Diagramm durch die Änderung der Steigung der reichen Lösung bei $A^* = 0,03$ sichtbar. Anschließend erfolgt die Austreibung der reichen Lösung. Dabei kann ein nahezu linearer Temperaturanstieg der reichen Lösung beobachtet werden.

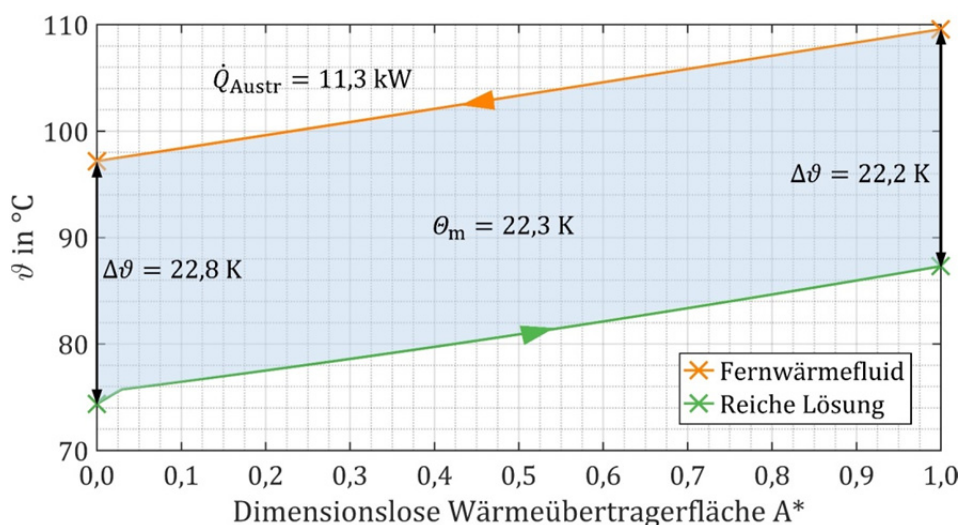


Abbildung 4-8 Temperaturverlauf im Austreiber in BP 2 über der dimensionslosen Fläche A^* des Wärmeübertragers aufgetragen.

Durch die Optimierung des Austreibers könnte ein deutlich größerer Kältemittelstrom in der AWP erreicht werden. Um dies zu erreichen muss jedoch das Austreiberkonzept bestehend aus Vorlagebehälter, Plattenwärmeübertrager und Abscheidebehälter überarbeitet werden, sodass höhere Werte der Wärmeübertragungsfähigkeit kA erzielt werden. Eine solche Anpassung ist jedoch aufgrund des zeitlich eingeschränkten Rahmens des Projektes nicht möglich. Für eine weitere Optimierung der AWP für die Bedingungen in Fernwärmenetzen sollte eine Anpassung allerdings durchgeführt werden, da hierdurch insbesondere bei gleichbleibender Leistung und gleichbleibender Effizienz der AWP, die Fernwärmeverlauftemperatur gesenkt werden könnte. Eine Anpassung des Austreibers ist daher für die dritte Wärmepumpengeneration vorgesehen, um den Einfluss des jeweiligen Bauteils gezielt untersuchen zu können.

Insgesamt zeigen die Ergebnisse, dass die Anpassung des Verdampfers für das Erreichen einer möglichst hohen Rücklauftemperaturabsenkung zielführend ist. Auf Basis der daraus entstandenen AWP der zweiten Generation werden die weiterführenden Untersuchungen durchgeführt um die weiterführenden Inhalte der AP 4 bis 6 abschließen zu können. Es wird jedoch empfohlen für eine Weiterentwicklung des Gesamtkonzeptes der HS mit AWP eine Anpassung des Austreibers durchzuführen, da dieser einen erheblichen Einfluss auf die Effizienz des Gesamtsystems hat.

4.3. Variation der Verschaltungen (AP 4, AP 5)

Bei einer Parallelschaltung von Absorber und Kondensator im Heizungskreis wird der Vorteil erwartet, dass sich durch eine niedrigere externe Eintrittstemperatur in den Kondensator ein niedrigerer Hochdruck in der AWP einstellt [38]. Der Nachteil dieser Verschaltung gegenüber einer Reihenschaltung aus Absorber und Kondensator besteht darin, dass die gesamte Temperaturerhöhung von Heizungsrücklauf zu Heizungsvorlauf sowohl im Absorber als auch im Kondensator erfolgen muss. Darüber hinaus sind durch die Aufteilung des Volumenstroms die Strömungsgeschwindigkeiten innerhalb der Plattenwärmeübertrager und damit die Wärmeübergangskoeffizienten verringert [38]. Die Untersuchung, welche Verschaltungsvariante eine höhere Effizienz erzielt, ist für die Entwicklung der HS mit integrierter AWP im Rahmen des AP 5 notwendig.

Aufgrund der im Vergleich zu einer AKM geringen Temperaturdifferenz zwischen Kondensator und Verdampfer durch die in Abbildung 2-1 dargestellte Verschaltung ist der übertragbare Wärmestrom des KMWÜs gering. Dem geringen übertragbaren Wärmestrom stehen ein zusätzlicher Druckverlust bei der Durchströmung des Plattenwärmeübertragers auf der Tiefdruckseite sowie ein höherer apparativer Aufwand entgegen.

In den experimentellen Untersuchungen werden die BP 1 bis 4 sowie BP 6 aus Tabelle 2-1 verwendet. Der BP 5 konnte durch die theoretischen Betrachtungen, vergleiche Kapitel 3 und [19], ausgeschlossen werden. Innerhalb einer Messung wird stets der stationäre Betrieb der AWP betrachtet. Über einen Zeitraum von 30 Minuten werden alle 5 Sekunden die momentanen Messwerte aufgezeichnet. Aus diesen Daten werden anschließend zeitliche Mittelwerte gebildet, die für die Auswertung genutzt werden.

Um vergleichbare Betriebsbedingungen der AWP zu erreichen, wird der Massenstrom des Heizungskreises derart reduziert, dass die Heizungsvorlauftemperatur innerhalb des Messpunktes gleichbleibt. Die Heizungsrücklauftemperatur wird durch den Regler des Prüfstandes ebenfalls auf einem konstanten Wert gehalten. Wie in Kapitel 0 erwähnt, wird die Heizungsvorlauftemperatur von $\vartheta_{\text{Hz,VL}} = 70^\circ\text{C}$ in den BP 1 und BP 3 nicht von der AWP erbracht. Stattdessen wird der heizkreisseitige Austritt aus der AWP auf eine Temperatur von

$\vartheta_{\text{AWP,a}} = 52\text{ °C}$ bzw. $\vartheta_{\text{AWP,a}} = 50\text{ °C}$ erwärmt. In BP 2, 4 und 6 wird die geforderte Heizungs-
vorlauftemperatur von mindestens 35 °C erreicht.

Die Ergebnisse des Vergleichs zwischen Reihen- und Parallelschaltung von Absorber und Kondensator sind auf der linken Seite in Abbildung 4-9 dargestellt. Der KMWÜ ist in diesen Messungen thermisch aktiv. In allen BP ist sowohl der Wärmestrom am Verdampfer $\dot{Q}_{\text{Verd}}$ als auch die fernwärmeseitige Rücklauftemperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{\text{FW,Verd}}$ in der Reihenschaltung höher als in der Parallelschaltung. Auch das Wärmeverhältnis ζ_k sind in der Reihenschaltung entweder gleich oder höher als in der Parallelschaltung. Die Reihenschaltung aus Absorber und Kondensator ist für die Verwendung der AWP für die Einbindung in Fernwärmenetze somit zu bevorzugen.

In Hinblick auf die Anpassung der AWP auf die Betriebsbedingungen in Fernwärmenetzen (AP 4), soll die Frage geklärt werden, ob Wärmeübertrager innerhalb der AWP eingespart werden können. Als vielversprechendstes Bauteil für eine mögliche Einsparung wird der KMWÜ identifiziert. Die Ergebnisse aus den experimentellen Untersuchungen zu dieser Fragestellung sind auf der rechten Seite der Abbildung 4-9 dargestellt. Diese Untersuchung wird bei einer Reihenschaltung von Absorber und Kondensator durchgeführt. Die Messungen mit thermisch aktivem KMWÜ stimmen daher mit den Messungen in Reihenschaltung auf der linken Seite von Abbildung 4-9 überein.

Die Leistungssteigerung durch den KMWÜ des Verdampfers ist in BP 2 am höchsten und beträgt $0,47\text{ kW}$. Durch die höhere übertragene Wärmeleistung im Verdampfer steigt die Rücklauftemperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{\text{FW,Verd}}$ bei gleichbleibendem Wärmekapazitätsstrom an. Auch das Wärmeverhältnis ζ_k steigt durch die Nutzung des KMWÜ um bis zu $0,04$ an. In BP 2 und BP 4 ist die übertragene Wärmeleistung am Verdampfer bei Verwendung des KMWÜ um $0,16\text{ kW}$ bzw. $0,25\text{ kW}$ höher. In BP 3 und BP 6 ist die Leistungssteigerung am Verdampfer in den Messungen ohne thermisch aktiven KMWÜ nicht nachweisbar. Die Ursache hierfür ist, dass in diesen BP nicht ausreichend Kältemittel im Prozess vorhanden ist, was anhand des leeren KM-Reservoirs beobachtet werden kann. Durch das fehlende Kältemittel ist die Wärmerückgewinnung von der Hochdruckseite zur Tiefdruckseite eingeschränkt. Eine mögliche Ursache für die geringfügig höhere Leistung am Verdampfer $\dot{Q}_{\text{Verd}}$ in BP 3 und BP 6 ohne KMWÜ kann durch den zusätzlichen Druckverlust auf der Seite des Tiefdrucks erklärt werden. Bei aktivem KMWÜ kommt es auf der Tiefdruckseite durch die Durchströmung der Plattenspalte zu einem zusätzlichen Druckverlust. Hierdurch wird die Absorption im Absorber verschlechtert und wirkt damit der geringen Wärmerückgewinnung im KMWÜ entgegen. Anhand der aufgezeichneten Messdaten kann diese Aussage allerdings nicht bewiesen werden, da die Änderungen der Prozessgrößen innerhalb der Messunsicherheit liegen. Insgesamt kann somit trotz der geringen Temperaturdifferenz zwischen Kondensator und Verdampfer eine Erhöhung der Rücklauftemperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{\text{FW,Verd}}$ sowie des Wärmeverhältnisses ζ_k durch die Verwendung eines KMWÜ erreicht werden.

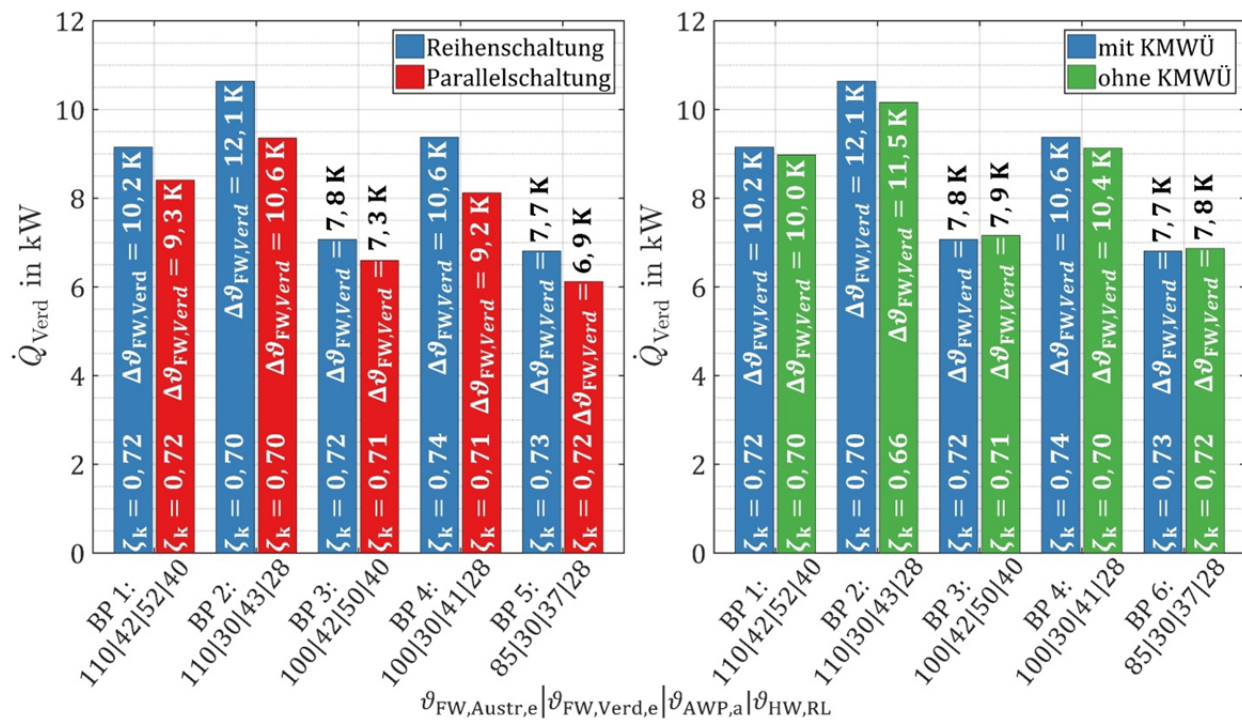


Abbildung 4-9 Ergebnisdarstellung der Veränderung der Absorber und Kondensator Verschaltung (links) sowie der Untersuchungen mit und ohne aktivem KMWÜ (rechts).

4.4. Anlagenkennfeld für das Betriebsverhalten der AWP bei verringertem fernwärmeseitigem Massenstrom (Teillast, AP 4, AP 5)

4.4.1. Anlagenkennfeld nach den ersten Optimierungen der AWP

Die Ergebnisse des Betriebskennfeldes sind in Abbildung 4-10 dargestellt. Auf der Abszisse ist jeweils der fernwärmeseitige Wärmekapazitätsstrom $\dot{W}_{FW}$ aufgetragen. Im linken Diagramm ist die Gesamtheizleistung der HS $\dot{Q}_{HW}$ in den verschiedenen BP dargestellt. Es zeigt sich, dass wie bei bisherigen HS auch, die Gesamtheizleistung $\dot{Q}_{HW}$ sehr gut über den fernwärmeseitigen Massenstrom, bzw. Wärmekapazitätsstrom, einstellbar ist. Im mittleren Diagramm ist der im Verdampfer der AWP zusätzlich gewonnene Wärmestrom aufgetragen. Auch dieser Wärmestrom sinkt mit einer Absenkung des fernwärmeseitigen Massenstroms, wobei die Steigung deutlich geringer ist. Hierdurch ist im Teillastfall, also bei geringerem Massenstrom, der Anteil des zusätzlich gewonnenen Wärmestroms an der Gesamtheizleistung sogar größer. Im rechten Diagramm kann die erreichte Rücklauf Temperaturabsenkung abgelesen werden. Diese beträgt in den Messungen zwischen 7,4 K und 13,2 K. Es zeigt sich dabei, dass bei geringerem fernwärmeseitigen Wärmekapazitätsstrom die erzielte Rücklauf Temperaturabsenkung ansteigt. Das zur Verfügung stehende Potential wird somit besser genutzt.

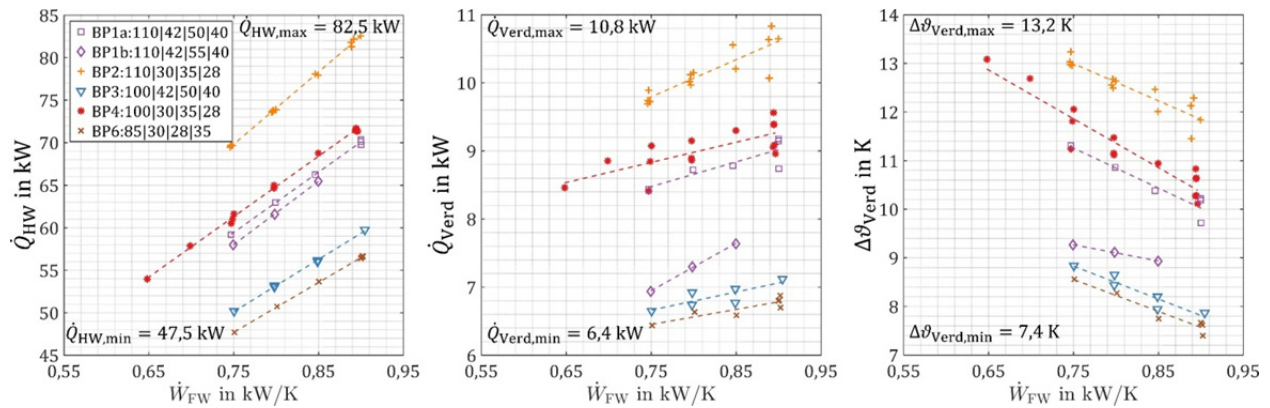


Abbildung 4-10 Gesamtwärmestrom der HS mit AWP (links), zusätzlich dem Fernwärmenetz entnommener Wärmestrom (Mitte) und erreichte fernwärmeseitige Rücklauf Temperaturabsenkung (rechts) aufgetragen über dem fernwärmeseitigen Wärmekapazitätsstrom in den verschiedenen BP.

4.4.2. Anlagenkennfeld der AWP zum Projektende

Das Anlagenkennfeld der AWP wird mit der letzten AWP-Generation des Projektes erneut aufgezeichnet. Im Vergleich zu den Messungen aus Abschnitt 4.4.1 wird ein optimierter Austreiber verwendet. Bei gleicher Plattenanzahl und geometrischen Abmessungen der Platten wird eine harte Plattenstruktur, also mit einem hohen Prägungswinkel zur Strömung, verwendet. Der bisherige Austreiber des Typs ZD42P2–60 wird ersetzt durch einen Wärmeübertrager des Typs ZD42H–60 ersetzt. Des Weiteren sind die Anschlüsse beim zuvor verwendeten Plattenwärmeübertrager auf der gleichen Seite angebracht, während bei dem nun verwendeten Modell gegenüberliegend sind. Hierdurch wird erreicht, dass der Strömungswiderstand für die Durchströmung aller Plattenspalte annähernd gleich ist.

Das Ergebnis der Messungen ist in Abbildung 4-11 dargestellt. Analog zu Abbildung 4-10 ist im linken Diagramm die gesamte Wärmeleistung der Hausstation mit AWP $\dot{Q}_{HW}$, im mittleren Diagramm der zusätzlich am Verdampfer entnommene Wärmestrom $\dot{Q}_{Verd}$ und rechts die erreichte Rücklauf Temperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{Verd}$ über dem Wärmekapazitätsstrom des Fernwärmenetzes $\dot{W}_{FW}$ aufgetragen. Die maximale Leistung der Hausstation ist mit $\dot{Q}_{HW,max} = 82,7 \text{ kW}$ um $0,2 \text{ kW}$ durch die Optimierung angestiegen. Durch die Vermessung der AWP in einem höheren Teillastbereich von ca. 44 % des Nennmassenstroms, ist die minimale Heizleistung mit $\dot{Q}_{HW,min} = 26,9 \text{ kW}$ deutlich kleiner als in den Messungen aus Abschnitt 4.4.1. Diese Absenkung ist jedoch ausschließlich auf den geringeren minimalen Wärmekapazitätsstrom $\dot{W}_{FW}$ zurückzuführen. Insgesamt zeigt die Darstellung der gesamten Wärmeleistung eine lineare Abhängigkeit des gesamten Wärmestroms der Hausstation mit AWP zum Wärmekapazitätsstrom $\dot{W}_{FW}$ und damit zum Massenstrom des Fernwärmenetzes. Die Leistungsregelung kann somit wie bei einer Hausstation ohne AWP ebenfalls durch den Massenstrom des Fernwärmenetzes erfolgen.

Im mittleren Diagramm aus Abbildung 4-11 ist der zusätzlich entnommene Wärmestrom am Verdampfer $\dot{Q}_{Verd}$ dargestellt. Auch hier ist der maximal erreichte Wärmestrom von $\dot{Q}_{Verd,max}$ durch den verbesserten Austreiber um $0,4 \text{ kW}$ angestiegen. Allerdings liegen nun die Kurven der zusätzlich am Verdampfer entzogenen Wärmeleistung von BP1, BP2 und BP4 sehr nahe beieinander. Während vor der Optimierung des Austreibers lediglich in BP2 hohe zusätzlichen

Leistungsentnahmen am Verdampfer möglich waren, ist dies nun in diesen drei BP möglich. Auch die zusätzlich entnommene Leistung am Verdampfer $\dot{Q}_{\text{Verd}}$ in BP 3 und 6 ist erhöht. In BP3 tritt in diesem Aufbau das Problem auf, dass die Kältemittelmenge der Befüllung in der AWP etwas zu gering ist. Der Füllstand des Kältemittelreservoirs ist jedoch in BP2 bereits maximal. Das Problem kann daher nicht durch eine Erhöhung der Kältemittelfüllmenge behoben werden. Im nächsten Optimierungsschritt müssen stattdessen die Volumina der Behälter neu angepasst werden.

Die erreichte Rücklauftemperaturabsenkung am Verdampfer $\Delta\vartheta_{\text{Verd}}$ ist rechts in Abbildung 4-11 gezeigt. Der höhere maximale Wärmestrom am Verdampfer $\dot{Q}_{\text{Verd}}$ ist auch in diesem Diagramm durch eine höhere Rücklauftemperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{\text{Verd}}$ sichtbar. Hier zeigt sich erneut, dass die erreichbare Rücklauftemperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{\text{Verd}}$ mit zunehmendem Teillastbetrieb, also sinkendem Wärmekapazitätsstrom $\dot{W}_{\text{FW}}$, zunimmt. Der maximale Wert $\Delta\vartheta_{\text{Verd,max}} = 17,3 \text{ K}$ wird bei $\dot{W}_{\text{FW}} = 0,4 \text{ kW/K}$ in BP 2 erreicht. Die Rücklauftemperatur des Fernwärmenetzes beträgt in diesem Fall $\vartheta_{\text{FW,RL}} = 12,7^\circ\text{C}$. Auch bei niedriger Fernwärmeverlauftemperatur von $\vartheta_{\text{FW,VL}} = 85^\circ\text{C}$, wie in es in BP6 der Fall ist, wird eine Rücklauftemperaturabsenkung von $9,7 \text{ K} \leq \Delta\vartheta_{\text{Verd}} \leq 14,3 \text{ K}$ erreicht. Dies zeigt, dass das Konzept auch für eine Verwendung in Wärmenetze 4.0 gut geeignet ist.

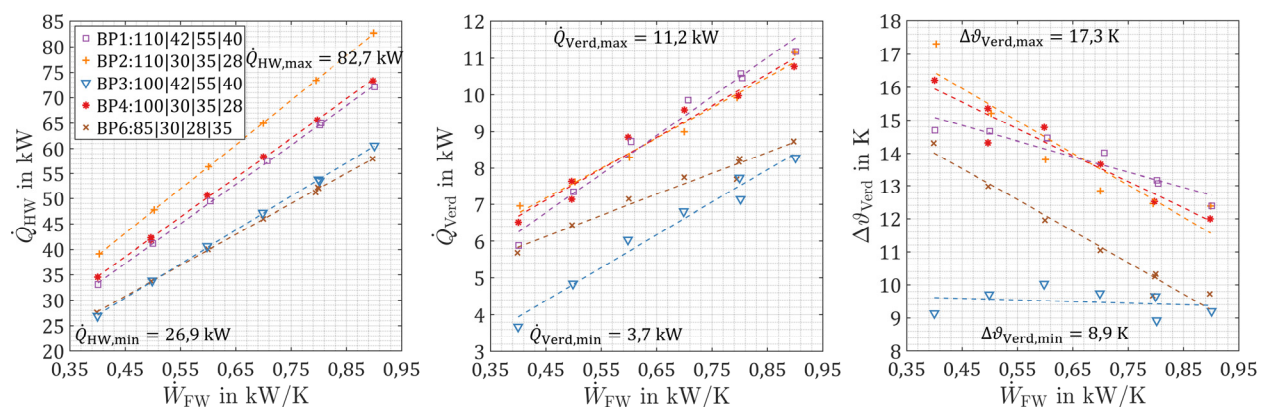


Abbildung 4-11 Gesamtwärmestrom der HS mit AWP (links), zusätzlich dem Fernwärmenetz entnommener Wärmestrom (Mitte) und erreichte fernwärmeseitige Rücklauftemperaturabsenkung (rechts) aufgetragen über dem fernwärmeseitigen Wärmekapazitätsstrom in den verschiedenen BP.

4.5. Beurteilung der AWP bei den Betriebsbedingungen in einer Hausstation (AP 2, AP 4, AP 5)

Zur Beurteilung der AWP bei den Betriebsbedingungen innerhalb einer HS werden die Konturdiagramme aus Kapitel 3.1 verwendet und dort die tatsächlich erreichte Rücklauftemperaturabsenkung in dem jeweiligen BP eingezeichnet. Die Grädigkeit des Austreibers wird dabei wie in Kapitel 3.1 vorgeschlagen, über die Auswahl des entsprechenden Diagramms berücksichtigt.

Die Konturdiagramme mit den experimentellen Werten aus den 6 BP sind in Abbildung 4-14 dargestellt. In jedem Diagramm ist der dargestellte BP oben rechts angegeben. Für die Wahl der Diagramme wird die messtechnisch erfasste Temperatur der armen Lösung am Austritt aus dem Austreiber $\vartheta_{\text{aL,Austr,a}}$ verwendet. Die Grädigkeit am Austreiber

$\Delta\vartheta_{\text{gräd,Austr}} = \vartheta_{\text{FW,Austr,e}} - \vartheta_{\text{aL,Austr,a}}$ wird dadurch berücksichtigt. In der linken oberen Ecke jedes Diagramms ist somit die Temperatur für die Gültigkeit des Diagrammes $\vartheta_{\text{aL,Austr,a}}$ angegeben.

In BP 1 und BP 3 ist zu sehen, dass die mittlere Grädigkeit $\Delta\vartheta_{\text{gräd}}$ bei ungefähr 5 K bzw. 6 K liegt. Dies bestätigt, erneut die in Kapitel 4.2 getroffene Aussage, dass die Komponenten Absorber, Kondensator und Verdampfer in der AWP ab der zweiten Generation gut für die Bedingungen im Fernwärmenetz funktionieren. Dennoch ist die erreichte Rücklaufumtemperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{\text{FW,Verd}}$ in diesen BP mit 14,7 K bzw. 10,0 K deutlich geringer als die theoretisch erreichbaren Werte aus Kapitel 3.1. Dies liegt vor allem an der hohen Grädigkeit am Austreiber $\Delta\vartheta_{\text{gräd,Austr}}$, welche nach der oben genannten Formel ca. 20 K, bzw. 15 K beträgt. Für den Austreiber der dritten AWP-Generation erlauben diese Werte allerdings keinen Rückschluss auf die Wärmeübertragung im Austreiber. Die Annahme, dass die austretende zweiphasige Lösung im Idealfall den Wert der fernwärmeseitigen Eintrittstemperatur ist für einen sinkenden Wärmekapazitätsstrom des Fernwärmenetzes nicht mehr gültig. Um diesen Zusammenhang zu belegen, ist der berechnete Temperaturverlauf des Austreibers in BP1 in Abbildung 4-12 aufgezeigt. Die Wärmeübertragung mit einer minimalen Temperaturdifferenz der Lösungen von $\Delta\vartheta = 2,9$ K in BP1 ist sehr nahe an der idealen Wärmeübertragung.

Die Auswertung der BP 2, 4 und 6 zeigt in Hinblick auf den Austreiber die gleiche Problematik. Aufgrund des höheren übertragenen Wärmestroms ist hier die Grädigkeit und damit die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung allerdings etwas höher, als in den anderen Betriebspunkten. Die eingezeichnete Grädigkeit von $\vartheta_{\text{gräd}} = 8,5$ K in BP 2 und $\vartheta_{\text{gräd}} = 8$ K in BP 4 resultiert im Wesentlichen aus der höheren Austrittstemperatur am Kondensator. Wie bereits zuvor erwähnt, wird in diesen Messungen eine Kondensatoraustrittstemperatur von über 40 °C erreicht. Daraus resultierend ist die Temperatur des Kältemittels am Kondensatoraustritt ebenfalls höher als die angenommene Heizungsvorlaufumtemperatur, was sich in den Diagrammen durch eine höhere Grädigkeit zeigt.

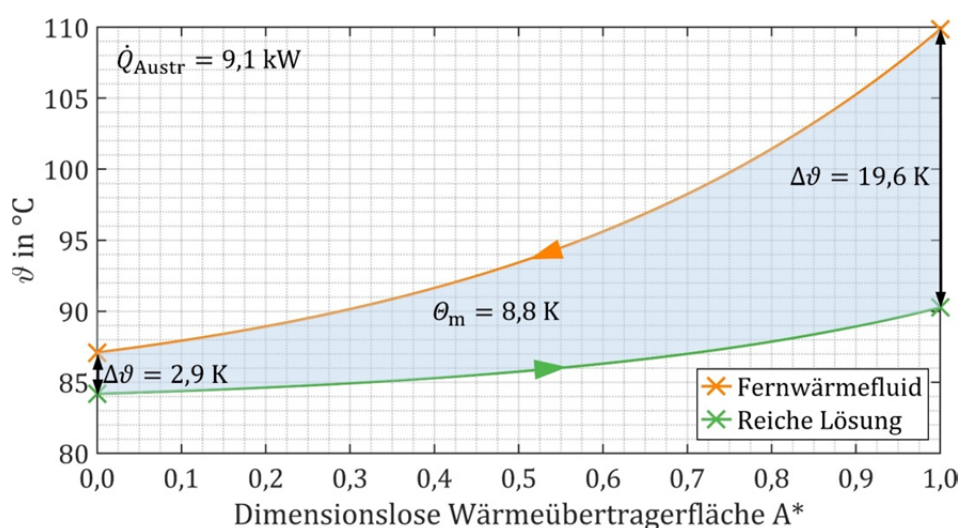


Abbildung 4-12 Temperaturverlauf im Austreiber in BP 1 bei $\dot{W}_{\text{FW}} = 0,4$ kW/K über der dimensionslosen Fläche A^* des Wärmeübertragers aufgetragen.

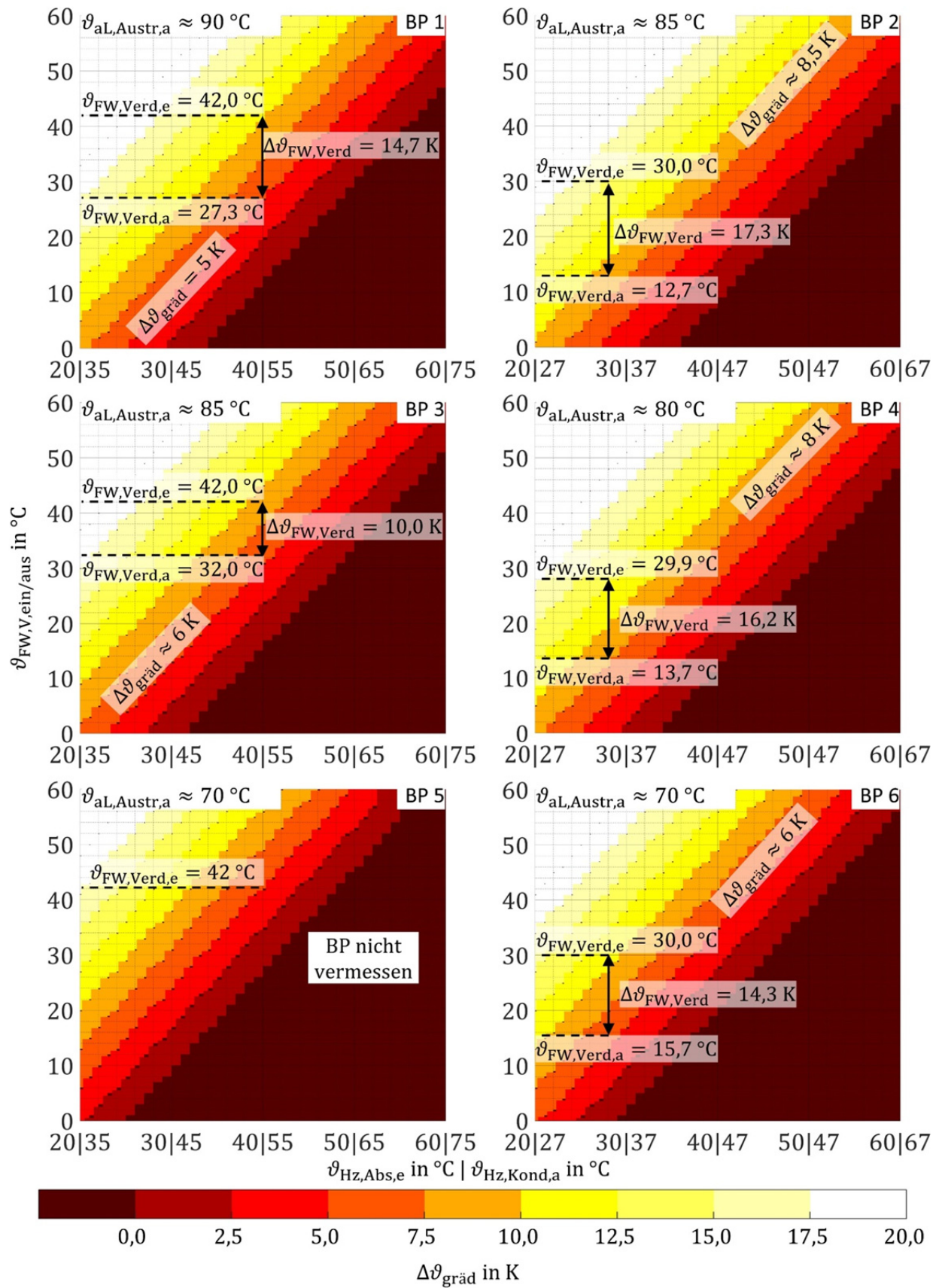


Abbildung 4-13 Konturdiagramme der experimentell erreichten BP. Die Grädigkeit im Austreiber wird über die Wahl des Diagrammes anhand der erreichten Austrittstemperatur der armen Lösung berücksichtigt.

4.6. Instationäres Betriebsverhalten der Absorptionswärmepumpe (AP 6)

Der Betrieb einer HS mit integrierter AWP für die Gebäudebeheizung konnte im Rahmen des Projektes nicht durchgeführt werden, da kein Aufstellort im Rahmen der PA-Sitzungen gefunden werden konnte. Für den im AP 6 ausstehenden Demonstrationsbetrieb wurde daher beschlossen als alternative Hardware-in-the-loop Messungen durchzuführen. Für die Hardware-in-the-loop Messungen wurde aktuell die Infrastruktur des Labors am IGTE überprüft, die sich grundsätzlich als geeignet erwiesen hat.

Für einen Hardware-in-the-loop Betrieb wurde versucht, eine konventionelle HS aus den zur Verfügung stehenden Projektmitteln zu beschaffen. Dabei wurden unter anderem auch Herstellerfirmen von diesen Geräten angefragt, ob diese eine Hausstation für das Projekt zur Verfügung stellen. Diese Bemühungen blieben jedoch erfolglos. Der Aufbau einer Demonstrationsanlage bestehend aus einem HWÜ, der für die Regelung nötigen Komponenten und AWP kann daher nicht realisiert werden.

In Absprache mit der Projektleitung der Forschungsstelle 1 (FFI) sowie der Forschungsvereinigung Fernwärme wurde vereinbart, dass sich für das AP 6 auf eine möglichst realitätsnahe Abbildung des dynamischen Verhaltens der AWP beschränkt wird. Des Weiteren sollen stattdessen Untersuchungen zur Erweiterung des Anlagenkennfeldes hin zum Schwachlastverhalten (vergleiche Kapitel 4.4.2) durchgeführt werden. Die hierfür nötigen Vorbereitungen wurden im Projektzeitraum getroffen und die AWP für die anstehenden Untersuchungen insbesondere zur Abbildung des dynamischen Verhaltens angepasst.

Das Betriebsverhalten der AWP, wie es in einer Hausstation vorkommen könnte, wird nachfolgend bei Lastwechsel im Labor nachgestellt. Hierfür werden zwei Tageslastprofile bei unterschiedlichen Betriebspunkten vermessen. Aufgrund der geringen thermischen Speichermasse der AWP, ist ein annähernd stationärer Betriebszustand bereits nach wenigen Minuten erreicht. Damit in diesen Messungen das dynamische Verhalten aufgezeigt werden kann, wird deshalb das Tageslastprofil auf eine Zeitspanne von sechs Stunden gestaucht. Das bedeutet, dass eine Stunde des Tageslastprofils in der Messung innerhalb von 15 Minuten abgebildet wird.

Die Tageslastprofile werden durch das FFI aus den Daten der Fernwärmenetze erstellt und dem IGTE für die experimentelle Untersuchung zur Verfügung gestellt [36]. Die Leistung der Hausstation wird dabei über den Massenstrom des Fernwärmenetzes $\dot{M}_{FW}$ geregelt. Damit die vorliegenden Leistungsdaten des Fernwärmenetzes mit der AWP in Übereinstimmung gebracht werden können, wird die Wärmeabgabeleistung aus den Netzdaten mit der maximalen Wärmeabgabeleistung in eine prozentuale Wärmeleistung umgerechnet. Der einzustellende Massenstrom bzw. Wärmekapazitätsstrom des Fernwärmenetzes am Versuchstand wird aus dieser prozentualen Wärmeabgabeleistung berechnet. Hierfür wird ein maximaler Wärmekapazitätsstrom des Fernwärmenetzes von $\dot{W}_{FW,max} = 0,9 \text{ kW/K}$ verwendet. Die Ergebnisse dieser Messungen, sowie die resultierenden Sollwertvorgaben aus den Tageslastprofilen sind in den nachfolgenden Abschnitten aufgezeigt.

4.6.1. Auswertung des Tageslastprofils eines Bürogebäudes

Das Ergebnis aus der Messung des Tageslastprofils eines Bürogebäudes mit einem Heizsystem, das BP 1 entspricht, ist in Abbildung 4-14 als zeitlicher Verlauf dargestellt. Auf der Abszisse ist der zeitliche Verlauf in Minuten bzw. die dazugehörige Uhrzeit aus dem

Tagesverlauf aufgetragen. Auf der linken Ordinate ist der Wärmekapazitätsstrom des Fernwärmenetzes $\dot{W}_{FW}$ aufgetragen, während auf der rechten Ordinate die erreichte Rücklaufftemperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{Verd}$ gezeigt ist. Zur besseren Auswertung der Ergebnisse sind neben den fluktuierenden Messwerten auch zeitliche Mittelwerte eingezeichnet. Die Mittelwertbildung beginnt dabei 200 s nach jedem Betriebspunktwechsel und endet 25 s vor dem nächsten Betriebspunktwechsel. Auf diese Weise wird der Zeitraum zum Einstellen des neuen Lastzustandes in der Mittelwertbildung nicht berücksichtigt.

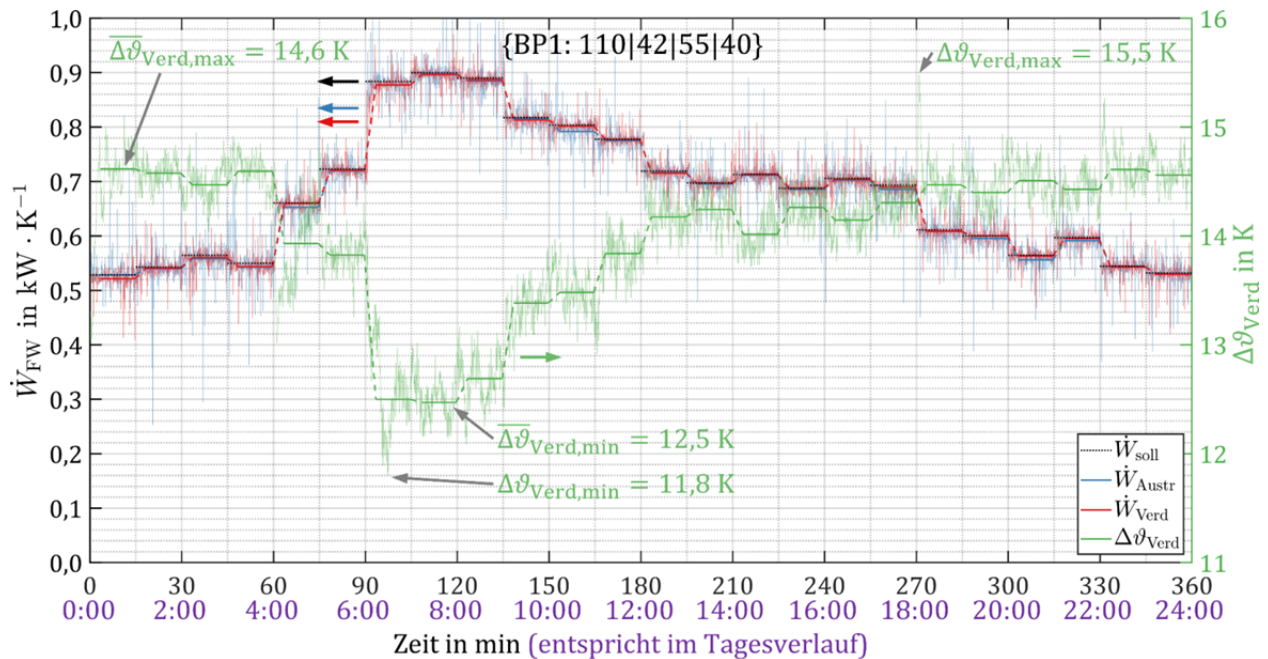


Abbildung 4-14 Ergebnisdarstellung der Messung des Tageslastprofils eines Bürogebäudes mit einem Heizsystem, das BP 1 entspricht.

Die minimale Rücklaufftemperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{Verd,min}$ liegt zum Zeitpunkt $t = 97,25$ min und damit 7,25 min nach der Erhöhung des Wärmekapazitätsstroms von $\dot{W}_{FW} = 0,72$ kW/K auf $\dot{W}_{FW} = 0,88$ kW/K vor. Dies ist auf zwei Effekte zurückzuführen: Zum einen sinkt wie in Kapitel 4.4 aufgezeigt, die erreichbare Rücklaufftemperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{Verd}$ mit zunehmendem Wärmekapazitätsstrom $\dot{W}_{FW}$ ab. Zum anderen bewirkt die Regelung des Tiefdrucks der AWP auf einen konstanten Wert, dass kurzzeitig weniger Kältemittel in den Verdampfer einströmt. Es steht somit in Folge des Lastwechsels weniger Kältemittel für die Verdampfung zur Verfügung, wodurch die erreichte Rücklaufftemperaturabsenkung kurzzeitig geringer ist. Generell zeigt sich, dass die zeitlich lokalen Minimal- und Maximalwerte der Rücklaufftemperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{Verd}$ auf einen Lastwechsel folgen.

Die Mittelwerte der erreichten Rücklaufftemperaturabsenkung $\overline{\Delta\vartheta}_{Verd}$ zeigen eine analoge Abhängigkeit zu dem Wärmekapazitätsstrom des Fernwärmenetzes $\dot{W}_{FW}$ wie in den stationären Messungen. Der minimale Wert der mittleren Rücklaufftemperaturabsenkung $\overline{\Delta\vartheta}_{Verd,min} = 12,5$ K liegt beim maximalen Wärmekapazitätsstrom von $\dot{W}_{FW} = 0,90$ kW/K vor. Beim minimalen Wärmekapazitätsstrom von $\dot{W}_{FW} = 0,52$ kW/K wird hingegen die maximale Rücklaufftemperaturabsenkung von $\overline{\Delta\vartheta}_{Verd,max} = 14,6$ K erreicht. Die Mittelwerte dieser Messung

liegen dabei in der gleichen Größenordnung wie die Rücklauftemperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{\text{Verd}}$ aus den stationären Messungen in Abschnitt 4.4.2.

4.6.2. Auswertung des Tageslastprofils eines Mehrfamilienhauses

Auch bei Verwendung des Tageslastprofil eines Mehrfamilienhauses mit einem Heizsystem, welches BP 4 entspricht, können die gleichen Schlussfolgerungen wie in Abschnitt 4.6.1 gezogen werden. Auch hier liegt die minimale Rücklauftemperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{\text{Verd,min}} = 9,3 \text{ K}$ zeitlich kurz nach einer Erhöhung auf den maximalen Wärmekapazitätsstrom von $\dot{W}_{\text{FW}} = 0,90 \text{ kW/K}$ vor. Die maximale Rücklauftemperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{\text{Verd,max}} = 16,6 \text{ K}$ wird ca. 6 min nach einer Absenkung des Wärmekapazitätsstroms zum Zeitpunkt $t = 351,2 \text{ min}$ erreicht. Diese Messung bestätigt damit ebenfalls, dass die zeitlichen Maximal und Minimalwerte nach einer Laständerung auftreten.

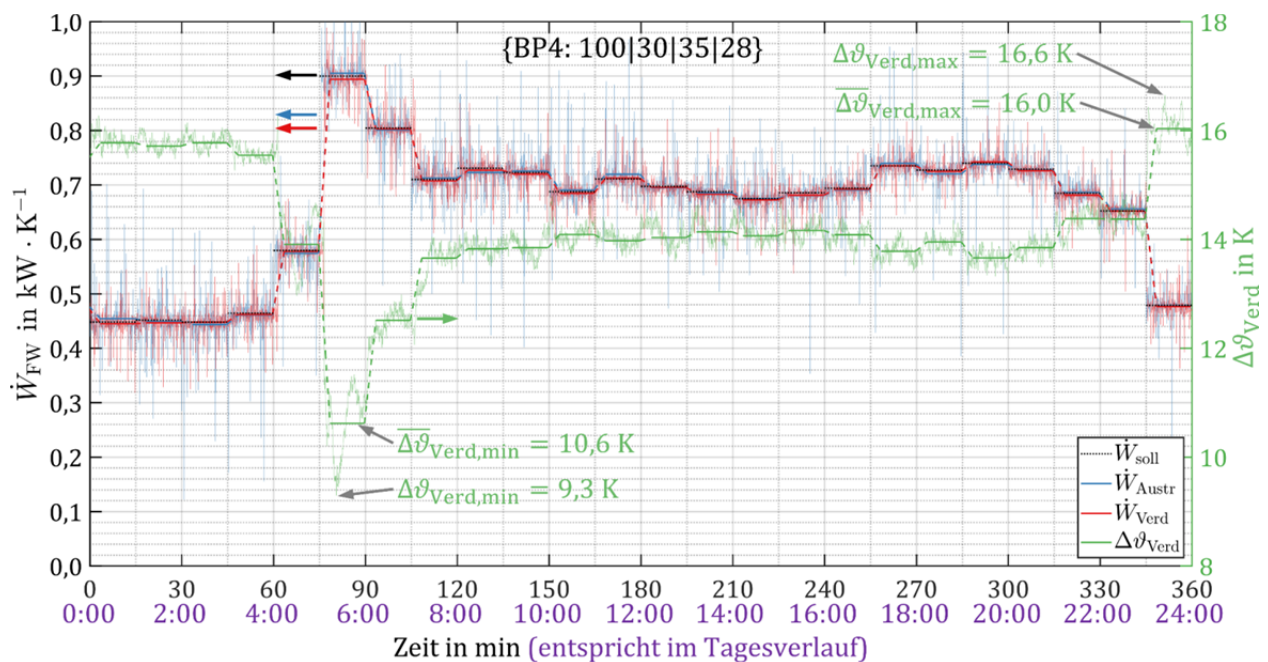


Abbildung 4-15 Ergebnisdarstellung der Messung des Tageslastprofils eines Mehrfamilienhauses mit einem Heizsystem, das BP 4 entspricht.

Bei Betrachtung der Mittelwerte der Rücklauftemperaturabsenkung $\overline{\Delta\vartheta}_{\text{Verd}}$ wird auch in dieser Messung die gleiche Größenordnung der Rücklauftemperaturabsenkungen $\Delta\vartheta_{\text{Verd}}$ aus den stationären Messungen in Kapitel 4.4.2 erreicht. Der minimale Wert der mittleren Rücklauftemperaturabsenkung $\overline{\Delta\vartheta}_{\text{Verd,min}} = 10,6 \text{ K}$ liegt auch in dieser Messung beim maximalen Wärmekapazitätsstrom von $\dot{W}_{\text{FW}} = 0,90 \text{ kW/K}$ vor. Die maximale mittlere Rücklauftemperaturabsenkung von $\overline{\Delta\vartheta}_{\text{Verd,max}} = 16,0 \text{ K}$ wird hingegen nicht beim absolut minimalen Wärmekapazitätsstrom $\dot{W}_{\text{FW}}$ erreicht, sondern bei einem um $0,03 \text{ kW/K}$ höherem Wert am Ende der Messreihe. Die Ursache hierfür ist, dass zu Beginn der Messung die Komponenten der AWP sowie die Wärmedämmung noch nicht die stationäre Temperatur erreicht hat. Am Ende des Tageslastprofils ist die gesamte AWP aufgeheizt, weshalb hier trotz des höheren Wärmekapazitätsstroms eine höhere Rücklauftemperaturabsenkung erreicht wird.

Insgesamt zeigen die Ergebnisse deutlich, dass die Regelung AWP schnell auf Laständerungen reagiert und in Folge dessen eine ähnlich hohe Rücklaufftemperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{\text{Verd}}$ wie im stationären Betrieb erreicht wird.

5. Wissenschaftlich-technische und wirtschaftliche Nutzen

Wissenschaftlich-technischer Nutzen

Im Forschungsprojekt wurde erstmals eine Absorptionswärmepumpe mit der Arbeitsstoffpaarung Ammoniak-Wasser bei den Betriebsbedingungen einer Hausstation in Fernwärmenetzen zur Wärmebereitstellung von Gebäuden untersucht. Es konnte durch die Verwendung des fernwärmeseitigen Rücklaufs für die Beheizung des Verdampfers eine besonders hohe Effizienz der Wärmepumpe von $\zeta_k = 0,7$ erzielt werden. Darüber hinaus konnte im Rahmen des Projektes das Verständnis für die thermodynamischen Prozesse innerhalb des Absorptionswärmepumpenprozess und dessen Bewertungsmöglichkeiten vertieft werden. In [38] sind beispielsweise die ersten experimentellen Erkenntnisse zur AWP bei den Betriebsbedingungen in Fernwärmenetzen gezeigt. Dabei wird auch auf die Effizienz der AWP und der Nutzen des Kältemittelwärmeübertragers eingegangen. Eine detaillierte Betrachtung des Austreibers und des Absorbers ist in [44] veröffentlicht. Darin wird auch eine neue Methode zur Beurteilung der Komponenten auf Basis der thermophysikalischen Stoffeigenschaften von Ammoniak-Wasser-Mischungen vorgestellt.

Wirtschaftlicher Nutzen

Die Integration thermisch angetriebener Absorptionswärmepumpen zur verstärkten Nutzung vorhandener exergetischer Potenziale innerhalb von Fernwärmenetzen vermindert einerseits die (i) Wärmeverteilverluste, andererseits den (ii) Brennstoffeinsatz in Folge erhöhter primärenergetischer Effizienz der Wärmebereitstellung. Resultierend aus verringerten Brennstoffeinsätzen bei gleicher thermischer Leistung sinken so die Wärmebereitstellungskosten. In Folge geringerer thermischer Lasten wird die (iii) Instandhaltung weniger kostenintensiv und die Betriebskosten sind geringer. Es ergeben sich wirtschaftliche Vorteile für die Betreiber zentraler Wärmeversorgungs-systeme. Abschließend erlauben die verringerten Betriebstemperaturen (iv) den Einsatz alternativer Wärmeverteil-systeme, wie Doppel- oder flexible Rohrsysteme. In diesem Zuge können unterschiedliche Materialien und Strukturen für die Wärmedämmung (z.B. PE-Schaum), das Medienrohr (z.B. gewellter Kunststoff) und Hüllrohr (z.B. gewellt) zum Einsatz kommen. Diese alternativen Systeme sind im Gesamtkontext technischer und ökonomischer (Materialkosten) Gesichtspunkte an veränderte Betriebsparameter des Wärmeversorgungsnetzes anzupassen. Material-, Fertigungs- und Baukosten des Wärmeverteil-systems sind so geringer und ergeben bei Netzneu- und Netzausbau Kostenvorteile.

Durch die in Kapitel 3.1 vorgestellten Konturdiagramme, die ebenfalls in [19] veröffentlicht wurden, ist eine einfache Beurteilung für die Einsatzbarkeit von Ammoniak-Wasser Absorptionswärmepumpen entstanden. Diese Diagramme sind für jede Verschaltungsart von Ammoniak-Wasser Wärmepumpen und Kältemaschinen gültig und bieten damit in der Planung und Auslegung solcher Anlagen ein breites Anwendungsfeld. Auch für die Auslegung der Hausstation mit integrierter Absorptionswärmepumpe ist im Rahmen des Projektes ein Simulationsmodell entstanden. Durch das in Kapitel 3.2 entstandene Modell können sowohl die Betriebsbedingungen für die Auslegung des Hauptwärmeübertragers einer Hausüberstation mit Absorptionswärmepumpe ermittelt werden, als auch die Auswirkungen der AWP auf das Fernwärmenetz betrachtet werden. So können Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen zu dem in diesem Projekt verfolgtem Konzept schnell und einfach direkt durch die KMUs durchgeführt werden.

6. Ausblick

Für eine Weiterentwicklung des Konzeptes sollte die Austreibereinheit der AWP an den im Vergleich zur solarbetriebenen AKM verringerten externen Massenstrom angepasst werden. Hierdurch soll die Grädigkeit im Austreiber $\Delta\vartheta_{\text{gräd}}$ verringert werden. Auf diese Weise kann entweder bei gleichbleibender Temperatur der Austreiberbeheizung eine höhere Rücklauftemperaturabsenkung erzielt werden, oder bei einer verringerten fernwärmeseitigen Vorlauftemperatur eine gleichbleibende Rücklauftemperaturabsenkung erzielt werden.

Des Weiteren wäre es für eine bessere Wirtschaftlichkeit des Konzeptes wichtig, die Investitionskosten der AWP weiter abzusenken. Hierfür ist der nächste Schritt der AWP-Entwicklung am IGTE, die Lösungsmittelpumpe durch eine Standardkomponente aus der Industrie zu ersetzen. Derzeit wird eine Dosierpumpe aus der chemischen Prozesstechnik verwendet. Diese Pumpe ist dabei deutlich überdimensioniert und die Investitionskosten sind aufgrund einer geringen Stückzahl in der Produktion verhältnismäßig hoch. Durch die Verwendung einer geeigneten alternativen Lösungsmittelpumpe mit höheren Stückzahlen, könnten die Investitionskosten der AWP deutlich abgesenkt werden. Als Nebeneffekt könnten bei einer passend dimensionierten Pumpe auch die Betriebskosten durch eine höhere Effizienz sinken.

Während der Bearbeitung des Vorhabens 19696N sind jedoch einige weitere wichtige Problemstellungen zu Tage getreten, deren Bearbeitung und Lösung Gegenstand eines Anschlussvorhabens zu 19696 N sind. Auf Basis der bereits erhaltenen Ergebnisse soll das Konzept „Hausstation mit integrierter AWP“ auf die neuen Randbedingungen sowohl wirtschaftlich als auch technisch weiter optimiert werden. Es ist vorgesehen, die Voraussetzungen für die Umsetzung des Konzepts durch verringerte Betriebskosten und die Anpassung des Konzepts für die zukünftigen Wärmenetze 4.0 zu schaffen. Es werden Businessmodelle betrachtet, welche KMUs eine Erweiterung ihres Dienstleistungsportfolios bieten. Am geplanten Projektende ist die Anlage durch Sicherheitsvorrichtungen und einen autonomen Betrieb für einen weiterführenden Feldtest technisch vorbereitet.

7. Liste der bisherigen Veröffentlichungen zum Projekt

- [a] Mirl, N.; Schmid, F.; Spindler, K.: Reduction of the return temperature in district heating systems with an ammonia-water absorption heat pump. Case Studies in thermal Engineering, No.12, pp.817-822, 2018
- [b] Mirl, N.; Schmid, F.; Spindler, K.: Experimentelle Untersuchung zur Einbindung einer Ammoniak-Wasser-Absorptionswärmepumpe in Fernwärmenetze. Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins, AAI.1.11., Aachen, 2018
- [c] Yang, F.; Grage, T.: Senkung der Rücklauftemperatur im Fernwärmenetz. EuroHeat&Power, 48.Jg, Heft 2-4, S. 34-37, 2019
- [d] Mirl, N.; Schmid, F.; Spindler, K.: Integration von Absorptionswärmepumpen - Experimentelle Untersuchungen zur Senkung der Rücklauftemperatur im Fernwärmenetz. EuroHeat&Power, 48.Jg, Heft 5, S.31-35, 2019
- [e] Mirl, N.; Spindler, K.: "Optimization potentials for the absorber and the generator of an ammonia-water absorption heat pump" in The 25th IIR International Congress of Refrigeration, Montréal, Kanada, Manuscript ID: 189, 2019.
- [f] Yang, F.; Grage, T.: Potenziale von Absorptionswärmepumpen in zentralisierten Wärmeversorgungsnetzen. Poster Vortrag, 51. Kraftwerks-technisches Kolloquium, Dresden, 22.10.2019
- [i] Yang, F.: In der Hausstation integrierte Absorptionswärmepumpen zur Absenkung der Fernwärmenetzrücklauftemperatur. Manuskript, 34. Oldenburger Rohrleitungsforum, 13. und 14. Februar 2020

8. Literaturverzeichnis

- [1] Schuchardt, G.K.: "Energetische Analyse von Nahwärmenetzen unter Berücksichtigung des mikroskopischen thermohydraulischen Netzzustandes", *Verlag Dr. Hut*, München, 2017.
- [2] Conradi, F.; Kahle, M.: "Guide to attain low return temperatures in old buildings", *Euroheat & Power International*, no. III, 2010.
- [3] Schuchardt, G.K.: "Integration of Decentralized Thermal Storages within District Heating (DH) networks", *CONNECT Tagung*, 2016.
- [4] Bestrzynski, G.K.; Razani, A.R.; Janßen, H.; Luke, A.; Scholl, S.: "Dynamic Modell for Small Scale District Heating Networks in Rural Areas" in *4th IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants*, 2013.
- [5] Gietzelt, M.; Kruse, C.-D.; Kruhl, J.: "Zusammenfassende Darstellung der physikalischen Grundlagen zur Beeinflussung der Rücklauftemperatur in Fernwärmenetzen", *interner Bericht, FFI*, 1994.
- [6] Gietzelt, M.; Kruse, C.-D.; Kraaz, M.: "Absenkung der Betriebsparameter in Heißwassernetzen: AiF-Auftrag 382 D", *Berichtsteil FFI*, 1992.
- [7] Schöbel, G.; Gietzelt, M.: "Absenkung der Betriebsparameter in Heizwassernetzen: AiF-Auftrag 382 D", 1992.
- [8] Albrecht; Häckelmann; Altenburger; Fröhlich; Greiner; Kossak; Kurz; Leonhardt; Sachtleben; Heymann; Rohde: "AGFW Mitgliederinformation Absenkung des Temperatur-Niveaus (Optimierung)", 1995.
- [9] Herning kommunale Vaerker: "Demonstrationsprojekt for Lavtemperaturkraftvarme i Herning", 1991.
- [10] Dausch, H.-J.: "Maßnahmen zur Erreichung niedriger Rücklauftemperaturen", *Euroheat & Power*, vol. 38, 2009.
- [11] Rüetschi, M.: "The return temperature in DH networks – a key factor for the economical operation of DH", *Euroheat & Power International*, vol. 10, 1997.
- [12] Müller, M.; Spindler, K.: "Effizienzsteigerung einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine" in *Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins*, Hannover, Germany, 2013, AA II.1.08.
- [13] Zetzsche, M.: "Experimentelle Untersuchungen und regelungstechnische Optimierung einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine in Kombination mit einem solar angetriebenen Kühlsystem mit Eisspeicher", *Dissertation, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart*, Stuttgart, Germany, 2012.
- [14] Brendel, T.; Schmid, F.; Müller, M.; Hahn, R.: "Effizienzsteigerung einer solar angetriebenen Absorptionskälteanlage mit Eisspeicher: Abschlussbericht", *Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), Universität Stuttgart*, Stuttgart, 2013.
- [15] Schmid, W.: "Sinnvolle Kopplung: Kälte aus Fernwärme", *TGA Fachplaner*, no. 7, 2011.
- [16] Meyer, F.: "Mit Wärme Kühlen: BINE-Projektinfo", 2012.

- [17] Ajib, S., Günther, W.: "EnEff: Wärme – Absorptionskälteanlage für Nieder-temperaturfernwärme; Entwicklung einer Pilotanlage: Abschlussbericht", 2014.
- [18] Fu, L.; Li, Y.; Zhang, S.; Jiang, Y.: "A district heating system based on absorption heat exchange with CHP systems", *Front. Energy Power Eng. China*, vol. 4, no. 1, pp. 77–83, 2010.
- [19] Mirl, N.; Schmid, F.; Spindler, K.: "Reduction of the return temperature in district heating systems with an ammonia-water absorption heat pump", *Case studies in thermal engineering*, no. 12, pp. 817–822, 2018.
- [20] Riba Edelstahl Handelsgesellschaft mbH: "Chemische Beständigkeit der nichtrostenden Stähle: Technische Informationen", Hamburg, 2006.
- [21] Moser, H.; Zotter, G.; Kotenko, O.; Rieberer, R.: "the formation of non-condensable gases in ammonia/water absorption heat pumps made of stainless steel - literature review and experimental investigation" in *proceedings of the 4th IIR International Conference on Ammonia Refrigeration Technology*, Ohrid, 2011, pp. 221–230.
- [22] Köcher, R.: "Beitrag zur Berechnung und Auslegung von Fernwärmenetzen", *Dissertation, TU-Berlin*, Berlin, 2000.
- [23] Glück, B.: "Wärmeübertragung: Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren", 2nd ed., *Verl. für Bauwesen*, Berlin, 1990.
- [24] Wossog, G. (Ed.): "Handbuch Rohrleitungsbau", 3rd ed., Essen, Vulkan-Verl., 2014.
- [25] AGFW | Der Energieeffizienzverband für Wärme, Kälte und KWK e.V.: "AGFW-Hauptbericht 2016: Energiewirtschaft und Politik", 2017.
- [26] Nussbaumer, T.; Thalmann, S.; Jenni, A.; Ködel, J.: "Planungshandbuch Fernwärme: Bundesamt für Energie Schweiz", 2017.
- [27] Glück, B.: "Heizwassernetze für Wohn- und Industriegebiete", *Verlags- und Wirtschaftsges. d. Elektrizitätswerke*, Frankfurt (Main), 1985.
- [28] Arbeitsgemeinschaft für Wärme und Heizkraftwirtschaft, AGFW e.V.: "AGFW-Arbeitsblatt FW 401 Teil 2 Verlegung und Statik von Kunststoffmantelrohren (KMR) für Fernwärmenetze -Systembeschreibung", Dezember 2007.
- [29] Deutsches Institut für Normung e.V. Normenausschuss Heiz- und Raumluftechnik (NHRS): "DIN EN 253: Fernwärmerohre - Werkmäßig gedämmte Verbundmantelrohrsysteme für direkt erdverlegte Fernwärmenetze –Verbund-Rohrsystem, bestehend aus Stahl-Mediumrohr, Polyurethan-Wärmedämmung und Außenmantel aus Polyethylen", Dezember 2015.
- [30] Deutsches Institut für Normung e.V. Normenausschuss Heiz- und Raumluftechnik (NHRS): "DIN EN 13941: Auslegung und Installation von werkmäßig gedämmten Verbundmantelrohren für die Fernwärme", Dezember 2010.
- [31] Dötsch, C.; Taschenberger, J.; Schönberg, I.: "Leitfaden Nahwärme", *Fraunhofer-IRB-Verl.*, Stuttgart, 1998.
- [32] Winter, W.; et al.: "Hydraulische Rohrrauigkeit von Stahlmediumrohren für Fernwärmenetze", *Euroheat & Power*, vol. 29, no. 05, pp. 24–33, 2000.

- [33] Rhein, M. (Ed.): "Komplexanalyse Low Temperature & CHP Methodik: Teilthema 1 des Forschungsvorhabens: Multilevel District Heating", Frankfurt am Main, AGFW-Projektges, 2012.
- [34] Eppele, B.; Leithner, R.; Linzer, W.; Walter, H. (Eds.): "Simulation von Kraftwerken und Feuerungen", 2nd ed., Wien, New York, Springer, 2012.
- [35] Schramek, E.-R.; Recknagel, H. (Eds.): "Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2011/2012: Einschließlich Warmwasser- und Kältetechnik", 75th ed.
- [36] Hellwig, M.: "Entwicklung und Anwendung parameterisierter Standard-Lastprofile", *Dissertation, TU-München*, München, 2003.
- [37] AGFW, Der Energieeffizienzverband für Wärme, Kälte und KWK: "EnEff:Wärme: Methodische Ansätze zur Temperaturabsenkung eines gewachsenen Fernwärmenetzes ; Leitfaden ; Forschungsvorhaben Fernwärmemodellstadt Ulm", Frankfurt am Main, AGFW, 2014.
- [38] Mirl, N.; Schmid, F.; Spindler, K.: "Experimentelle Untersuchung zur Einbindung einer Ammoniak-Wasser Absorptionswärmepumpe in Fernwärmenetze" in *Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins*, Aachen, 2018, AA II.1.11.
- [39] Mersmann, A.; Kind, M.; Stichlmair, J.: "Thermische Verfahrenstechnik: Grundlagen und Methoden", 2nd ed., *Springer*, Berlin, 2005.
- [40] DIN Deutsches Institut für Normung e.V.: "DIN EN 378-1: Kälteanlagen und Wärmepumpen - Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen", 2008.
- [41] Baehr, H.D.; Stephan, K.: "Wärme- und Stoffübertragung", 8th ed., *Springer Berlin Heidelberg*, Berlin, Heidelberg, 2013.
- [42] Tillner-Roth, R.; Friend, D.G.: "A Helmholtz Free Energy Formulation of the Thermodynamic Properties of the Mixture {Water + Ammonia}", *J. Phys. Chem. Ref. Data*, vol. 27, no. 1, pp. 63–96, 1998.
- [43] TYFOROP Chemie GmbH: Technische Information Tyfocor L, [Online], http://www.tyfo.de/uploads/TI/Ti_TYFOCOR-L_de.pdf, August 2017.
- [44] Mirl, N.; Spindler, K.: "Optimization potentials for the absorber and the generator of an ammonia-water absorption heat pump" in *The 25th IIR International Congress of Refrigeration*, Montréal, Kanada, 2019, Manuscript ID: 189.

9. Anhang

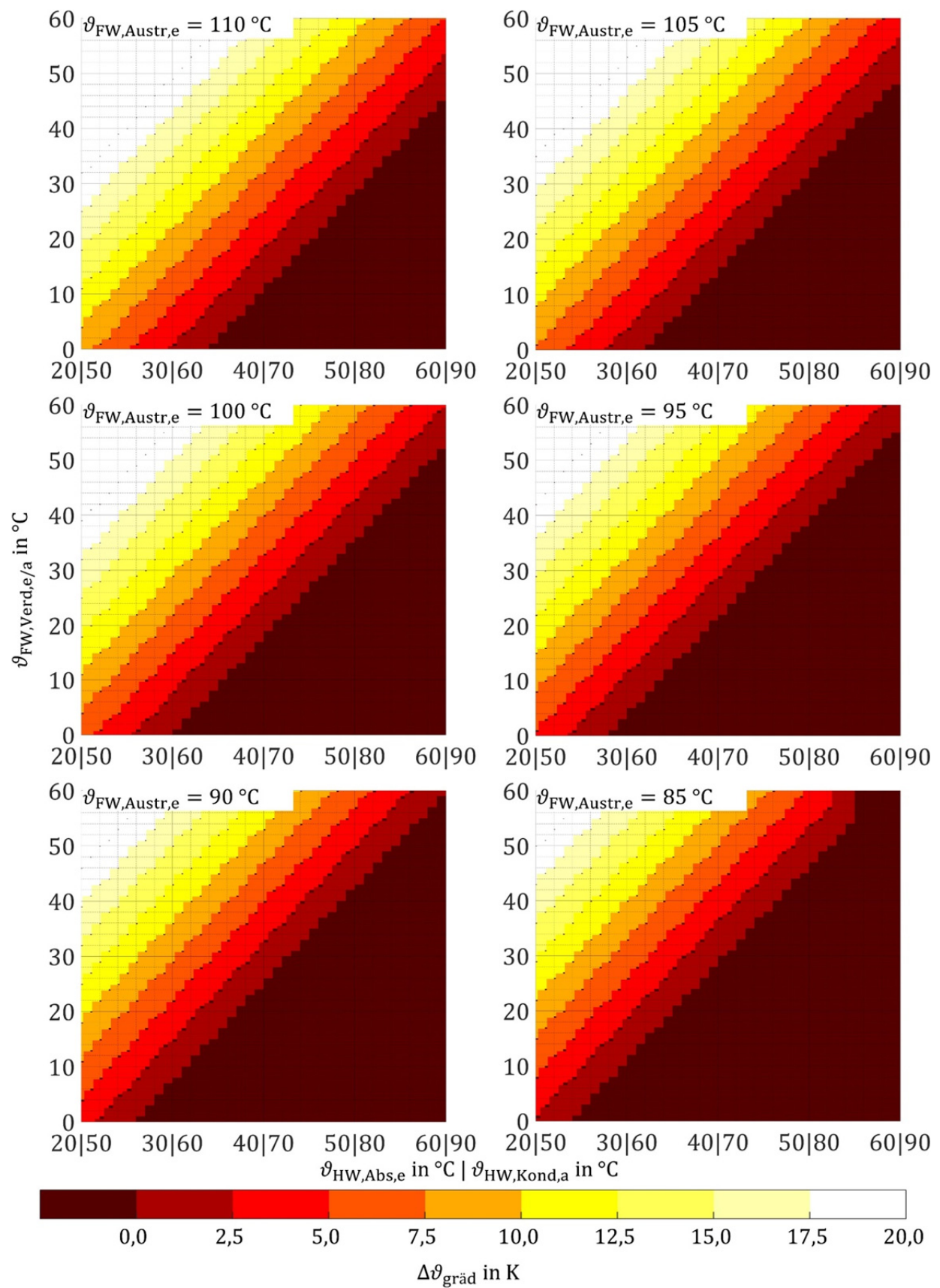


Abbildung 9-1 Mögliche BP einer Ammoniak-Wasser-AWP. Variation der fernwärmeseitigen Austreiber Eintrittstemperatur von 85 °C bis 110 °C bei einer heizungsseitigen Spreizung von 30 K.

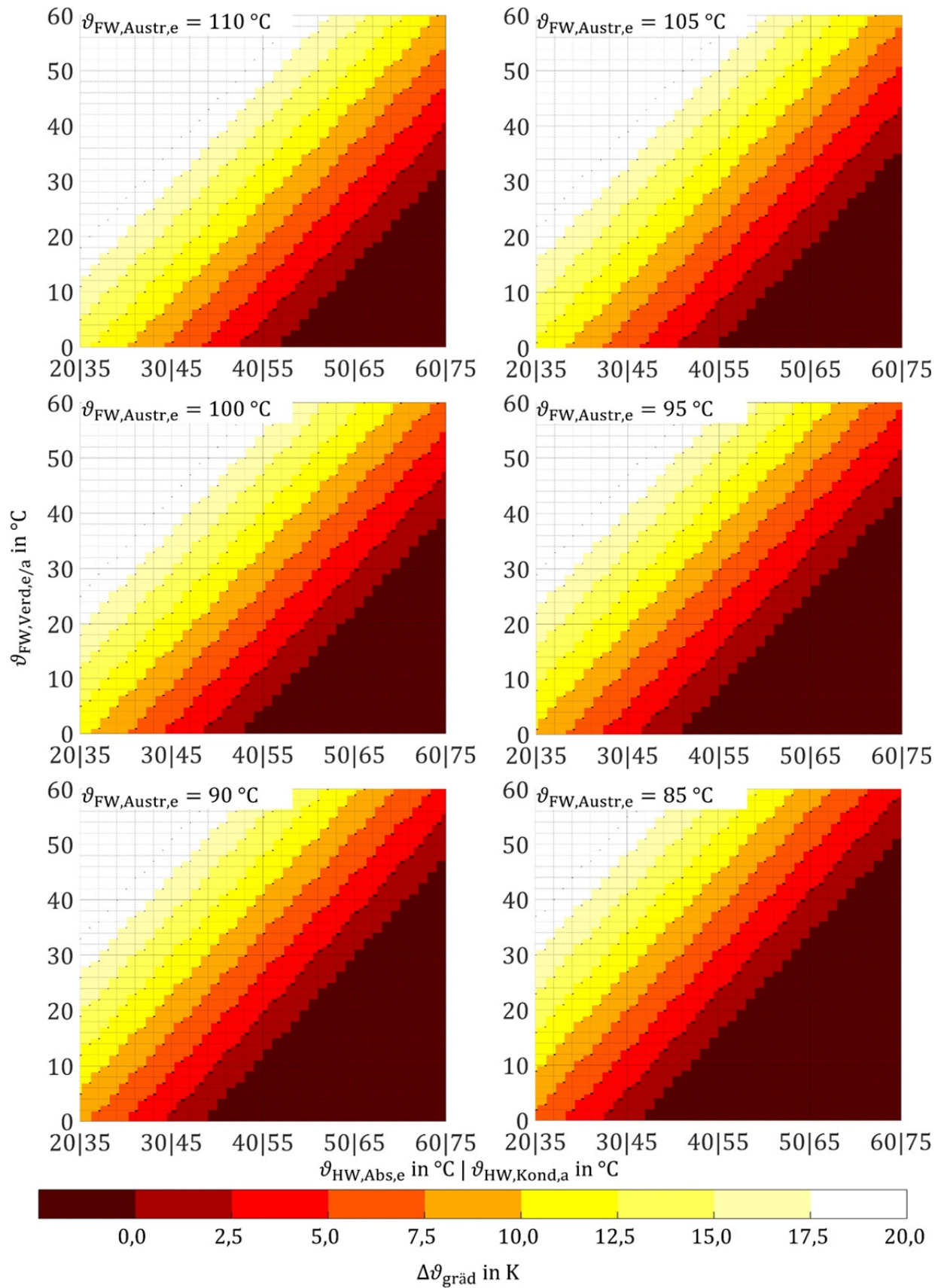


Abbildung 9-2 Mögliche BP einer Ammoniak-Wasser-AWP. Variation der fernwärmeseitigen Austrainer Eintrittstemperatur von 85 °C bis 110 °C bei einer heizungsseitigen Spreizung von 15 K.

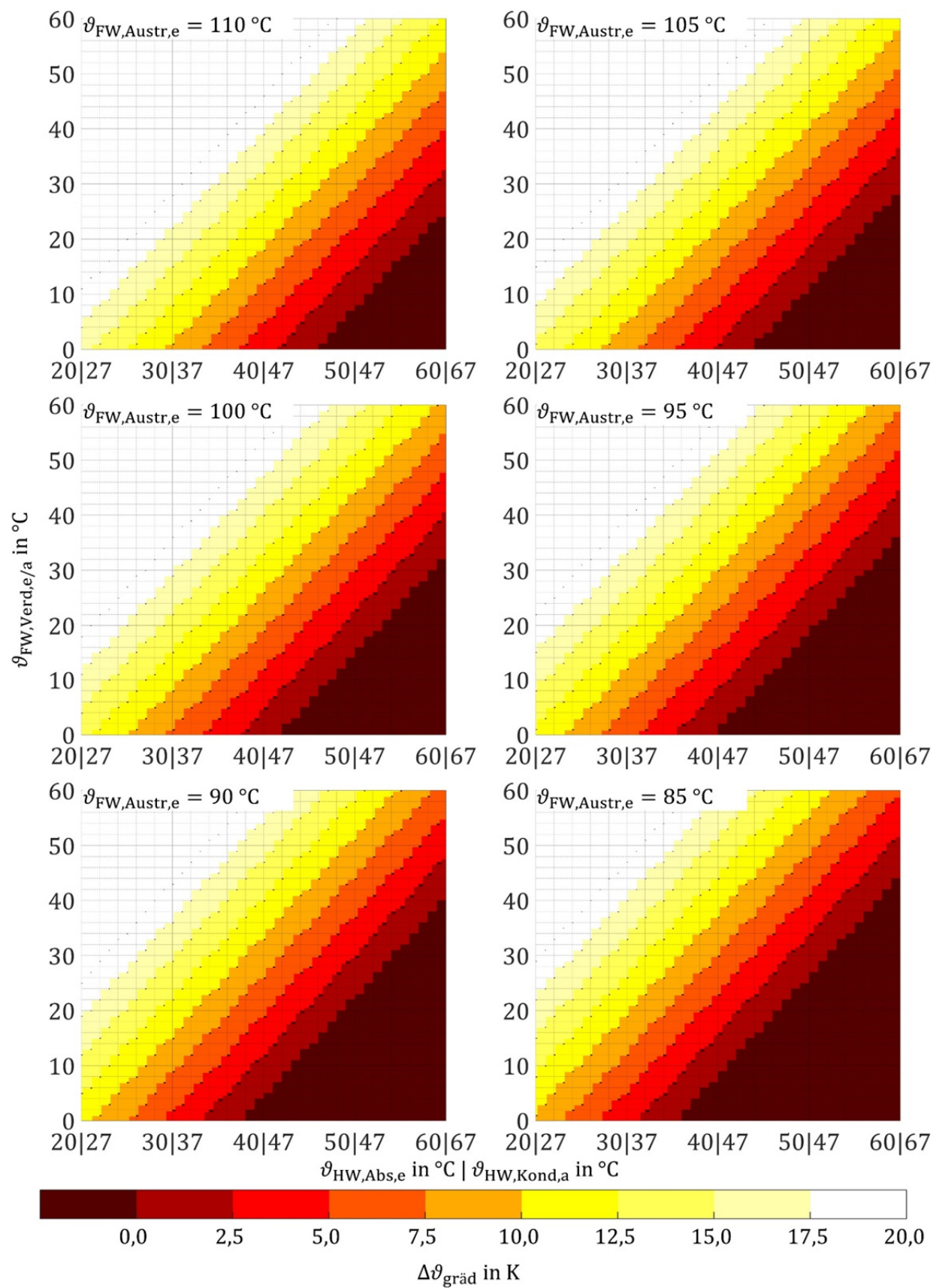


Abbildung 9-3 Mögliche BP einer Ammoniak-Wasser-AWP. Variation der fernwärmeseitigen Austreiber Eintrittstemperatur von 85 °C bis 110 °C bei einer heizungsseitigen Spreizung von 7 K.

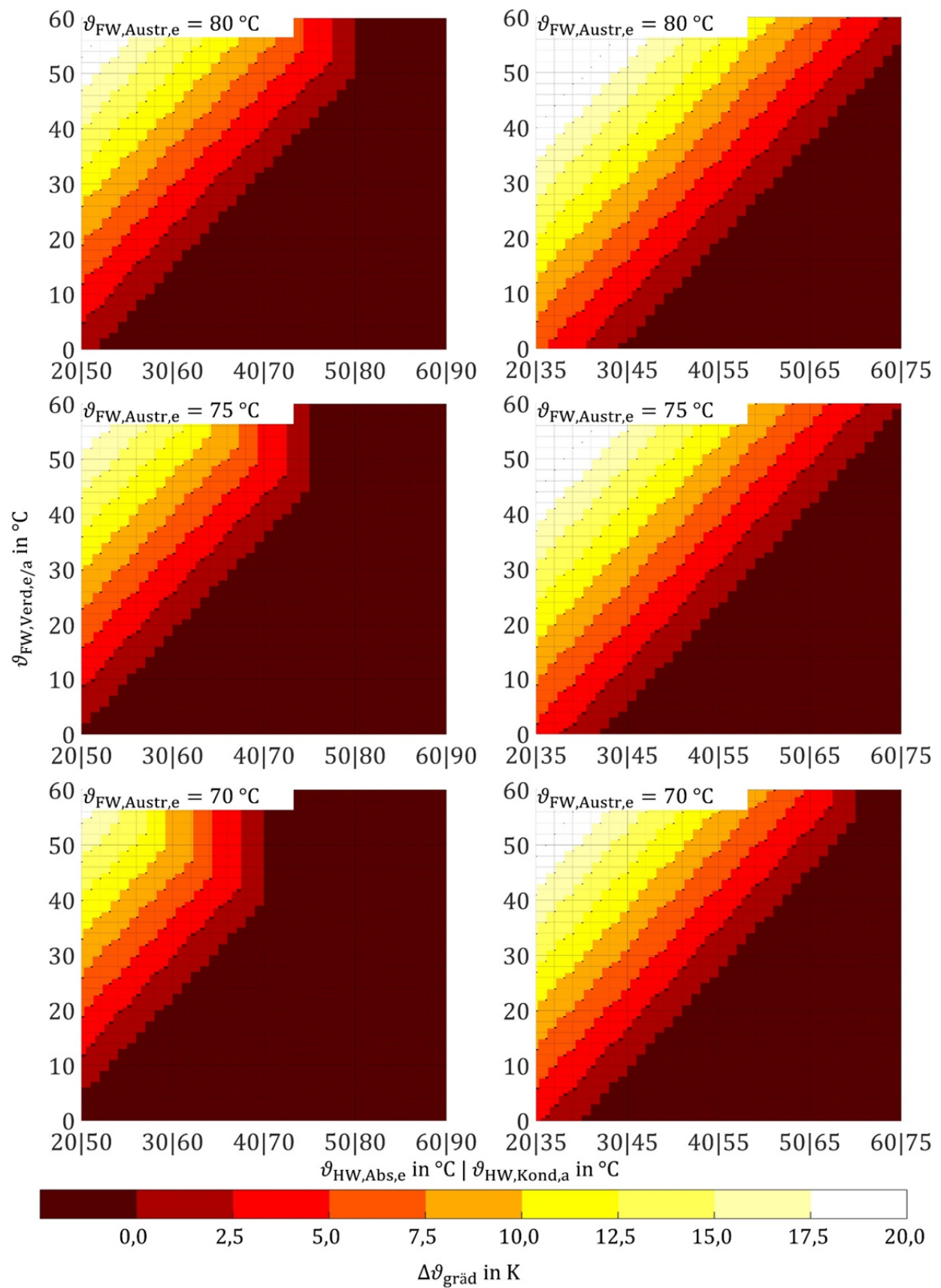


Abbildung 9-4 Mögliche BP einer Ammoniak-Wasser-AWP. Variation der fernwärmeseitigen Austreiber Eintrittstemperatur von 70 °C bis 80 °C bei heizungsseitigen Spreizungen von 30 K und 15 K.

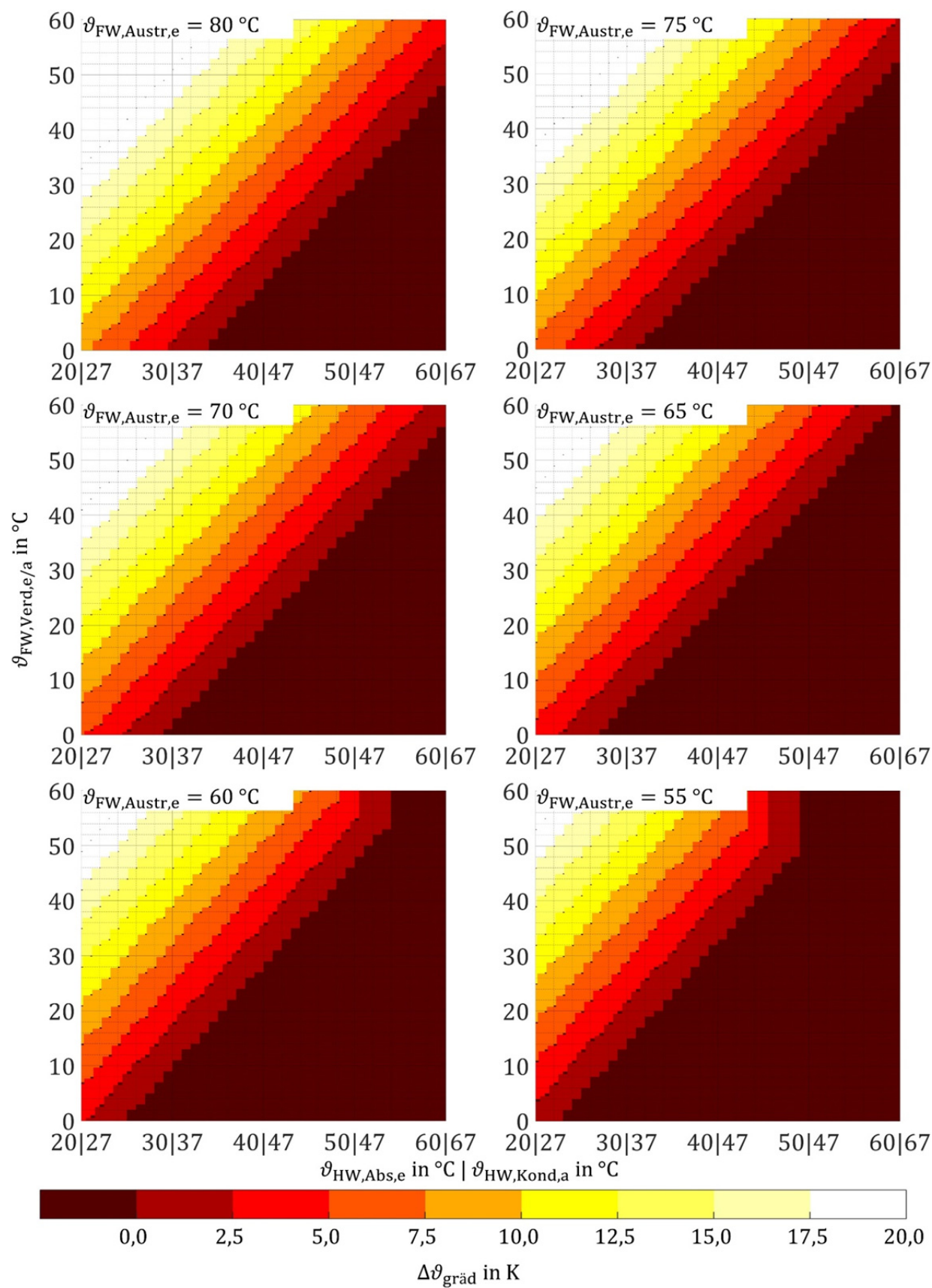


Abbildung 9-5 Mögliche BP einer Ammoniak-Wasser-AWP. Variation der fernwärmeseitigen Austreiber Eintrittstemperatur von 55 °C bis 80 °C bei einer heizungsseitigen Spreizung von 7 K.