

Experimentelle Untersuchung zur Einbindung einer Ammoniak-Wasser Absorptionswärmepumpe in Fernwärmenetze

N. Mirl*, F. Schmid, K. Spindler

Universität Stuttgart, Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung,
Pfaffenwaldring 6, 70569 Stuttgart
Nico.Mirl@igte.uni-stuttgart.de

* Korrespondenzautor

Kurzfassung

Am Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung (IGTE) werden derzeit experimentelle Untersuchungen zur Einbindung einer Ammoniak-Wasser Absorptionswärmepumpe (AWP) mit Fernwärmenetzen durchgeführt. Die im Austreiber benötigte Wärmeleistung soll dabei dem Fernwärmeverlauf entnommen werden. Die Wärmeleistung für den Verdampfer wird dem Rücklauf des Fernwärmenetzes entzogen. Dadurch kann die Temperatur des Fernwärmerücklaufs unter die heizungsseitige Rücklauftemperatur abgesenkt werden. Die Vorteile dieser Systemkopplung sind unter anderem eine gesteigerte Effizienz des Fernwärmenetzes und eine Erhöhung der Entnahmeleistung. Aus dieser Systemkopplung resultiert eine hohe Temperatur der Verdampfung von circa 30 °C. Der einzustellende Tiefdruck der Wärmepumpe kann durch die hohe Verdampfungstemperatur erhöht werden. Dies hat wiederum Auswirkungen auf den Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung und damit auf den gesamten Ammoniakmassenanteil der AWP-Befüllung.

Das Ziel dieser Untersuchungen ist, die AWP für den Betrieb mit hohen Temperaturen am Verdampfer in Hinblick auf eine gesteigerte Effizienz zu optimieren. Hierfür muss zunächst der Ammoniakmassenanteil der Befüllung neu ermittelt werden. Anschließend werden verschiedene Verschaltungsvarianten der Wärmeübertrager im Kältekreis untersucht und auch die Aufteilung des Heizungskreislaufs auf den Absorber und Kondensator variiert. Durch eine Bilanzierung der einzelnen Wärmeübertrager bzw. der Ermittlung deren Effektivität werden Optimierungspotentiale aufgezeigt. Insbesondere die Komponenten, in denen ein Stoffübergang bzw. ein stofflicher Ausgleich erfolgt, werden näher betrachtet. Auf diese Weise soll eine Anpassung der Komponenten für die weitere Anlagenentwicklung ermöglicht werden.

Es wird zunächst der Versuchsaufbau näher erläutert. Anschließend werden die ersten Ergebnisse der Untersuchungen sowie die daraus abgeleiteten Optimierungsvorschläge vorgestellt.

Stichwörter:

Absorptionswärmepumpe, Ammoniak-Wasser, Fernwärme, Rücklauftemperaturabsenkung, Systemkopplung

1 Einleitung

Durch einen sinkenden Wärmeverbrauch aufgrund von energetischen Sanierungen bestehender Gebäude wird das für die Gebäudebeheizung benötigte Temperaturniveau des Beheizungssystems stetig verringert. Für die Beheizung eines Gebäudes bzw. für die Trinkwarmwasserbereitung ist eine maximale Temperatur von 70 °C nötig. Aufgrund einzelner Wärmeabnehmer, welche ein hohes Temperaturniveau von 90 °C bis 140 °C brauchen, kann die Fernwärmeverlauftemperatur nicht unter diese Werte abgesenkt werden [1]. Wird ein saniertes Gebäude von einem solchen Fernwärmenetz versorgt, so wird innerhalb der Hausübergabestation die hohe Exergie des Fernwärmenetzes bei der Wärmeübertragung in Anergie dissipiert.

Auch die Rücklauftemperatur des Fernwärmenetzes ist mit über 50 °C relativ hoch [2]. Durch eine Absenkung der Fernwärmerücklauftemperatur kann die Effizienz des gesamten Netzes erheblich gesteigert werden [2, 3]. So sind beispielsweise die Wärmeverteilungsverluste geringer und eine Integration von Wärmequellen auf niedrigerem Temperaturniveau wird ermöglicht [4, 5]. Bei gleichbleibendem Wärmebedarf kann zudem der geförderte Massenstrom reduziert werden oder bei gleichbleibendem Massenstrom die maximal übertragbare Wärmeleistung des Fernwärmesystems erhöht werden [2].

Im Rahmen des Projektes „Potenziale von Absorptionswärmepumpen in zentralisierten Wärmeversorgungsnetzen“ (IGF-Vorhaben-Nr.: 19696 N/2) soll eine Absorptionswärmepumpe in ein Fernwärmesystem eingebunden werden, um die Rücklauftemperatur des Fernwärmenetzes weiter abzusenken. Dabei wird vorausgesetzt, dass die bekannten Maßnahmen zur Senkung der Rücklauftemperatur, wie ein hydraulischer Abgleich des Heizungsnetzes oder eine Optimierung der Regelung, bereits durchgeführt wurden. Die Rücklauftemperaturabsenkung soll somit über die bekannten Maßnahmen hinausgehen. Hierfür wird die am Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung entwickelte Absorptionskältemaschine [6, 7] für den Betrieb als Absorptionswärmepumpe auf die Betriebsbedingungen der Fernwärmenetze angepasst.

2 Anlagenkonzept

Das Prozessschema der Hausübergabestation mit der Ammoniak-Wasser Absorptionswärmepumpe ist in Abbildung 2-1 dargestellt. Eine ausführliche Beschreibung des Gesamtkonzeptes ist in [8] enthalten. In der Wärmepumpe tritt das dampfförmige Kältemittel in den Kondensator (1) ein und wird durch Abfuhr der Kondensationswärme \dot{Q}_K verflüssigt. Das nachfolgende Kältemittel-Reservoir (KM-Reservoir) (2) dient zur Zwischenspeicherung von flüssigem Kältemittel. Hierdurch wird der Betriebsbereich der Absorptionswärmepumpe vergrößert und es können Temperaturschwankungen der externen Kreisläufe ausgeglichen werden [6]. 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 Absorptionswärmepumpe entspannt. Im Verdampfer (5) wird es anschließend durch externe Wärmezufuhr \dot{Q}_V verdampft. Nach der internen Wärmerückgewinnung im KMWÜ (6) tritt der Kältemitteldampf in den Absorber (7) ein. Am Eintritt des Absorbers wird die arme Lösung (8) 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}_{Abs} abgekühlt und vollständig verflüssigt. Die flüssige reiche Lösung (9) wird in einen Pumpenvorlagebehälter geleitet. Der Füllstand der reichen Lösung in diesem Behälter (10) wird auf einen konstanten Wert geregelt. Die Lösungsmittelpumpe fördert die reiche Lösung auf das Hochdruckniveau (11) der Absorptionswärmepumpe. In einem Lösungsmittelwärmeübertrager (LMWÜ) wird die reiche Lösung (12) durch interne Wärmerückgewinnung von der armen Lösung vorgewärmt. Anschließend wird mit der vorgewärmten reichen Lösung der Dephlegmator durchströmt (13). Der Dephlegmator dient dabei zum einen der internen Wärmerückgewinnung 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 (14). Über eine Verbindungsleitung (15) zwischen Vorlagebehälter und Dephlegmator wird Kältemittel, welches bereits innerhalb der Vorwärmung ausgetrieben wird, zum Dephlegmator (16) geleitet. Über diese Verbindungsleitung wird zudem das im Dephlegmator anfallende Kondensat (16) zum Austreibervorlagebehälter (15) 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}_{Austr} wird die reiche Lösung teilweise verdampft und strömt zweiphasig in den Abscheider ein (17). Dort findet die Trennung statt in Kältemitteldampf (18), welcher zum Dephlegmator (16) strömt, und in

die arme Lösung (19), welche zum LMWÜ (20) strömt. Die abgekühlte arme Lösung strömt vom LMWÜ (21) über das Lösungsmittelventil (LM-Ventil) (22) zur Düse am Eintritt in den Absorber (8).

Durch die beiden Absperrventile (IV) und (V) kann der Einfluss des KMWÜs auf die Effizienz der Absorptionswärmepumpe experimentell untersucht werden. Bei geöffnetem Ventil (IV) und geschlossenem Ventil (V) wird der KMWÜ von dem Kältemitteldampf nach dem Verdampfer durchströmt ($5 \rightarrow 6 \rightarrow IV \rightarrow 7$) und ist somit für die Wärmerückgewinnung wirksam. Wird dahingegen das Ventil (IV) geschlossen und das Ventil (V) geöffnet, wird der KMWÜ nicht von dem Kältemitteldampf durchströmt. Durch diesen Bypass ($5 \rightarrow V \rightarrow 7$) des KMWÜs auf der Tiefdruckseite des Kältemittels tritt kein zusätzlicher Druckverlust durch die Durchströmung des KMWÜs auf. Das flüssige Kältemittel auf der Hochdruckseite des KMWÜ (3) wirkt dabei wie eine Vergrößerung des KM-Reservoirs und ist im stationären Betrieb der Absorptionswärmepumpe damit thermisch nicht wirksam.

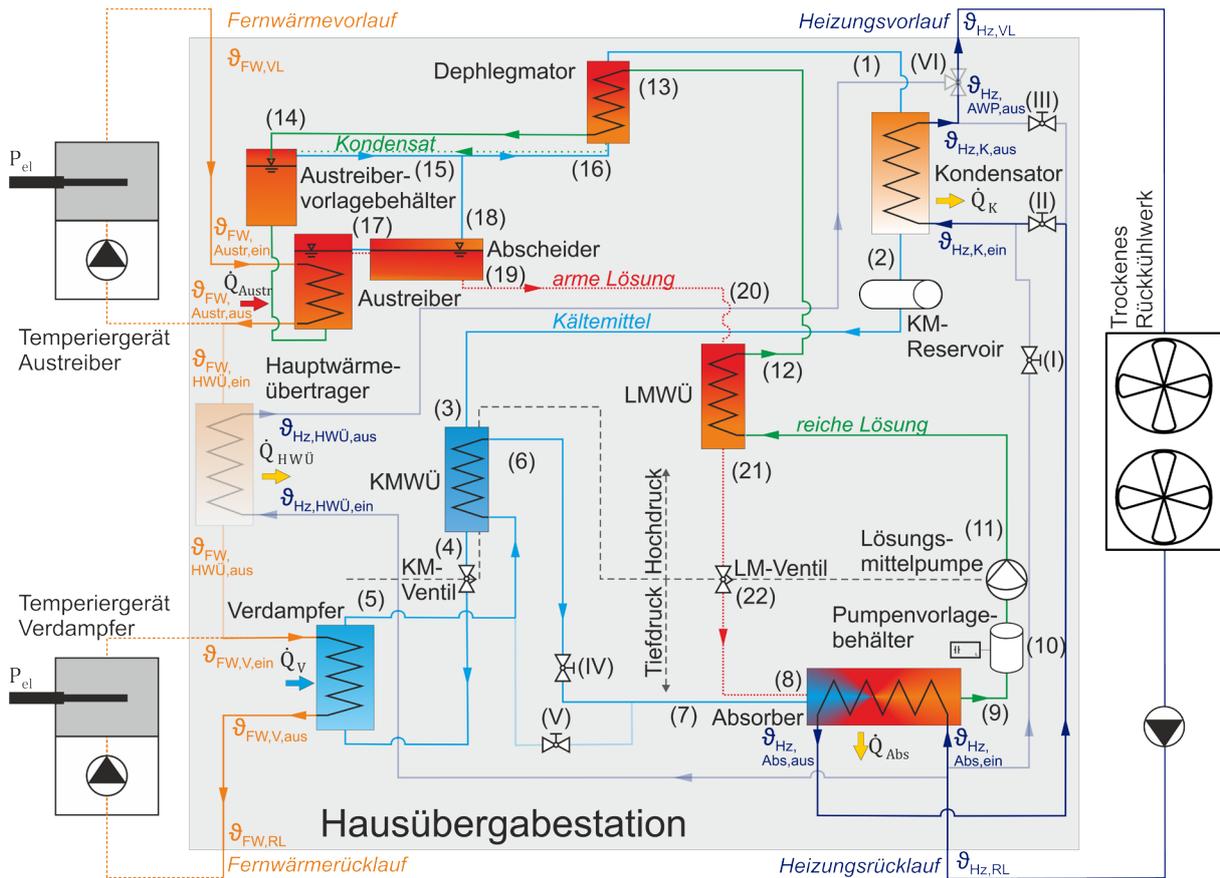


Abbildung 2-1 Prozessschema Hausübergabestation mit der Absorptionswärmepumpe und Umsetzung am Versuchsstand

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 $\vartheta_{\text{Hz,RL}}$, welche am Versuchsstand über die Ventilatorzahl eines trockenen Rückkühlwerks eingestellt wird, in den Absorber mit $\vartheta_{\text{Hz,Abs,ein}} = \vartheta_{\text{Hz,RL}}$ 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}_{K} des Kältemitteldampfes zusätzlich erwärmt. Die Austrittstemperatur des Kondensators ist dabei gleich der Austrittstemperatur aus der Absorptionswärmepumpe $\vartheta_{\text{Hz,K,aus}} = \vartheta_{\text{Hz,AWP,aus}}$. 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 Absorptionswärmepumpe auswirkt.

Die heizungsseitige Durchströmung des Hauptwärmeübertragers (HWÜ) erfolgt in diesem Konzept parallel zur gesamten Absorptionswärmepumpe. 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 $\vartheta_{FW,VL} = \vartheta_{FW,Austr,ein}$ wird für den Antrieb der Absorptionswärmepumpe verwendet. Am Versuchsstand wird dies durch ein elektrisch beheiztes Temperiergerät bereitgestellt. In der Hausübergabestation 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 $\vartheta_{FW,HWÜ,aus}$ wie in einer Hausübergabestation ohne Absorptionswärmepumpe. Im Rahmen der Untersuchungen wird angenommen, dass die Temperatur des Fernwärmefluids $\vartheta_{FW,HWÜ,aus}$ um 2 K über der Temperatur des Heizungsrücklaufs $\vartheta_{Hz,RL} = \vartheta_{Hz,HWÜ,ein}$ liegt. Wie auch beim Austreiber wird die Eintrittstemperatur in den Verdampfer $\vartheta_{FW,V,ein} = \vartheta_{FW,HWÜ,aus}$ 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 potentielles Einfrieren zu vermeiden. Damit die Wärmekapazitätsströme $\dot{W} = \dot{M} \cdot c_p$ beider Kreisläufe gleich sind werden die Massenströme \dot{M} entsprechend eingestellt.

Im Rahmen der Ausarbeitung werden die in Tabelle 2.1 dargestellten Betriebspunkte genauer betrachtet. Bei Betriebspunkt 1 bis Betriebspunkt 5 wird die Absorptionswärmepumpe in der Hausübergabestation zur Absenkung der Rücklaufemperatur eingesetzt. Die Auswahl von möglichen und sinnvollen Betriebspunkten ist in [8] dargestellt. Darin konnte die Kombination aus einem Niedertemperaturfernwärmenetz und einer Radiatorheizung ausgeschlossen werden. In diesem Betriebspunkt entsteht beim Einsatz einer herkömmlichen Hausübergabestation, bestehend aus dem Hauptwärmeübertrager, kaum ein Exergieverlust. Die erwartbare Effizienzsteigerung rechtfertigt nicht den hohen apparativen Aufwand, der durch den Einsatz einer Absorptionswärmepumpe nötig ist. Bei den Betriebspunkten 1 und 3 wird der Heizungskreislauf im Absorber und im Kondensator nur von $\vartheta_{Hz,RL} = 40 \text{ °C}$ auf ca. $\vartheta_{AWP,aus} = 52 \text{ °C}$ erwärmt. Die Heizungsvorlaufemperatur von $\vartheta_{Hz,VL} = 70 \text{ °C}$ wird durch eine Beimischung des im Hauptwärmeübertrager erwärmten Heizungsfluids erreicht (siehe Punkt (VI) in Abbildung 2-1). Bei den Betriebspunkten 2, 4 und 5 wird der Heizungskreislauf in der Absorptionswärmepumpe (im Absorber und Kondensator) von $\vartheta_{Hz,RL} = 28 \text{ °C}$ auf $\vartheta_{AWP,aus} > 35 \text{ °C}$ erwärmt. Der Betriebspunkt 6 dient als Referenz für die Ermittlung der Ammoniak-Wasser Füllmenge in Kapitel 3. In [7] wird die Absorptionswärmepumpe bei diesen Betriebsbedingungen als Absorptionskältemaschine (AKM) eingesetzt. Dabei handelt es sich um den Betriebspunkt aus [7], bei dem am meisten Kältemittel im KM-Reservoir aufgestaut werden muss, weshalb sich dieser für die Füllmengenmittlung eignet.

Betriebspunkt	Austreiber-Eintritt $\vartheta_{FW,Austr,ein} = \vartheta_{FW,VL}$	Verdampfer-Eintritt $\vartheta_{FW,V,ein} = \vartheta_{FW,HWÜ,aus} = \vartheta_{Hz,RL} + 2 \text{ K}$	Heizung-VL $\vartheta_{Hz,VL}$	Heizung-RL $\vartheta_{Hz,RL}$	Beschreibung
1	110 °C	42 °C	70 °C	40 °C	HT-Fernwärmenetz Radiatorheizung
2	110 °C	30 °C	35 °C	28 °C	HT-Fernwärmenetz Fußbodenheizung
3	100 °C	42 °C	70 °C	40 °C	MT-Fernwärmenetz Radiatorheizung
4	100 °C	30 °C	35 °C	28 °C	MT-Fernwärmenetz Fußbodenheizung
5	85 °C	30 °C	35 °C	28 °C	NT-Fernwärmenetz Fußbodenheizung
Betriebspunkt	Austreiber-Eintritt $\vartheta_{ext,Austr,ein}$	Verdampfer-Eintritt $\vartheta_{ext,V,ein}$	Rückkühlung-Austritt	Rückkühlung-Eintritt	Beschreibung
6	100 °C	7 °C	35 °C	30 °C	Referenz AKM

Tabelle 2.1 Untersuchte Betriebspunkte der Absorptionswärmepumpe sowie der Referenzmesspunkt der Absorptionskältemaschine aus [7]

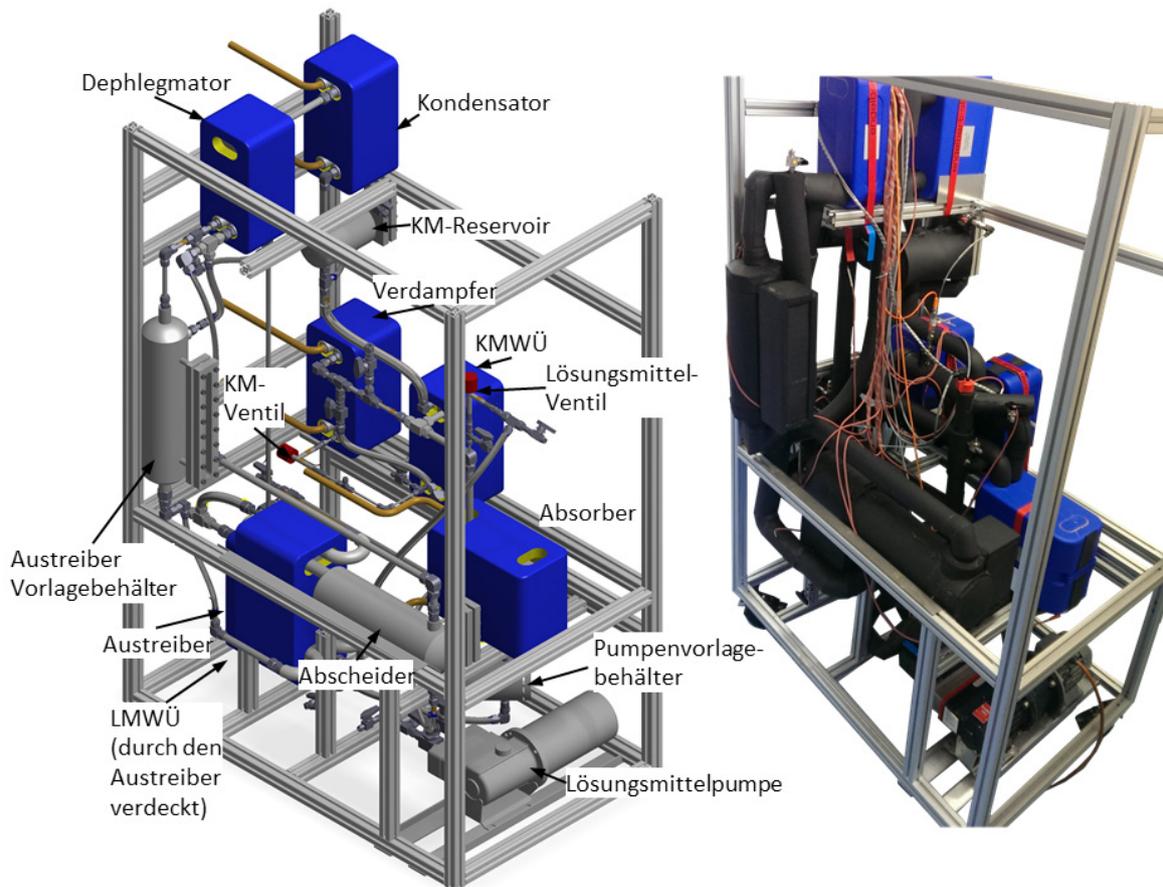


Abbildung 2-2 Absorptionswärmepumpe des IGTE als CAD-Modell (links) und als aufgebaute Versuchsanlage (rechts)

Der Aufbau der Versuchsanlage 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 Absorptionswärmepumpe dargestellt. Wie bei der in [7] verwendeten Absorptionskältemaschine, auf deren Erkenntnisse diese Absorptionswärmepumpe basiert, werden für die Wärmeübertragung ausschließlich Plattenwärmeübertrager verwendet. Im Gegensatz zu [7] 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 Ammoniak-Wasser 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. Die Bestimmung der Ammoniakmassenanteile erfolgt über die Dichte, den Druck und die Temperatur mittels der Zustandsgleichung von [9]. Die Dichte der armen Lösung und des Kältemittels wird dabei parallel zu den Ventilen mit je einem Coriolismassenstrommessgerät gemessen. Für die Dichtemessung der reichen Lösung, wird ein Coriolismassenstrommessgerät parallel zum LMWÜ mit einem Massenstrom von circa. 2 kg/h durchströmt. Durch den geringen Massenstrom wird die Wärmeübertragung im LMWÜ nicht messbar beeinflusst. Der Vorteil der Anordnung der Messgeräte parallel zu den Wärmepumpenkomponenten ist, dass der Druckverlust des Coriolismassenstrommessgerätes keinen Einfluss auf den Prozess hat. Der Nachteil dieser Anordnung ist allerdings, dass der jeweilige Massenstrom nicht messtechnisch erfasst werden kann.

3 Ermittlung der Ammoniak-Wasser Füllmenge

Für den Aufbau und den Betrieb der Absorptionswärmepumpe ist die Ammoniak- und Wassermasse der Befüllung von zentraler Bedeutung. Bei zu geringer Wassermasse in der Absorptionswärmepumpe ist die Wärmerückgewinnung im Lösungsmittelwärmeübertrager eingeschränkt. Zudem ist der Stoffaustausch an den Füll-

körpern des Abscheiders durch die fehlende Flüssigkeit verringert. Bei einer zu großen Wassermasse ist der Stoffaustausch im Abscheider durch einen zu hohen Füllstand ebenfalls eingeschränkt. Außerdem kann es dazu kommen, dass ein Teil der armen Lösung aus dem Abscheider vom Dampf in den Kältemittelkreislauf mitgerissen wird.

Bei zu geringer Ammoniakmasse ist der Massenstrom im Kältemittelkreislauf begrenzt. Hierdurch sind die gesamte Leistung der Wärmepumpe sowie der Wärmestrom am Verdampfer verringert. Bei einer zu hohen Ammoniakmasse in der Absorptionswärmepumpe hingegen ist die Aufnahmefähigkeit des KM-Reservoirs nicht mehr gegeben [6]. Das Kältemittel staut sich in diesem Fall bis in den Kondensator auf. Für die Ermittlung der optimalen Befüllung wird zunächst der Bereich durch theoretische Betrachtungen der Stoffdaten eingeschränkt. Anschließend wird durch eine iterative experimentelle Erhöhung die optimale Ammoniakmasse bestimmt.

3.1 Betrachtung der reichen Lösung

Die theoretischen und numerischen Betrachtungen erfolgen mit dem Programm Engineering Equation Solver (EES) [10] unter Verwendung der Stoffwertkorrelation von [9, 11]. Durch die Beheizung des Verdampfers mit dem fernwärmeseitigen Austritt aus dem HWÜ ist die Temperatur der Wärmezufuhr gegenüber der Nutzung als Absorptionskältemaschine (AKM) deutlich erhöht. Die Auswirkungen dieser höheren Temperatur auf den einstellbaren Tiefdruck im Wärmepumpenprozess sind in Abbildung 3-1 auf der linken Seite dargestellt. Damit eine Verdampfung des Kältemittels stattfinden kann, muss die Sättigungstemperatur des Kältemittels niedriger als die Austrittstemperatur des externen Kreislaufs sein. Bei der Nutzung als Absorptionskältemaschine im Referenz-Betriebspunkt 6 beträgt die Austrittstemperatur aus dem Verdampfer bei einer externen Temperaturdifferenz von 5 K $\vartheta_{\text{ext},V,\text{aus}} = 2^\circ\text{C}$. Wird angenommen, dass reines Ammoniak als Kältemittel vorliegt, so kann im Diagramm bei $\xi = 1$ der maximal mögliche Tiefdruck abgelesen werden. Daraus ergibt sich für die Nutzung als Absorptionskältemaschine ein einzustellender Tiefdruck von $p_{\text{TD},\text{AKM}} = 4,5 \text{ bar}$. Dieser Wert stimmt auch mit dem in [7] verwendeten Tiefdruck überein.

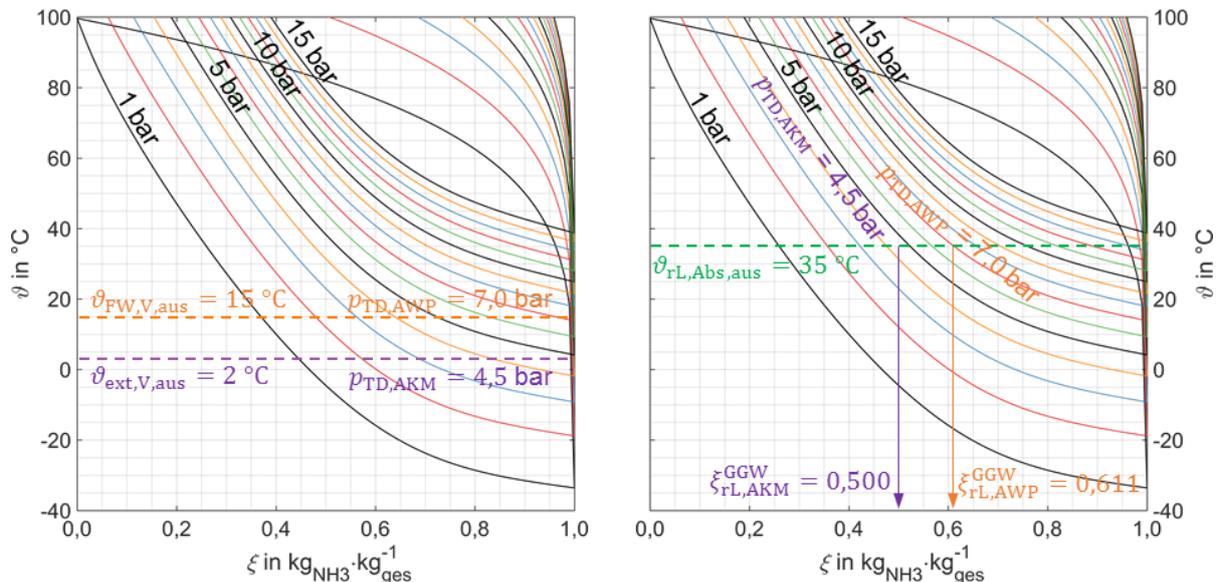


Abbildung 3-1 Änderung des Tiefdrucks der Ammoniak-Wasser Absorptionswärmepumpe durch Nutzung des Fernwärmerecklaufs zur Beheizung des Verdampfers (links) und dessen Auswirkungen auf den Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung (rechts).

Durch die direkte Wärmeabgabe im Hauptwärmeübertrager vom Fernwärmekreislauf an den Heizungskreislauf ist die externe Eintrittstemperatur in den Verdampfer größer oder gleich dem Heizrücklauf $\vartheta_{\text{FW},\text{HWÜ},\text{aus}} = \vartheta_{\text{FW},V,\text{ein}} \geq \vartheta_{\text{Hz},\text{HWÜ},\text{ein}} = \vartheta_{\text{Hz},\text{RL}}$. Die Temperaturabsenkung innerhalb des Verdampfers $\Delta\vartheta_{\text{FW},V}$ ist unbekannt, soll jedoch im Rahmen des Projektes maximiert werden. Aus diesem Grund wird für diese Betrachtung eine Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt des Verdampfers von $\vartheta_{\text{FW},V,\text{ein}} - \vartheta_{\text{FW},V,\text{aus}} = \Delta\vartheta_{\text{FW},V} = 15 \text{ K}$ angenommen. Für die Betrachtung wird der Betriebspunkt 2 aus Tabelle 2.1 verwendet. Für diesen Betriebs-

punkt ergibt sich eine fernwärmeseitige Austrittstemperatur am Verdampfer von $\vartheta_{FW,V,aus} = 15\text{ °C}$. Der Tiefdruck der Absorptionswärmepumpe nach dieser Betrachtung beträgt $p_{TD,AWP} = 7,0\text{ bar}$.

Auf der rechten Seite der Abbildung 3-1 ist die Auswirkung des erhöhten Tiefdrucks anhand der Anreicherung der reichen Lösung bis zum Gleichgewichtszustand ξ_{rL}^{GGW} im Absorber dargestellt. Die Austrittstemperatur der reichen Lösung ist in diesem Beispiel auf eine gleichbleibende Temperatur von $\vartheta_{rL,Abs,aus} = 35\text{ °C}$ festgelegt und entspricht damit Betriebspunkt 2 in Parallelschaltung. Der Schnittpunkt aus der entsprechenden isobaren Siedelinie und der isothermen Linie von 35 °C ergibt den Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung im Gleichgewichtszustand. Bei einem Tiefdruck von $p_{TD,AKM} = 4,5\text{ bar}$, wie er bei der Verwendung als Absorptionskältemaschine vorliegen kann, ergibt sich ein Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung von $\xi_{rL,AKM}^{GGW} = 0,500$. Durch den höheren Tiefdruck bei der Einbindung der Absorptionswärmepumpe in ein Fernwärmenetz von $p_{TD,AWP} = 7,0\text{ bar}$ ist der erreichbare Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung auf $\xi_{rL,AWP}^{GGW} = 0,611$ erhöht.

3.2 Betrachtung der armen Lösung

Der Ammoniakmassenanteil der armen Lösung ξ_{aL}^{GGW} ergibt sich im Gleichgewichtszustand aus der Austrittstemperatur aus dem Austreiber $\vartheta_{aL,Austr,aus}$ und dem Hochdruck der Absorptionswärmepumpe p_{HD} . Der Hochdruck ist dabei durch die Kondensationstemperatur des Kältemitteldampfes $\vartheta_{KM,K,aus}$ bestimmt [6]. In Abbildung 3-2 ist auf der linken Seite der Zusammenhang zwischen dem Hochdruck und der Kondensationstemperatur dargestellt. Der Hochdruck in der Absorptionswärmepumpe p_{HD} ergibt sich dabei aus der Temperatur des kondensierten Kältemittels $\vartheta_{KM,K,aus}$ und dessen Ammoniakmassenanteil im Gleichgewichtszustand ξ_{KM}^{GGW} . Aus den Messungen von [7] ist bekannt, dass der Hochdruck in der Anlage im Referenzpunkt $p_{HD} = 13,5\text{ bar}$ beträgt. Unter der Annahme, dass reines Ammoniak $\xi_{KM}^{GGW} = 1$ auskondensiert, beträgt damit die Kältemitteltemperatur $\vartheta_{KM,K,aus} = 35\text{ °C}$. Dieser Wert entspricht der erwarteten Temperatur des Kältemittelaustritts im Betriebspunkt 2. Es wird daher davon ausgegangen, dass sich in Betriebspunkt 2 der gleiche Hochdruck in der Absorptionswärmepumpe von $p_{HD} = 13,5\text{ bar}$ einstellt.

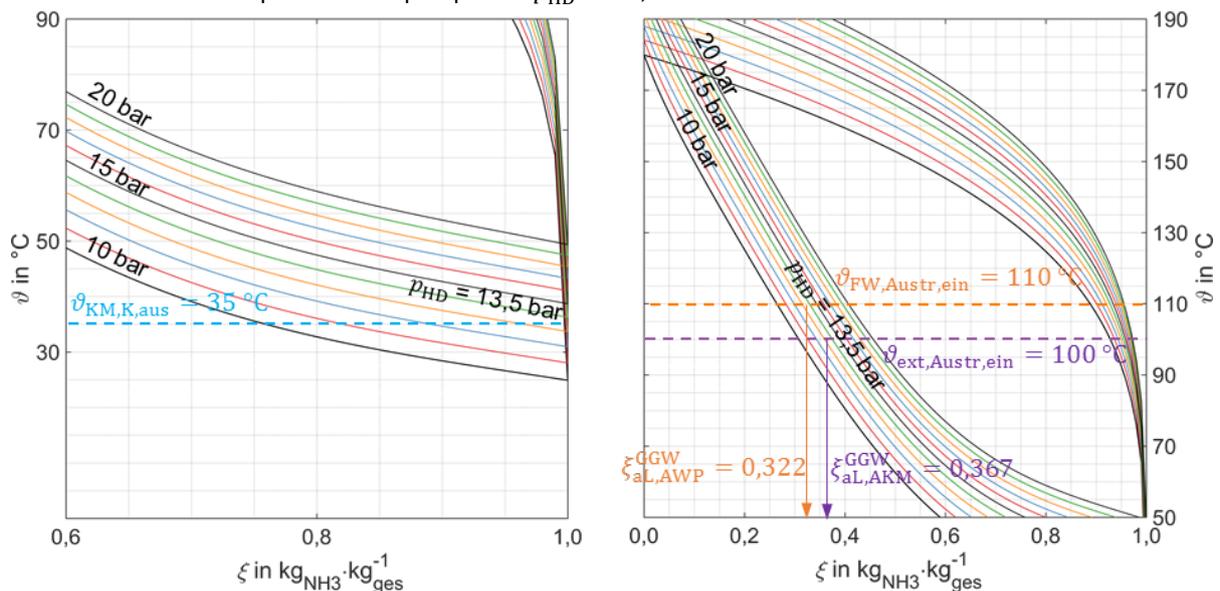


Abbildung 3-2 Bestimmung des Hochdrucks der Ammoniak-Wasser Absorptionswärmepumpe anhand einer Kondensationstemperatur von 35 °C (links) und Änderung des Ammoniakmassenanteils der armen Lösung aufgrund der veränderten Temperatur der Austreiberbeheizung (rechts).

Auf der rechten Seite der Abbildung 3-2 ist die Änderung des Ammoniakmassenanteils der armen Lösung dargestellt. Die Eintrittstemperatur in den Austreiber soll $\vartheta_{FW,Austr,ein} = 110\text{ °C}$ im Betriebspunkt 2 betragen. Im Vergleich dazu beträgt die Temperatur der Austreiberbeheizung $\vartheta_{ext,Austr,ein} = 100\text{ °C}$ im Referenzbetriebspunkt 6. Der Schnittpunkt der isothermen Linie der Austreiberbeheizung mit der isobaren Siedelinie des Hochdrucks von $p_{HD} = 13,5\text{ bar}$ ergibt den Ammoniakmassenanteil der armen Lösung, der sich im Gleichgewichtszustand einstellt. Es zeigt sich, dass durch die höhere Temperatur der Austreiberbeheizung im Fall der Systemkopplung der Ammoniakmassenanteil der armen Lösung $\xi_{aL,AWP}^{GGW}$ im Vergleich zur Kühlung mit einer Absorptionskältemaschine $\xi_{aL,AKM}^{GGW}$ um bis zu 0,045 geringer sein kann.

Der Ammoniakmassenanteil des Kältemittels wird durch die Verwendung des Dephlegmators keinen Unterschied zu dem einer Absorptionskältemaschine aufweisen. Für die Abschätzung der Ammoniak- und Wassermasse von Absorptionswärmepumpen in Fernwärmenetzen sind somit ausschließlich die Änderungen der armen Lösung und der reichen Lösung relevant. In den zuvor dargestellten theoretischen Betrachtungen wird eine Erhöhung des Ammoniakmassenanteils der reichen Lösung um 0,111 gegenüber dem Referenzbetriebspunkt 6 erwartet. Der Ammoniakmassenanteil der armen Lösung hingegen sinkt voraussichtlich um 0,045 ab. Es ist somit davon auszugehen, dass der Ammoniakmassenanteil der Befüllung geringfügig oberhalb der Absorptionskältemaschine aus [7] liegt. Für die experimentelle Ermittlung des Ammoniakmassenanteils der Befüllung wird insgesamt ein Wert von $\xi \approx 0,60$ erwartet.

3.3 Experimentelle Ermittlung der Ammoniak-Wasser Füllmenge

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 Absorptionswärmepumpe ist in Abbildung 3-3 dargestellt. Für die Ermittlung der Füllmenge wird der Betriebspunkt 2 aus Tabelle 2.1 gewählt. Es wird erwartet, dass in diesem Betriebspunkt der Füllstand im KM-Reservoir maximal ist. Zudem wird für diese Optimierung die Parallelschaltung aus Absorber und Kondensator zum Vergleich herangezogen, da bei der Parallelschaltung ein geringerer Hochdruck und damit ein höheres flüssiges Kältemittelvolumen im KM-Reservoir erwartet wird. Liegt während des Betriebs nicht ausreichend Kältemittel im Reservoir vor, so wird durch Zugabe von reinem Ammoniak der Ammoniakmassenanteil in der Absorptionswärmepumpe erhöht. Sobald das Kältemittel im KM-Reservoir im stationären Betrieb der Absorptionswärmepumpe mit flüssiger Phase gefüllt ist, wird zusätzlich die gesamte Füllmenge in der Anlage kontrolliert.

Der Füllstand im Pumpenvorlagebehälter wird durch die Regelung des Lösungsmittelventils 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 Absorptionswärmepumpe herangezogen.

Die in dem Abscheider verbauten Raschigringe müssen mit Flüssigkeit benetzt sein, um das Herstellen des stofflichen Gleichgewichtszustandes zu beschleunigen [12]. 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 Betriebspunkt der Absorptionswärmepumpe, bei dem weniger Kältemittel im KM-Reservoir aufgestaut wird, weiteres zuvor im KM-Reservoir gespeichertes Kältemittel in der flüssigen Phase des Abscheiders aufgenommen werden.

Eine Übersicht der Füllmengenanpassung ist in Tabelle 3.1 gegeben. Zu Beginn wird eine Anlagenfüllung mit einem Ammoniakmassenanteil von $\xi = 0,590$ gewählt. Bei dieser Messung ist das KM-Reservoir zu ungefähr 50% mit flüssiger Phase gefüllt. Das KM-Reservoir kann insgesamt ein Kältemittelvolumen von 2 l beinhalten. Für die vollständige Füllung des KM-Reservoir fehlt somit 1 l flüssiges Kältemittel im Kreisprozess. Mit einer Dichte von reinem Ammoniak von circa 0,58 kg/l müssen somit 0,58 kg reines Ammoniak zusätzlich in die Absorptionswärmepumpe eingefüllt werden. Um eine zu hohe Ammoniakmasse zu vermeiden, wird bei der Befüllung bei einer nachgefüllten Ammoniakmasse von 0,57 kg die Nachjustierung beendet. Nach dieser Füllmengenerhöhung ist das KM-Reservoir vollständig mit flüssiger Phase gefüllt. Auch der Füllstand im Abscheider liegt bei dieser Füllmenge bei circa 30 % und damit nahe am angestrebten Wert von 1/3. Der Füllstand des Abscheiders ist dabei im Vergleich zu der vorherigen Messung nach den in Tabelle 3.1 angegebenen Werten anscheinend um 10 % gesunken. Dies ist jedoch auf die Ablesegenauigkeit der Schaugläser, sowie auf die geringfügigen Schwankungen im Pumpenvorlagebehälter während der Messungen zurückzuführen. Der Füllstand im Abscheider kann daher als annähernd gleichbleibend angesehen werden. Für die nachfolgenden experimentellen Untersuchungen wird somit eine Gesamtfüllmenge von 11,06 kg bei einem Ammoniakmassenanteil von $\xi = 0,61$ verwendet. Dies entspricht einer Ammoniakmasse von 6,76 kg und liegt damit unter der für Sicherheitsvorkehrungen in Gebäuden relevanten Füllmenge von 10 kg [13].

Gesamte Füllmenge	Ammoniakmassenanteil der Füllung	Füllstand KM-Reservoir	Füllstand Abscheider
10,49 kg	$\xi = 0,59$	50 %	40 %
11,06 kg	$\xi = 0,61$	100 %	30 %

Tabelle 3.1 Schritte der Füllmengen Anpassung. Werte bezogen auf Betriebspunkt 2 in der Parallelschaltung.

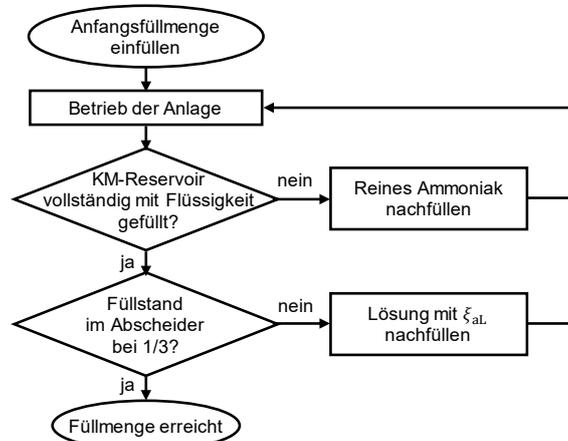


Abbildung 3-3 Vorgehen bei der Ermittlung der optimalen Ammoniak-Wasser Füllmenge

4 Bewertungsgrößen

Das Ziel der Systemkopplung einer Ammoniak-Wasser Absorptionswärmepumpe mit Fernwärmenetzen ist, die fernwärmeseitige Austrittstemperatur aus der Hausübergabestation abzusenken und damit die Fernwärmekücklauf-temperatur $\vartheta_{FW,RL}$ insgesamt. Diese Rücklauf-temperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{FW,V}$ wird durch die Wärmeabgabe von dem Fernwärmefluid an das Kältemittel im Verdampfer erreicht. Aus Gleichung (4-1) ergibt sich, dass die Rücklauf-temperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{FW,V}$ steigt, wenn der fernwärmeseitige Massenstrom durch den Verdampfer $\dot{M}_{FW,V}$ abnimmt und der übertragene Wärmestrom \dot{Q}_V zunimmt.

$$\Delta\vartheta_{FW,V} = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{M}_{FW,V} \cdot c_{p,V}} = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{W}_{FW,V}} \quad (4-1)$$

Für die Beurteilung der Effizienz einer Absorptionswärmepumpe 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}_K bezogen auf die zugeführte Wärmeleistung am Austreiber \dot{Q}_{Austr} . Wie in [8] gezeigt, kann das Wärmeverhältnis einer Absorptionswärmepumpe ζ_h in das Wärmeverhältnis einer Absorptionskältemaschine ζ_k , unter Vernachlässigung der elektrischen Leistungsaufnahme der Lösungsmittelpumpe sowie der Wärmeverluste der Absorptionswärmepumpe, überführt werden. Der Zusammenhang der beiden Wärmeverhältnisse ist in Gleichung (4-2) angegeben. Bei dem Wärmeverhältnis der Absorptionskältemaschine ζ_k wird der Quotient aus der am Verdampfer zugeführten Leistung \dot{Q}_V 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 $\dot{W}_{FW,Austr} = \dot{W}_{FW,V}$. Daraus resultierend lässt sich das Wärmeverhältnis einer Absorptionskältemaschine ζ_k nach Gleichung (4-3) in ein Verhältnis aus Temperaturdifferenzen umformen.

$$\zeta_h = \frac{\dot{Q}_{Abs} + \dot{Q}_K}{\dot{Q}_{Austr}} \approx 1 + \zeta_k \quad (4-2)$$

$$\zeta_k = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{Q}_{Austr}} = \frac{\dot{M}_{FW,V} \cdot c_{p,V} \cdot \Delta\vartheta_{FW,V}}{\dot{M}_{FW,Austr} \cdot c_{p,Austr} \cdot \Delta\vartheta_{FW,Austr}} = \frac{\dot{W}_{FW,V} \cdot \Delta\vartheta_{FW,V}}{\dot{W}_{FW,Austr} \cdot \Delta\vartheta_{FW,Austr}} = \frac{\Delta\vartheta_{FW,V}}{\Delta\vartheta_{FW,Austr}} \quad (4-3)$$

Aus Gleichung (4-3) ergibt sich, dass eine hohe Rücklauf-temperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{FW,V}$ 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 $\Delta\vartheta_{FW,V}$ werden diese beiden Größen sowie die Wärmeleistung am Verdampfer \dot{Q}_V für die Beurteilung der Absorptionswärmepumpe verwendet.

5 Variation der Verschaltungen

Bei der messtechnischen Untersuchung werden im Rahmen der vorliegenden Arbeit zwei Fragestellungen bezüglich der Verschaltung betrachtet:

- Ist eine Reihen- oder Parallelschaltung des Absorbers und Kondensators energetisch sinnvoller?
- Welche Leistungssteigerung kann durch den Einsatz eines KMWÜ erzielt werden?

Bei einer Parallelschaltung (PS) wird der Vorteil erwartet, dass sich durch eine niedrigere Eintrittstemperatur in den Kondensator bei einem Kältemittel mit $\xi < 1$ ein niedrigerer Hochdruck in der Absorptionswärmepumpe einstellt. Der Nachteil dieser Verschaltung gegenüber einer Reihenschaltung (RS) besteht darin, dass die 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.

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 der Durchströmung des Plattenwärmeübertragers auf der Tiefdruckseite sowie ein höherer apparativer Aufwand entgegen.

In den experimentellen Untersuchungen werden die Betriebspunkte (BP) 1 bis 5 aus Tabelle 2.1 verwendet. Dabei wird stets der stationäre Betrieb der Absorptionswärmepumpe 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 Absorptionswärmepumpe zu erreichen, wird der Massenstrom des Heizungskreises derart reduziert, dass die Heizungsvorlauftemperatur innerhalb des Messpunktes gleichbleibt. Wie in Kapitel 2 erwähnt, wird die Heizungsvorlauftemperatur von $\vartheta_{\text{Hz,VL}} = 70^\circ\text{C}$ in den Betriebspunkten 1 und 3 nicht von der Absorptionswärmepumpe erbracht. Stattdessen wird der heizkreisseitige Austritt aus der AWP auf eine Temperatur von $\vartheta_{\text{AWP,aus}} = 52^\circ\text{C}$ bzw. $\vartheta_{\text{AWP,aus}} = 50^\circ\text{C}$ erwärmt. In den Betriebspunkten 2, 4 und 5 wird die geforderte Heizungsvorlauftemperatur von mindestens 35°C erreicht.

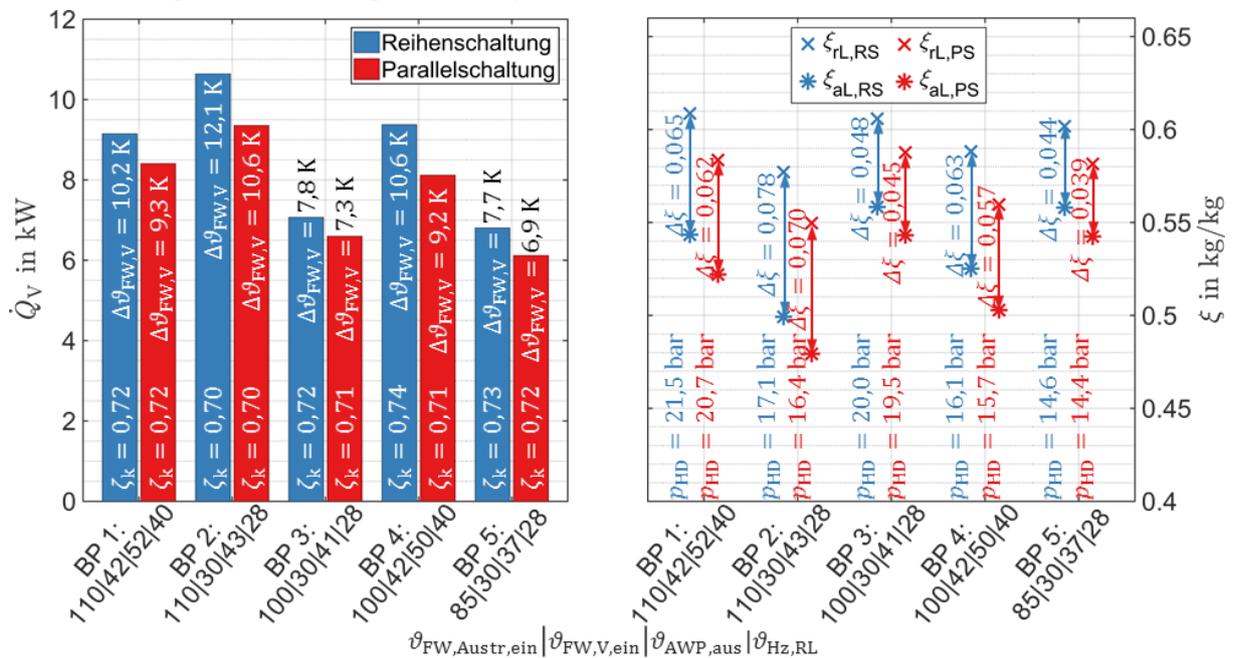


Abbildung 5-1 Ergebnisdarstellung der Veränderung der Absorber und Kondensator Verschaltung. Leistungen, Wärmeverhältnis und Rücklauf temperaturesenkung (links) sowie Änderungen im Ammoniakmassenanteil der armen und reichen Lösung (rechts).

Die Ergebnisse des Vergleichs zwischen Reihen- und Parallelschaltung von Absorber und Kondensator sind in Abbildung 5-1 dargestellt. Der Kältemittelwärmeübertrager ist in diesen Messungen thermisch aktiv. Auf der linken Seite der Abbildung 5-1 sind die Änderungen in den Bewertungsgrößen dargestellt. In allen Betriebspunkten ist sowohl der Wärmestrom am Verdampfer \dot{Q}_V als auch die fernwärmeseitige Rücklauf temperaturesenkung

senkung $\Delta\vartheta_{FW,V}$ 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. Wie auf der rechten Seite der Abbildung 5-1 dargestellt, ist in der Parallelschaltung durch die niedrigere heizungsseitige Eintrittstemperatur in den Kondensator $\vartheta_{Hz,K,ein}$ der Hochdruck p_{HD} in der Absorptionswärmepumpe niedriger. Bei gleicher Temperatur der Austreiberbeheizung $\vartheta_{FW,Austr,ein}$ ist dadurch der gemessene Ammoniakmassenanteil der armen Lösung ξ_{aL} in der Parallelschaltung niedriger als in der Reihenschaltung. Allerdings ist in der Parallelschaltung dafür die heizungsseitige Austrittstemperatur des Absorbers $\vartheta_{Hz,Abs,aus}$ höher. Diese höhere Temperatur bewirkt eine Verringerung des Ammoniakmassenanteils der reichen Lösung ξ_{rL} . Insgesamt sinkt durch diese beiden gegenläufigen Effekte die Entgasungsbreite $\Delta\xi$ ab, woraus die verringerte Leistung der Absorptionswärmepumpe resultiert. Die Reihenschaltung aus Absorber und Kondensator ist für die Verwendung der Absorptionswärmepumpe für die Einbindung in Fernwärmenetze somit zu bevorzugen.

Auf der linken Seite der Abbildung 5-2 sind die Ergebnisse zum Einfluss des Kältemittelwärmeübertragers (KMWÜ) 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 aus Abbildung 5-1 überein. Die Leistungssteigerung am Verdampfer durch den KMWÜ ist in Betriebspunkt 2 am höchsten und beträgt 0,47 kW. Durch die höhere übertragene Wärmeleistung im Verdampfer steigt die Rücklauf Temperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{FW,V}$ bei gleichbleibendem Wärmekapazitätsstrom an. Auch das Wärmeverhältnis ζ_k steigt durch die Nutzung des KMWÜ um bis zu 0,04 an. In den Betriebspunkten 1 und 4 ist die übertragene Wärmeleistung am Verdampfer bei Verwendung des KMWÜ um 0,16 kW bzw. 0,25 kW höher.

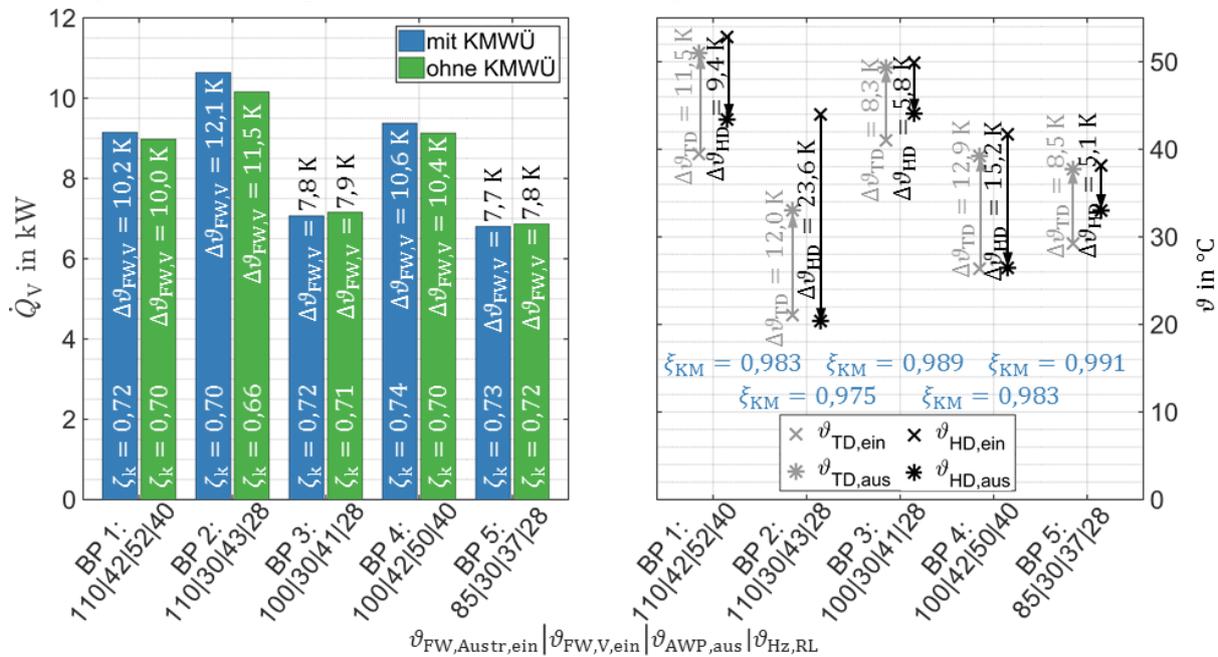


Abbildung 5-2 Ergebnisdarstellung der Untersuchungen mit und ohne aktivem KMWÜ. Leistungen, Wärmeverhältnis und Rücklauf Temperaturabsenkung (links) sowie Temperaturen der ein- und austretenden Ströme bei den Messungen mit thermisch aktivem KMWÜ (rechts).

In den Betriebspunkten 3 und 5 ist die Leistungssteigerung am Verdampfer in den Messungen ohne thermisch aktiven KMWÜ nicht nachweisbar. Die Ursache hierfür ist, dass in diesen Betriebspunkten 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 (HD) zur Tiefdruckseite (TD) eingeschränkt. Durch die Betrachtung der Temperaturen der ein- und austretenden Ströme im KMWÜ auf der rechten Seite der Abbildung 5-2 kann dies bestätigt werden. Durch den Wasseranteil im Kältemittel von bis zu 2,5 % findet im Tiefdruck des KMWÜ eine weitere Verdampfung des Kältemittels statt. Hierdurch ist der Wärmekapazitätsstrom des verdampfenden Kältemittels höher als der der Flüssigkeitsunterkühlung. Aus diesem Grund ist in den Betriebspunkten 1 und 3 die Temperaturdifferenz auf der Hochdruckseite höher als auf der Tiefdruckseite. Dabei ist jedoch anzumerken, dass die Messung der Temperaturen des Kältemittelkreislaufs mit Rohranlegesensoren erfolgt ist. Hierdurch kommt es zu einer Austrittstemperatur auf der Hochdruckseite des Kältemittels in der Messung des Betriebspunkts 1, die niedriger ist als die Eintrittstemperatur des Kältemittels

auf der Tiefdruckseite. Dies ist allerdings physikalisch nicht erklärbar. Diese Temperaturmessstelle ist sehr nahe am Kältemittelventil angebracht und wird vermutlich durch Wärmeleitung entlang des Ventils beeinflusst. Die an dieser Stelle gemessene Temperatur ist daher tendenziell zu niedrig.

In den Betriebspunkten 1, 3 und 5 ist die Temperaturdifferenz auf der Tiefdruckseite höher als auf der Hochdruckseite. Dabei kann auch bei der Messung in Betriebspunkt 1 beobachtet werden, dass phasenweise kein flüssiges Kältemittel im KM-Reservoir vorliegt. Durch das Fehlen des flüssigen Kältemittels findet die vollständige Kondensation auf der Hochdruckseite des KMWÜ und nicht wie vorgesehen innerhalb des Kondensators statt. Der Wärmekapazitätsstrom der Hochdruckseite steigt durch die Kondensation an, wodurch es zu einer verringerten Vorkühlung des flüssigen Kältemittels kommt. Die Leistungssteigerung des Verdampfers durch die Vorkühlung des flüssigen Kältemittels ist dabei ebenfalls verringert. Wird die tendenziell zu gering gemessene Temperatur des flüssigen Kältemittelaustritts berücksichtigt, so ist die Temperaturdifferenz des Kältemittels auf der Hochdruckseite tendenziell noch kleiner.

Eine mögliche Ursache für die geringfügig höhere Leistung am Verdampfer \dot{Q}_V in den Betriebspunkten 3 und 5 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. Der niedrigere Tiefdruck im Absorber bewirkt, dass der erreichbare Ammoniakmassenanteil der reichen Lösung ξ_{rL}^{GGW} bei der Absorption des Kältemittels verringert wird. Hierdurch wird der gesamte Absorptionswärmepumpenprozess 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 Rücklauf Temperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{FW,V}$ sowie des Wärmeverhältnisses ζ_k durch die Verwendung eines KMWÜ erreicht werden. In Hinblick auf die Betriebspunkte 3 und 5 sollte die Ammoniakfüllmenge in der Absorptionswärmepumpe allerdings weiter erhöht werden. Für diese Erhöhung der Kältemittelfüllmenge ist es dabei nicht notwendig, die Wärmepumpe baulich zu verändern, da in den Messungen unter Verwendung der Reihenschaltung von Absorber und Kondensator der Füllstand im KM-Reservoir bei maximal 50% liegt. Es kann daher eine weitere Erhöhung der Ammoniakfüllmenge um circa 0,58 kg erfolgen. Für die weiteren Untersuchungen wird die Verwendung des KMWÜ in Kombination mit einer Anpassung der Füllmenge vorgesehen.

6 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Konzept zur Einbindung einer Ammoniak-Wasser Absorptionswärmepumpe in Fernwärmenetze vorgestellt und erste experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Anhand von theoretischen Betrachtungen zu den Auswirkungen der hohen Temperatur des Verdampfers auf den Kreisprozess wurde ein Startwert für die Optimierung der Kältemittelfüllmenge und -zusammensetzung ermittelt. Ausgehend von einer Gesamtfüllmenge von 10,49 kg mit einem Ammoniakmassenanteil von $\xi = 0,59$ wurde eine iterative experimentelle Optimierung der Füllmenge durchgeführt. Es konnte gezeigt werden, dass bei einer Gesamtfüllmenge von 11,06 kg und einem Ammoniakmassenanteil $\xi = 0,61$ die optimale Füllmenge für die weiteren Untersuchungen erreicht ist.

In den experimentellen Untersuchungen zur heizungsseitigen Verschaltung von Absorber und Kondensator konnte aufgezeigt werden, dass sowohl der Wärmestrom am Verdampfer als auch die Effizienz der Wärmepumpe bei einer Reihenschaltung höher ist als bei der Parallelschaltung. Dabei wurde in den Messungen eine Rücklauf Temperaturabsenkung $\Delta\vartheta_{FW,V}$ zwischen 7,7 K und 12,1 K erreicht. Die erzielbare Leistung am Verdampfer liegt zwischen 6,81 kW und 10,64 kW. Auch das Wärmeverhältnis ζ_k , welches für die Beurteilung der Effizienz der Absorptionswärmepumpe bei der Systemkopplung verwendet wird, liegt zwischen 0,66 und 0,74. Bei den Untersuchungen zur Beurteilung des KMWÜ wurde aufgezeigt, dass der Wärmestrom am Verdampfer \dot{Q}_V um bis zu 4,7 % gegenüber der Messung ohne KMWÜ ansteigt. In zwei Betriebspunkten konnte jedoch der leistungssteigernde Effekt des KMWÜ nicht nachgewiesen werden. Als Ursache wurde eine zu geringe Ammoniakfüllmenge in der Absorptionswärmepumpe erkannt. Für die weitere Optimierung der Absorptionswärmepumpe muss daher die Ammoniakfüllmenge erhöht werden. Des Weiteren wird aufgrund der Erkenntnisse dieser Arbeit eine Reihenschaltung aus Absorber und Kondensator verwendet. Auch ein Kältemittelwärmeübertrager soll dabei, trotz der geringen Temperaturdifferenz, eingesetzt werden.

7 Nomenklatur

Formelzeichen

c_p	spezifische Wärmekapazität	in $\text{kJ}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$
\dot{M}	Massenstrom	in $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
p	Druck	in bar
\dot{Q}	Wärmestrom	in kW
\dot{W}	Wärmekapazitätsstrom	in $\text{kW}\cdot\text{K}^{-1}$
$\Delta\vartheta$	Temperaturdifferenz	in K
$\Delta\xi$	Entgasungsbreite	in kg/kg
ϑ	Temperatur	in °C
ζ	Wärmeverhältnis	–
ξ	Ammoniakmassenanteil	in kg/kg

Indizes

Abs	absorber
AKM	Absorptionskältemaschine
aL	arme Lösung
aus	Austritt
Austr	Austreiber
AWP	Absorptionswärmepumpe
ein	Eintritt
ext	extern
FW	Fernwärmekreislauf
GGW	Gleichgewichtszustand
h	heizen
HD	Hochdruck
Hz	Heizungskreislauf
HWÜ	Hauptwärmeübertrager
k	kühlen
K	Kondensator
KM	Kältemittel
PS	Parallelschaltung
rL	reiche Lösung
RL	Rücklauf
RS	Reihenschaltung
TD	Tiefdruck
V	Verdampfer
VL	Vorlauf

Abkürzungen

AKM	Absorptionskältemaschine
AWP	Absorptionswärmepumpe
BP	Betriebspunkt
HWÜ	Hauptwärmeübertrager
KM	Kältemittel
KMWÜ	Kältemittelwärmeübertrager
LM	Lösungsmittel
LMWÜ	Lösungsmittelwärmeübertrager

8 Danksagung

Diese Arbeit basiert auf einem Projekt (IGF-Vorhaben-Nr."19696 N/2"), das im Rahmen des "Programms zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF)" vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) auf der Grundlage einer Entscheidung des Deutschen Bundestages unterstützt wird. Des Weiteren wird das Projekt in einer Kooperation mit dem Fernwärme Forschungsinstitut (FFI) bearbeitet. Die Autoren möchten sich hiermit für die Unterstützung bedanken.

9 Literaturverzeichnis

- [1] Paar, A.; Herbert, F.; Pehnt, M.; Ochse, S.; Richter, S.; Maier, S.; Huther, H.; Kühne, J.; Weidlich, I.: "Transformationsstrategien von fossiler zentraler Fernwärmeversorgung zu Netzen mit höheren Anteilen erneuerbarer Energien", Heidelberg, Februar 2013.
- [2] Knierim, R.: "Rücklauftemperatur: Ein ungehobener Schatz für Versorger und Kunden: Weitere Erlöse aus ungenutzter Wärmeenergie", *EuroHeat&Power*, vol. 36, no. 3, pp. 56–65, 2007.
- [3] Wirths, A.: "Einfluss der Netzzücklauftemperatur auf die Effizienz von Fernwärmesystemen" in *13. Dresdner Fernwärmekolloquium 2008*
- [4] Schmidt, D.; Kallert, A.; Blesl, M.; Svendsen, S.; Li, H.; Nord, N.; Sipilä, K.: "Low Temperature District Heating for Future Energy Systems", *Energy Procedia*, vol. 116, pp. 26–38, 2017.
- [5] Schuchardt, G.K.: "Energetische Analyse von Nahwärmenetzen unter Berücksichtigung des mikroskopischen thermohydraulischen Netzzustandes", *Verlag Dr. Hut, München*, 2017.

- [6] 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, 2012.
- [7] Müller, M.; Spindler, K.: "Effizienzsteigerung einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine" in *Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins*, Hannover, 2013, AA II.1.08.
- [8] 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.
- [9] 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.
- [10] Klein, S.A.: "Engineering Equation Solver", *F-Chart Software*, Madison, Wisconsin, 2018.
- [11] Kretzschmar, H.-J.: "Stoffwert-Programmbibliothek für Ammoniak-Wasser-Mischungen: LibAmWa", *Hochschule Zittau*, 2010.
- [12] Mersmann, A.; Kind, M.; Stichlmair, J.: "Thermische Verfahrenstechnik: Grundlagen und Methoden", 2nd ed., *Springer*, Berlin, 2005.
- [13] DIN Deutsches Institut für Normung e.V.: "DIN EN 378-1: Kälteanlagen und Wärmepumpen - Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen", 2008.