

Schlussbericht vom 10.04.2025

zum IGF-Vorhaben: 22424 N

Thema

Untersuchung von zwei Energiewandlern mit geringem Strombedarf zur Versorgung von Hochtemperaturverbrauchern aus Niedertemperatur-Fernwärmenetzen

Berichtszeitraum

01.04.2022 bis 31.12.2024

Forschungsvereinigung

Fernwärme-Forschungsinstitut in Hannover e.V. (FFI)
Max-von-Laue-Str. 23,
30966 Hemmingen

Forschungseinrichtung(en)

Forschungseinrichtung 1: Fernwärme-Forschungsinstitut in Hannover e. V. (FFI)
Max-von-Laue-Str. 23,
30966 Hemmingen

Forschungseinrichtung 2: Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung (IGTE),
Universität Stuttgart
Pfaffenwaldring 6,
70569 Stuttgart

Forschungseinrichtung 3: Institut für Thermodynamik (IfT), Leibniz Universität Hannover
An der Universität 1,
30823 Garbsen

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	3
1 Durchgeführte Arbeiten und Ergebnisse	8
1.1 Arbeitspaket 1: Analyse repräsentativer Wärmeübergabestationen von Verbrauchern mit hoher Vorlauftemperatur	19
1.2 Arbeitspaket 2: Aufbau eines Simulationsmodells der Hausstation mit beiden Energiewandlern und Simulation repräsentativer Verbraucher (FFI).....	22
1.3 Arbeitspaket 3: Integration des Simulationsmodells der Hausstation mit jeweiligem Energiewandler in die Gesamtsimulation des Fernwärmenetzes und Analyse integraler Wechselwirkungen (FFI).....	25
1.4 Arbeitspaket 4: Erstellen eines Simulationsmodells des AWT zur Auslegung von Wärmeübertragern und Pumpen (IGTE).....	40
1.5 Arbeitspaket 5.1: Aufbau eines AWT sowie der benötigten Peripherie und Messtechnik (IGTE).....	45
1.6 Arbeitspaket 5.2: Inbetriebnahme des AWT und Entwicklung einer Regelung (IGTE)	47
1.7 Arbeitspaket 6.1: Erstellung eines Anlagenkennfelds des AWT und Optimierung (IGTE)	53
1.8 Arbeitspaket 6.2: Demonstrationsbetrieb der Hausstation mit integriertem AWT durch Emulation realer Verbraucherzustände und zukünftiger Netzzustände (IGTE).....	55
1.9 Arbeitspaket 7: Bereitstellen eines Kennfelds der KWPL aus Simulation (IfT)	56
1.10 Arbeitspaket 8: Erweiterung des Quellen- und Senkenkreislaufs der Versuchsanlage (IfT)	63
1.11 Arbeitspaket 9.1: Untersuchung des Verdichters (IfT)	65
1.12 Arbeitspaket 9.2: Umbau der Versuchsanlage (IfT)	67
1.13 Arbeitspaket 9.3: Stationäre und instationäre Messungen an der Versuchsanlage (IfT)	68
2 Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit	72
3 Darstellung des wissenschaftlich-technischen und wirtschaftlichen Nutzens der erzielten Ergebnisse insbesondere für KMU sowie ihres innovativen Beitrags und ihrer industriellen Anwendungsmöglichkeiten	73
4 Wissenstransfer in die Wirtschaft	74
5 Durchgeführte Transfermaßnahmen	74
6 Geplante spezifische Transfermaßnahmen nach der Projektlaufzeit	77
7 Literaturverzeichnis	79

Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

Symbol	Erläuterung	Dimension
COP	Leistungszahl	—
c_p	spez. isobare Wärmekapazität	J/(kg K)
h	spez. Enthalpie	J/kg
i	Laufvariable/Laufindex	
K	Jährliche Kosten	€/a
k	Spezifische Kosten	€/kW, €/Einheit
L	Trassenlänge	m
$\dot{M}$	Massenstrom	kg/s
n	Pumpendrehzahl	-
p	Druck	bar
P	elektrische Leistung	W
Q	Wärmemenge	kWh
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
Re	Reynoldszahl	—
t	Berechnungszeitraum	Jahr
T	thermodynamische Temperatur	K
U	Spannung	V
$\dot{V}$	Volumenstrom	m ³ /s
w	Strömungsgeschwindigkeit	m/s
$\dot{W}$	Wärmekapazitätsstrom	W/K

Griechische Buchstaben

Symbol	Erläuterung	Dimension
Δ	Differenz	—
ε	Wärmeübertragereffektivität	

η	Wirkungsgrad	—
ϑ	Temperatur	°C

Indizes

Symbol	Erläuterung
Abs	Absorber
aL	arme Lösung
aus	Austritt
Austr	Austreiber
Be	Betriebskosten
Br	Brennstoff
ein	Eintritt
el	elektrisch
ext	extern
ges	gesamt
h	heizen
hoch	hoch
hub	Temperaturhub
irr	irreversibel
k	kühlen
Ka	Kapitalkosten
Kond	Kondensator
KM	Kältemittel
KMV	Kältemittelventil
KMWÜ	Kältemittelwärmeübertrager
LM	Lösungsmittel
LMP	Lösungsmittelpumpe
LMWÜ	Lösungsmittelwärmeübertrager
m	mittlere

min	minimal
NT	Niedertemperatur
Pinch	minimale Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung („Pinch-Point“)
rL	reiche Lösung
rev	reversible
RK	Rückkühlung
RL	Rücklauf
tief	tief
th	thermisch
vap	dampfförmig
Verd	Verdampfer
VL	Vorlauf
WÜ	Wärmeübertrager

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
AKM	Absorptionskältemaschine
AP	Arbeitspaket
AWP	Absorptionswärmepumpe
AWT	Absorptionswärmemetransformator
BHKW	Blockheizkraftwerke
CMD	Coriolis Massendurchflussmesser
CR	Chloropren-Kautschuk-Dichtringe
DN	Nennweite
EE	Erneuerbare Energien
EES	Engineering Equation Solver
FCKW	Fluorchlorkohlenwasserstoffe
FEPM	Tetrafluorethylen-Propylen-Kautschuk
FFI	Fernwärme-Forschungsinstitut

FS	Füllstandsensor
FU	Frequenzumrichter
GHD	Gewerbe, Handel und Dienstleistungen
GWP	Global Warming Potential
HFO	Hydrofluorolefine
HNBR	hydrierter Nitrilkautschuk
HS	Hausstation
HT	Hochtemperatur
HWK	Heizwerk
IFT	Institut für Thermodynamik
IGTE	Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung
KM-Reservoir	Kältemittelreservoir
KMP	Kältemittelpumpe
KMWÜ	Kältemittelwärmeübertrager
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
KWP	Kompressionswärmepumpe
KWPL	Kompressionswärmepumpe mit Lösungskreis
LM-Ventil	Lösungsmittelventil
LMP	Lösungsmittelpumpe
LMWÜ	Lösungsmittelwärmeübertrager
M	Pumpenmotor
NT	Niedertemperatur
PA	projektbegleitender Ausschuss
PAO	Polyalphaolefinen
PI-Regler	Proportional-Integral-Regler
RKW	Rückkühlwerk
SK	Sonstige Kosten
TR	Temperaturregler
vAW	vorhabensbezogene Aufwendungen der Wirtschaft

VN	Verteilungsnetz
WE	Wärmeerzeuger
WSP	Wärmespeicher
WGK	Wärmegestehungskosten
WV	Wärmeverbraucher

1 Durchgeführte Arbeiten und Ergebnisse

Hintergrund und Ziel des Forschungsvorhabens

Ökonomisch und ökologisch sehr effiziente Systeme zur Wärmebereitstellung sind Fernwärmenetze mit einer zentralen Wärmeherzeugung und einer dezentralen Wärmeverteilung an die Verbraucher (Manderfeld et al. 2008). Heute werden diese meist aus Anlagen zur Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) gespeist. So wird durch die kombinierte Bereitstellung von Strom und Wärme ein sehr hoher Wirkungsgrad erzielt. In Zukunft wird allerdings nicht nur ein hoher Nutzungsgrad fossiler Brennstoffe, sondern ein völliger Ersatz dieser benötigt. Dies können sogenannte Wärmenetze der vierten Generation („Wärmenetz 4.0“) ermöglichen, deren Bau seit 2017 vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie in einem eigenen Förderprogramm vorangetrieben wird (BMW 2017). Wärmenetze 4.0 zeichnen sich dadurch aus, dass die Vorlauftemperaturen gegenüber früherer Fernwärmenetze deutlich geringer sind (maximal 95 °C). Auf diesem Temperaturniveau können vielfältige Energiequellen wie Abwärme, Solarwärme, Geothermie oder andere erneuerbare Energien eingespeist werden. Auch Flexibilität zeichnet Wärmenetze 4.0 aus, sodass innovative Möglichkeiten zur Sektorenkopplung wie zum Beispiel Power-to-heat-Konzepte oder thermische und elektrische Lastverschiebung („Demand-side-Management“) integriert werden können.

Die Umstellung der aktuellen Fernwärmesysteme auf Wärmenetze 4.0 stellt Betreiber wie Verbraucher vor erhebliche Herausforderungen. Der Grund dafür ist vor allem die Absenkung der Vorlauftemperatur, die heute üblicherweise bis zu 120 °C und auch mehr beträgt (Paar 2013). In manchen bestehenden Fernwärmenetzen benötigen nur einige der angeschlossenen Verbraucher das bisher angebotene hohe Temperaturniveau. Nach aktuellem Stand der Technik folgt daraus entweder, dass diese Hochtemperaturverbraucher aus dem Wärmenetz ausscheiden und wahrscheinlich auf fossile Brennstoffe für ihre Wärmeversorgung zurückgreifen (müssen), oder dass die Umstellung des Fernwärmesystems auf dem Wärmenetz 4.0 Standard durch diese Hochtemperaturverbraucher verhindert wird. Beides ist für die Bemühungen zum Klimaschutz ungünstig.

Ziel dieses Forschungsvorhabens ist es, in einem Wärmenetz 4.0, trotz der abgesenkten Vorlauftemperatur, für bestimmte Hochtemperaturverbraucher das gewohnte hohe Temperaturniveau effizient zur Verfügung zu stellen. Dadurch verhindern einzelne Abnehmer nicht mehr den Umstieg auf ein modernes Wärmenetz 4.0. Der technologische Ansatzpunkt ist dabei die Anpassung der dezentralen Übergabestation (Hausstation), die mit einem Energiewandler zur bedarfsgerechten Erhöhung der Vorlauftemperatur ausgestattet wird. Für diese Aufgabe kämen ein Absorptionswärmetransformator (AWT), eine Kompressionswärmepumpe mit Lösungskreis (KWPL) sowie eine Kompressionswärmepumpe (KWP) in Frage. Die Eigenschaften dieser Energiewandler werden in Tabelle 1-1 qualitativ gegenübergestellt.

Tabelle 1-1: Qualitative Gegenüberstellung der Energiewandler AWT, KWPL und KWP

	AWT	KWPL	KWP
Benötigte Apparate / Komplexität	hoch	mittel	niedrig
Elektrischer Energieaufwand	niedrig	mittel	hoch
Thermischer Energieaufwand	hoch	niedrig	niedrig
Zukunftssicherheit Kältemittel	hoch	hoch	ungewiss

Für den Einsatz im Fernwärmenetz eignen sich insbesondere Arbeitsstoffgemische (vgl. Kapitel „Arbeitsstoffe für Hochtemperatur-Energiewandler). Deshalb werden in diesem Forschungsvorhaben die Energiewandler AWT und KWPL betrachtet. Mit diesen Energiewandlern können die angestrebten Temperaturen unter Verwendung von natürlichen, zukunftssicheren Kältemitteln erreicht werden.

Je nach Randbedingungen, wie der Möglichkeit zur Rückkühlung, den Wärme- und Strompreisen und den jährlichen Betriebsstunden, sind entweder der AWT oder die KWPL für die Aufgabe geeigneter. Durch die Betrachtung beider Energiewandler kann ein breites Anwendungsfeld untersucht und das individuelle wirtschaftliche Optimum identifiziert werden. Im Forschungsvorhaben werden beide Energiewandler ausführlich für Fernwärmebedingungen untersucht und somit ihre Eignung für den Einsatz im Wärmenetz 4.0 gezeigt, eine fundierte Einschätzung der unter gegebenen Randbedingungen geeigneteren Technologie ermöglicht und Auslegungswerkzeuge in Form von validierten Modellen zur Verfügung gestellt.

Stand der Forschung und Entwicklung

In diesem Teilkapitel wird zunächst auf den Stand der Technik und das Entwicklungspotenzial von Fernwärmenetzen eingegangen. Danach wird die technische Herausforderung geeigneter Arbeitsstoffe (Kältemittel) insbesondere für Hochtemperaturwärmepumpen thematisiert. Anschließend wird der Stand der Technik für die in diesem Projekt betrachteten Energiewandler AWT und KWPL dargestellt.

- **Fernwärmenetze**

Die Entwicklung der Fernwärmenetze ist geprägt von den angestrebten Zielen in der Energiepolitik und dem Klimaschutz. Daraus ergeben sich große technische Herausforderungen, aber auch ein sehr günstiges Marktumfeld. In einer vom BDI in Auftrag gegebenen Studie der Boston Consulting Group (Prognos 2018), wird für den angestrebten CO₂-Reduktionspfad von 95% bis 2050 ein Fernwärmeanteil an Raumwärme und Warmwasser von über 25% prognostiziert. Dies stellt gegenüber heute (8%) eine Verdreifachung des Marktanteils dar. Auch die von der Bundesregierung beschlossene CO₂-Bepreisung für fossile Brennstoffe begünstigt eine positive Entwicklung der Fernwärme. Neben preislichen Anreizen sind auch die ordnungspolitischen Rahmenbedingungen, wie ein Neubauverbot von Ölheizungen oder Abgasvorschriften in Städten, als positiv für die Fernwärmeentwicklung zu nennen.

In (Schneller et al. 2017) sind Wärmenetze mit einem langfristigen wirtschaftlichen Potenzial von 173 TWh/a in vielen Gebieten als relevante Versorgungsoption anzusehen. Die Vorteile von Wärmenetzen gegenüber einer dezentralen Wärmebereitstellung zeigen sich vor allem auf der Erzeugerseite. Besonders geeignete Energieformen zur Bereitstellung von Fernwärme für das Wärmenetz 4.0 sind Solarthermie, Geothermie, Biomasse und Abwärme. Außer der Kombination verschiedener erneuerbarer Wärmequellen spielt die Struktur des Wärmeverbrauchers bei der Umsetzung des Wärmenetzes 4.0 eine wichtige Rolle.

In (Kleinertz et al. 2019) wurde exemplarisch eine Machbarkeitsstudie eines Wärmenetzes 4.0 durchgeführt. Durch eine sogenannte Wärme-Dispatch-Zentrale soll jede Energiequelle Wärme auf dem Temperaturniveau liefern, auf dem die Wärmebereitstellung am effizientesten ist. Technologien, die bei niedrigen Temperaturen effizienter arbeiten (z.B. Wärmepumpen), übernehmen somit eine erste Erhöhung des Temperaturniveaus und nachgeschaltet werden Hochtemperatur-Wärmequellen (z.B. BHKW) einge-

setzt, um das Temperaturniveau weiter zu erhöhen. Die in diesem Forschungsprojekt untersuchten Energiewandler können in diesem Zusammenhang zunehmend Anwendung finden, um die Versorgungsflexibilität von Wärmenetzen zu gewährleisten.

Das Temperaturniveau ist der wichtigste Aspekt für die Entwicklung hin zu klimaneutralen Wärmenetzen. In dem IFEU/GEF Ingenieur AF/AGFW Gemeinschaftsprojekt (Paar 2013) wurde eine Bestandsaufnahme der aktuellen Fernwärmesysteme in Deutschland vorgenommen. Für die Untersuchung wurden Datensätze von 19 typischen Fernwärmenetzen ausgewertet. Dabei wurden die Fernwärmenetze anhand der Temperatur des Vorlaufs (TVL) in fünf Kategorien unterteilt (Tabelle 1-2). Es ist ersichtlich, dass fast das gesamte betrachtete Bestandswärmenetz die Temperaturanforderungen der Wärmenetze 4.0 nicht erfüllt. 74% der Bestandswärmenetze werden mit Vorlauftemperaturen größer 110 °C betrieben. Diese Situation erschwert die technische Integration von erneuerbaren Wärmequellen. Somit sind Lösungen, wie z.B. die in diesem Forschungsvorhaben vorgesehenen Energiewandler, die die Transformation dieser Bestandswärmenetze ermöglichen, dringend gefragt.

Tabelle 1-2: Temperaturverteilung über Trassenlänge von 19 typischen Fernwärmenetzen

Vorlauftemperaturbereich in °C	Trassenlänge in km	Anteil in%
Dampfnetz	105	3
TVL > 140 °C	45	1
140 °C > TVL > 110 °C	2715	70
110 °C > TVL > 90 °C	960	25
TVL < 90 °C	55	1
Summe	3880	100

In einem abgeschlossenen Forschungsvorhaben haben die Forschungseinrichtungen FFI und IGTE zusammen das Thema „Rücklauftemperaturabsenkung von Wärmenetzen durch Einsatz von Absorptionswärmepumpen“ (AiF Vorhaben Nr.: 19696 N) untersucht (Yang et al. 2020). Die technische Machbarkeit der Integration von Absorptionswärmepumpen in die Hausstation wurde unter Randbedingungen des Fernwärmenetzes experimentell untersucht, dabei wurde eine Absenkung der Rücklauftemperatur bis zu 17 K erreicht. Ein Simulationsmodell wurde im Rahmen des Projektes entwickelt, in dem das gesamte Fernwärmesystem (Wärmeerzeuger, Verteilungsnetz, Hausstation und Wärmeverbraucher) dargestellt wird. Insbesondere werden in dem Gesamtmodell die Auswirkungen der AWP auf das Fernwärmenetz (z.B. Reduktion der Wärmeverluste, Verbesserung der Wärmebereitstellung, Einsparung der Pumpenleistung) quantifiziert. In dem Anschlussprojekt (AiF Vorhaben Nr.: 21315 N) wurde das Konzept für den Einsatz im Wärmenetz 4.0 angepasst und in wirtschaftlicher Hinsicht durch Standardkomponenten optimiert. Die Kostenbetrachtung wurde in die Gesamtsimulation als Teilmodell integriert, zum Schluss wurde das Konzept sowohl technisch als auch wirtschaftlich bewertet. Die gesammelten Erkenntnisse der Netzsimulation werden in diesem Projekt vertieft und erweitert (Yang et al. 2022).

- **Arbeitsstoffe für Hochtemperatur-Energiewandler**

Ein wesentlicher Forschungsgegenstand ist es geeignete, insbesondere nachhaltige Arbeitsstoffe oder Arbeitsstoffpaare für Wärmepumpen-Kreisprozesse auszuwählen. Zunächst sollen für die Anwendung

von Hochtemperatur-Wärmepumpen in Fernwärmenetzen wichtige Aspekte herausgearbeitet werden, die für die Auswahl dieser Anlagen entscheidend sind. Ein Aspekt sind die Temperaturverläufe in den Wärmeübertragern auf der Wärmequellen- und der -senken-Seite. Da die wärmeabgebenden (Fernwärme-Wasser) und typischerweise auch die wärmeaufnehmenden Fluide diese Apparate einphasig durchströmen, wird sich deren Vor- und Rücklauftemperatur deutlich unterscheiden, siehe Abbildung 1-1. Daher ist es vorteilhaft, wenn auch das Arbeitsfluid der Wärmepumpe in diesen Apparaten einen Temperaturgleit durchläuft und sich somit dem Temperaturverlauf der Sekundärfluide anpasst. Dieser Temperaturgleit wird sowohl im AWT wie auch der KWPL durch das Arbeitsgemisch aus Ammoniak/Wasser ermöglicht.

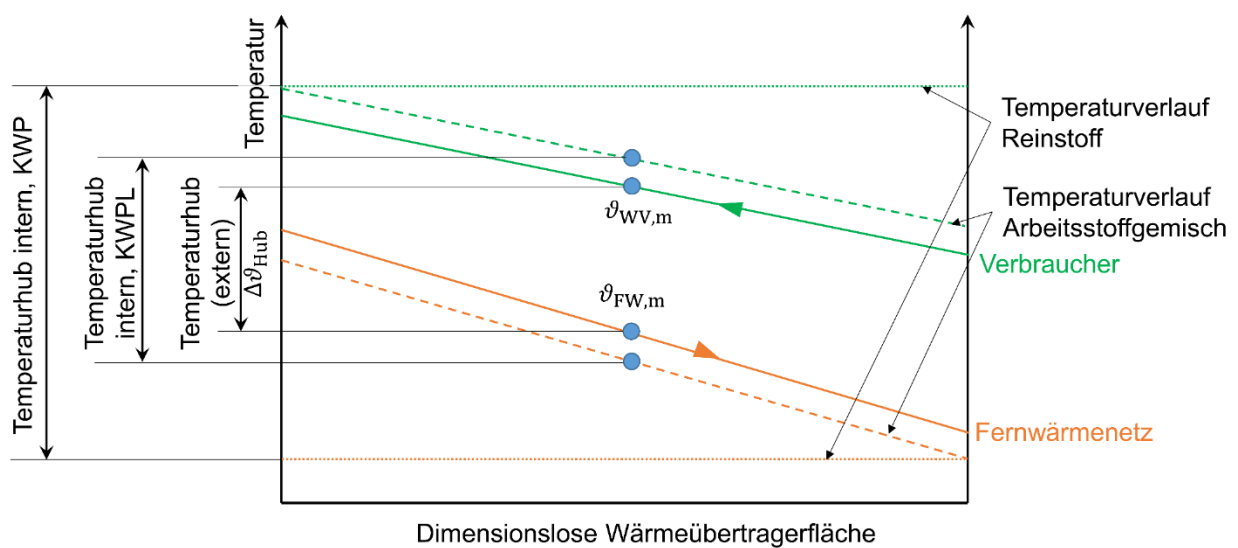


Abbildung 1-1: Schematische Temperaturverläufe innerhalb einer Hausstation, vergleich des Verhaltens von Arbeitsstoffgemischen und Reinstoffen

Abbildung 1-1 zeigt die Temperaturverläufe des Wassers im Fernwärmenetz (orange) und des Wärmeträgermediums des Verbrauchers (grün) innerhalb der modifizierten Hausstation. Der vom eingesetzten Energiewandler geleistete Temperaturhub $\Delta\vartheta_{Hub}$ ist als Differenz der mittleren Temperaturen $\vartheta_{WV,m}$ und $\vartheta_{FW,m}$ definiert:

$$\Delta\vartheta_{Hub} = \vartheta_{WV,m} - \vartheta_{FW,m} = \frac{\vartheta_{WV,VL} + \vartheta_{WV,RL}}{2} - \frac{\vartheta_{FW,VL} + \vartheta_{FW,RL}}{2} \quad (1-1)$$

Als gepunktete Linien ist der Temperaturverlauf eines Reinstoffkältemittels beim Prozess einer Kompressionswärmepumpe gezeigt. Dieser vollzieht den Phasenübergang bei einer konstanten Temperatur. Daraus resultiert ein deutlich größerer interner Temperaturhub den eine KWP als Differenz der Kondensationstemperatur (Hochdruck) und der Verdampfungstemperatur (Tiefdruck) aufbringen müsste. Arbeitsstoffgemische weisen hingegen beim Phasenwechsel eine sich ändernde Temperatur auf (Temperaturgleit). In allen betrachteten Energiewandlern findet sowohl bei der Wärmeaufnahme aus dem Fernwärmenetz, als auch bei der Wärmeabgabe an den Verbraucher, ein Phasenübergang statt. Durch den Temperaturgleit des Arbeitsstoffgemischs folgen die Temperaturen in AWT und KWPL der Temperatur des Fernwärmenetzes bzw. des Verbrauchers. Diese Temperaturverläufe sind als gestrichelte Linien

ingezeichnet. Die Differenz zwischen den skizzierten Temperaturen des Arbeitsstoffgemisches ist der Temperaturhub den AWT und KWPL intern aufbringen müssen. Die erreichbare Leistungszahl ist direkt abhängig vom intern zu erbringenden Temperaturhub. Je kleiner der zu erbringende interne Temperaturhub ist, desto höher ist die Leistungszahl und damit die Effizienz der Anlage. Aus diesem Grund eignen sich die in diesem Forschungsprojekt betrachteten Energiewandler, AWT und KWPL, welche ein Arbeitsstoffgemisch verwenden, deutlich besser für den Einsatz in Fernwärmenetzen mit stärker ausgeprägten Temperaturdifferenzen zwischen Vor- und Rücklauf als eine KWP mit einem Reinstoffkältemittel.

Bei der Auswahl von Arbeitsstoffen muss sowohl auf sicherheitsrelevante Eigenschaften, wie Brennbarkeit und Toxizität, als auch auf thermodynamische Eigenschaften, wie Drucklage und Effizienz geachtet werden. Zum anderen spielen seit dem Verbot von Fluorchlorkohlenwasserstoffen (FCKW) und der Begrenzung des Treibhauspotentials (GWP) durch die F-Gase Verordnung vor allem Umweltaspekte bei der Auswahl eine Rolle. Durch die genannten Umweltauflagen wird der Einsatz von Reinstoffen zusätzlich erschwert und die Anzahl an geeigneten Arbeitsstoffen verringert. Das in der Vergangenheit im Hochtemperaturbereich vorwiegend genutzte Kältemittel R245fa (Arpagaus et al. 2018) wird wegen seines GWP von über 1000 in Zukunft nicht mehr eingesetzt werden können. Ammoniak als Reinstoff ist wegen seiner hohen absoluten Drücke und den damit benötigten teuren Spezialapparaten und –armaturen problematisch. Die entwickelten Arbeitsstoff-Alternativen der sogenannten vierten Generation R1234yf, R1234ze(E), R1233zd(E), R1336mzz(Z), R1336mzz(E) und R1224yd(Z) mit geringem GWP und geeigneter Drucklage gehören zur Gruppe der Hydrofluorolefine (HFO). Deren atmosphärisches Abbauprodukt ist Trifluoressigsäure bzw. Trifluoracetat, welches hochgiftig ist und in der Umwelt nicht mehr abgebaut wird. Die derzeitige Empfehlung, diesen Aspekt in die F-Gase Verordnung mit aufzunehmen, könnte zukünftig zu einem Verbot dieser neuen Kältemittel führen (Behringer et al. 2020).

Nach der Darstellung wichtiger Aspekte bei der Arbeitsfluid-Auswahl werden im Folgenden geeignete Arbeitsstoffpaare diskutiert. Allgemein werden in Absorptionssystemen die Arbeitsstoffpaare Ammoniak/Wasser oder Wasser/Lithiumbromid als etabliert angesehen und in kommerziellen Kältemaschinen, Wärmepumpen und Wärmetransformatoren eingesetzt (Rivera et al. 2015). Beide Arbeitsstoffpaare sind korrosiv und nicht mit allen Materialien kombinierbar. Gemische mit Ammoniak sind mit höheren Drucklagen verbunden und schließen Kupfer als Werkstoff aus. Lithiumbromid ist in Wasser begrenzt löslich und hat das Risiko auszukristallisieren. Für die in diesem Forschungsprojekt herrschenden Rahmenbedingungen erscheint Ammoniak/Wasser das geeignetste Arbeitsstoffpaar. Ein Grund dafür ist, dass die Kondensatortemperatur des AWT, bei Wärmeabfuhr an die Umgebung, maßgeblich durch die Außentemperatur vorgegeben wird und folglich auch unter 0 °C fallen kann. Ein Einfrieren des Kondensators muss unbedingt vermieden werden, weshalb reines Wasser als Kältemittel ausscheidet. Reines Ammoniak ist dagegen für Kälteanwendungen unter 0 °C hervorragend geeignet. Ammoniak besitzt sehr gute thermodynamische Eigenschaften. Das Kältemittel Ammoniak wurde in zahlreichen Forschungsprojekten auch mit Salzen, wie beispielsweise Natriumchlorid als Lösungsmittel verwendet (Wu et al. 2014). Salze als Lösungsmittel haben jedoch den Nachteil einer begrenzten Löslichkeit. Laut Definition der Wärmenetze 4.0 darf die Vorlauftemperatur des Wärmenetzes bis zu 95 °C betragen. Bei Beheizungs-temperaturen am Austreiber und Verdampfer von 85 °C bis 95 °C ist bei Salzen als Lösungsmittel mit einer hohen Kristallisationsgefahr zu rechnen (Kurem und Horus 2001). Die Giftigkeit von Ammoniak

wird wegen der leichten Wahrnehmung des Menschen bei gesundheitlich unbedenklichen Konzentrationen akzeptiert. In den zurückliegenden Jahren wurden zahlreiche neue Arbeitsstoffpaare untersucht, bspw. mit dem Ziel, neue Temperaturniveaus zu erschließen oder weniger korrosive Eigenschaften zu erhalten. Dafür sei auf (Parham et al. 2014) verwiesen. Im Resultat stellen diese neueren Arbeitsstoffpaare für die Entwicklung seriennaher Anlagen für die Wärmenetze 4.0 jedoch auf Grund von Kosten, Beständigkeit und mangelnden Einsatzerfahrungen keine Alternative zu den etablierten Arbeitsstoffpaaren dar.

Daher ist das aus natürlichen Reinstoffen bestehende, umweltfreundliche Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser aufgrund von thermodynamischen Eigenschaften, einem breiten Einsatzbereich, guter Verfügbarkeit und umfangreichen Betriebserfahrungen das geeignetste und wird in AWT und KWPL verwendet.

- **Entwicklung von Absorptionswärmetransformatoren**

Das Teilkapitel über die Entwicklung von Wärmetransformatoren soll mit einer Gegenüberstellung der bekannteren Anlagen Absorptionskältemaschine/Absorptionswärmepumpe (AKM/AWP) und dem AWT beginnen.

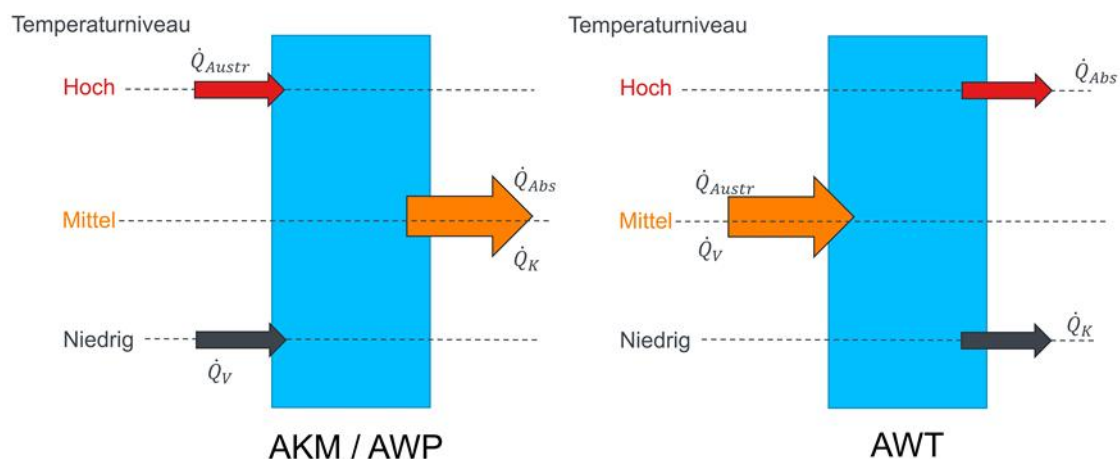


Abbildung 1-2: Gegenüberstellung von Absorptionskältemaschine/-wärmepumpe (AKM/AWP) und Absorptionswärmetransformator (AWT), Vergleich von zu- und abgeführten Wärmeströmen sowie Temperaturniveaus

In Abbildung 1-2 sind die Temperaturniveaus und Richtungen der Wärmeströme von AKM/AWP und AWT dargestellt. Bei der AKM/AWP wird die Antriebswärme auf hohem Temperaturniveau zugeführt, ein Wärmestrom auf niedrigem Temperaturniveau aufgenommen und der gesamte Wärmestrom auf mittlerem Temperaturniveau abgegeben. Beim AWT wird die Antriebswärme auf mittlerem Temperaturniveau zugeführt und Wärme auf hohem und niedrigem Temperaturniveau abgegeben. Während AKM/AWP breit kommerzialisiert sind, befindet sich der AWT im Forschungsstadium und ist daher kommerziell bisher nur in großen Leistungsklassen erhältlich.

Die theoretischen Grundlagen der Wärmetransformation sind seit den 1920er Jahren bekannt und wurden durch ALTENKIRCH erstmals beschrieben (Altenkirch 1920). Die Funktionsweise des AWT lässt sich anhand des in Abbildung 1-3 gezeigten Schemas für die vorgesehene Einbindung in ein Wärmenetz beschreiben: Der AWT verfügt über drei Temperaturniveaus. Ein mittleres Temperaturniveau auf dem am

Austreiber und Verdampfer Wärme zugeführt wird, sowie ein hohes und ein niedriges Temperaturniveau, auf denen Wärme am Absorber bzw. Kondensator abgeführt wird. Darüber hinaus ist der AWT in einen Hochdruck- und einen Tiefdruckbereich unterteilt, welche durch zwei Pumpen (für Kältemittel und Lösungsmittel) sowie ein Expansionsventil (LM-Ventil) verbunden sind. Auf niedrigem Druckniveau wird am Austreiber Wärme auf mittlerem Temperaturniveau aus dem Fernwärmenetz zugeführt und so eine (kältemittel-)reiche Lösung partiell verdampft. Die so entstandene (kältemittel-)arme Lösung und das dampfförmige, nahezu reine Kältemittel werden aus dem Austreiber abgeführt. Die arme Lösung wird durch die Lösungsmittelpumpe auf das hohe Druckniveau gefördert. Das dampfförmige Kältemittel strömt in den Kondensator und wird dort auf niedrigem Temperaturniveau unter Wärmeabgabe an den Rückkühlkreis kondensiert. Auch das nun flüssige Kältemittel wird durch eine Pumpe auf das hohe Druckniveau gefördert. Im Verdampfer wird das Kältemittel unter Wärmeaufnahme aus dem Fernwärmenetz auf mittlerem Temperaturniveau verdampft. Im Absorber werden Kältemitteldampf und arme Lösung vermischt, wodurch die Absorption des Kältemittels in die Lösung beginnt. Dabei wird Wärme auf dem hohen Temperaturniveau frei. Durch die Wärmeabfuhr an den Verbraucher kann der Kältemitteldampf vollständig absorbiert werden und eine reiche Lösung entsteht. Diese wird auf das niedrige Druckniveau gedrosselt und erneut dem Austreiber zugeführt. Zur Effizienzsteigerung ist es üblich einen Lösungsmittelwärmeübertrager (LMWÜ) zu verwenden, in dem die reiche Lösung nach dem Absorber Wärme an die arme Lösung abgibt. Des Weiteren wird ebenfalls zur Effizienzsteigerung ein Kältemittelwärmeübertrager (KMWÜ) eingesetzt, der Wärme vom Kältemitteldampf im Tiefdruck an das unterkühlte Kältemittel nach der Kältemittelpumpe abgibt. Somit besteht diese Anlage neben den zwei Pumpen aus insgesamt sechs Wärmeübertragern, deren Auslegung über die Effizienz des Prozesses entscheidet.

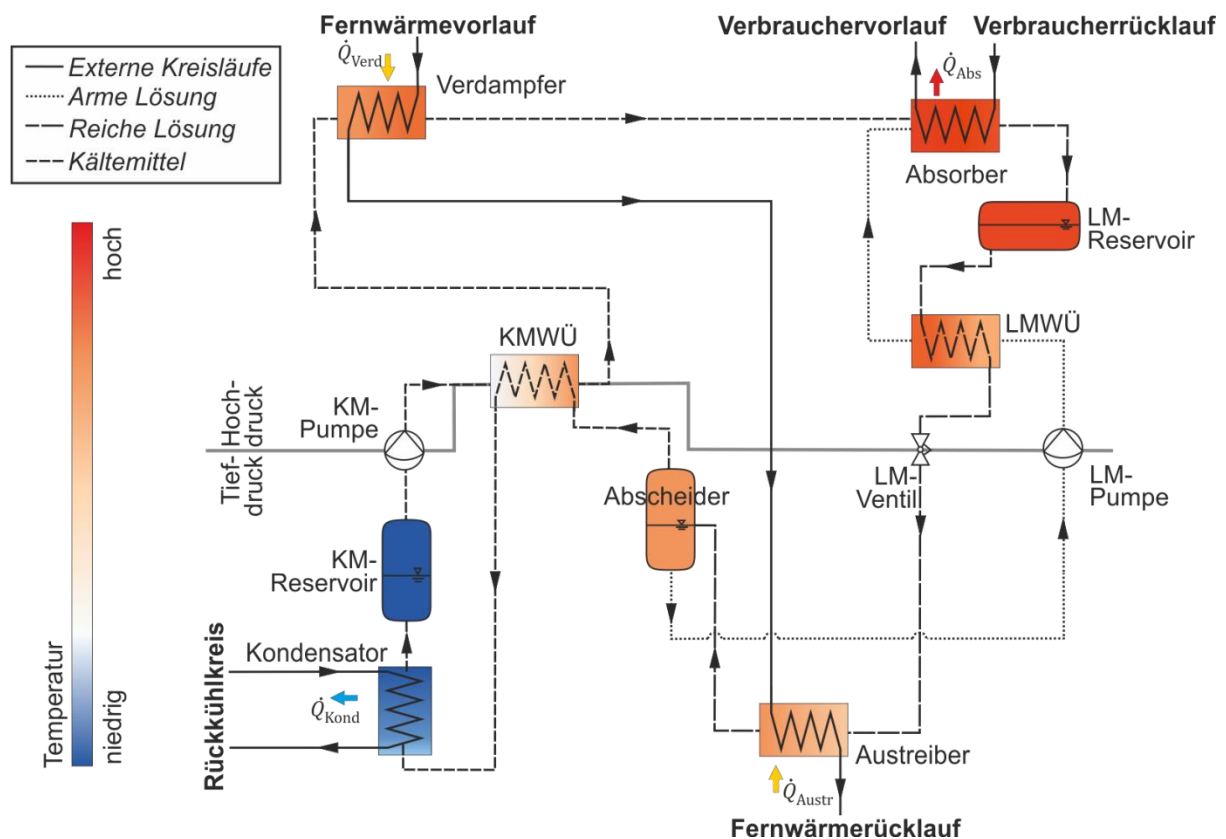


Abbildung 1-3: Schematischer Aufbau eines AWT

Dieses auf den ersten Blick kompliziert erscheinende Verfahren ermöglicht durch Nutzung thermodynamischer Gleichgewichtskräfte das elegante Verschieben von Temperaturniveaus. Es werden lediglich zwei Flüssigphasen-Pumpen als mechanisch aktive Apparate benötigt, also nur ein minimaler Anteil an elektrischer Antriebsenergie. Zur Bewertung der Effizienz von AWT wird der COP – Coefficient of Performance bzw. Leistungszahl – herangezogen. Dieser kann entweder auf die thermische oder die elektrische Antriebsleistung bezogen werden:

$$COP_{th} = \dot{Q}_{WV} / \dot{Q}_{FW} = \dot{Q}_{Abs} / (\dot{Q}_{Verd} + \dot{Q}_{Austr}) \quad (1-2)$$

$$COP_{el} = \dot{Q}_{WV} / P_{el,AWT} = \dot{Q}_{Abs} / (P_{el,LMP} + P_{el,KMP}) \quad (1-3)$$

Seit den 1980er Jahren wurden einige kommerzielle AWT im großen Leistungsspektrum mit Nutzleistungen zwischen 1 MW – 11 MW gebaut und im industriellen Umfeld eingesetzt (Stephan 1988). Von kommerziell gebauten AWT wurden Leistungszahlen von ca. $COP_{th} = 0,4 - 0,5$ erreicht. Diese Leistungszahl hängt neben der Effizienz natürlich auch vom Temperaturhub zwischen wärmeabgebendem und wärmeaufnehmendem Fluid ab. Die elektrische Leistungsaufnahme der Pumpen für Lösungs- und Kältemittel beträgt lediglich (1 – 2)% der thermischen Nutzleistung. Damit sind diese Anlagen um etwa eine Zehnerpotenz stromsparender als moderne Hochtemperatur-Kompressionswärmepumpen und somit für Anwendungsfälle geeignet, wo regenerativ erzeugter Strom knapp ist. Die notwendige Wärme zum Antrieb kann zum Beispiel durch Solarthermie zur Verfügung gestellt werden. Bei einem typischen Temperaturniveau dieser Antriebswärme von ca. 80 °C reichen hierfür kostengünstige Flachkollektoren. Typische Anwendungen sind energieintensive Prozesse wie Trocknung oder die Gummiherstellung.

Durch höhere Energieeffizienzanforderungen ist die Technologie des AWT zunehmend gefragt, was sich auch darin äußert, dass inzwischen ein kommerzielles Serienprodukt für Anschlussleistungen von ca. 0,5 MW bis 1,5 MW am Markt verfügbar ist. Die in diesem Projekt angestrebten Temperaturniveaus sowie die üblichen Anschlussgrößen von Fernwärmekunden unterscheiden sich gegenüber dieser Anlage jedoch (Ago 2018). In den letzten Jahren wurde die Forschung zum Thema AWT, motiviert durch den Klimawandel und einer größeren Bedeutung von Abwärmenutzung und Energieeinsparung, intensiviert. Im Folgenden werden einige beispielhafte Forschungsprojekte und Anwendungen von AWT kleiner Leistung vorgestellt. So wurden AWT genutzt um Solarwärme auf ein höheres Temperaturniveau zu heben und so als Prozesswärme nutzbar zu machen (Rivera et al. 2001). GARONE und TOPPI bauten 2017 in einem Forschungsprojekt zur Nutzung von Niedertemperaturwärme einen AWT kleiner Leistung (ca. 5 kW) mit dem Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser. Auch ein Einsatz im Wärmenetz 4.0 wurde von den Autoren diskutiert und für machbar befunden (Garone et al. 2017). Das Temperaturniveau dieser Versuche lag allerdings niedriger als das in diesem Projekt angestrebte. Auch an der Universität Stuttgart wurde bereits in den 1980er Jahren eine Pilotanlage mit einer Heizleistung von 50 kW aufgebaut. Diese wurde mit dem Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser betrieben und transformierte Abwärme von einem Temperaturniveau von 80 °C auf ein Nutztemperaturniveau von 120 °C (Stephan 1988).

Seit 2004 wird am IGTE an Absorptionssystemen geforscht. Bis zum Jahr 2018 fand diese Forschung am ITW statt, welches später mit anderen Instituten zum IGTE zusammengeführt wurde. Dabei wurde zunächst eine solarbetriebene Absorptionskältemaschine mit dem Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser

und einer Kälteleistung von ca. 12 kW entwickelt (Zetzsche 2012). Es wurde ein vollautomatischer Regelalgorithmus entwickelt und zur Kostensenkung ausschließlich Standardbauteile eingesetzt. Dabei ist es gelungen sowohl den Behälter austreiber, als auch den Absorber durch kompakte Plattenwärmeübertrager zu ersetzen und so erheblich Anlagengewicht, Kältemittelfüllmenge und Investitionskosten einzusparen (Mirl et al. 2019). Erstmals wurde damit ein Plattenwärmeübertrager als Austreiber eines Ammoniak-Wasser-Absorptionssystems erfolgreich eingesetzt. Die in diesem Entwicklungsprozess gesammelten Erkenntnisse zum Bau von wirtschaftlichen Absorptionsanlagen kleiner Leistung sind weitgehend auf die Entwicklung eines AWT übertragbar. Mit durch Fernwärme beheizten Absorptionssystemen wurde in zwei weiteren Projekten Erfahrung gesammelt, indem erfolgreich eine für den Einsatz in einer Hausstation angepasste Absorptionswärmepumpe entwickelt wurde. (Mirl 2018a; Mirl 2018b; Mirl 2019; Yang 2020). Das Wärmenetz 4.0 steht auch hierbei im Fokus der Untersuchung.

- **Entwicklung von Kompressionswärmepumpen mit Lösungskreis**

Der dieser Wärmepumpe zugrundeliegende Kreisprozess wurde bereits 1895 von OSENBRÜCK patentiert (Osenbrück 1895) und 1950 von ALTENKIRCH (Altenkirch 1950) ausführlich theoretisch behandelt. Die Kompressionswärmepumpe mit Lösungskreislauf hat ein ähnliches Anwenderspektrum wie die klassische Kompressionswärmepumpe. Aufgrund zweier schwerwiegender Nachteile der KWP wird die hier vorgeschlagene KWPL aber sehr attraktiv (Loth und Kabelac 2021). Das ist zum einen der schon in Abbildung 1-4 dargestellte Temperaturverlauf in den Wärmeübertragern der Wärmesenke und Wärmequelle. Die KWP hat entweder gar keinen oder einen schwachen Temperaturgleit, da als Arbeitsfluid hier oft Reinstoffe, azeotrope oder nah-azeotrope Gemische zum Einsatz kommen. Zum anderen ist für die klassische KWP bei den hier vorgesehenen Hochtemperatur-Anwendungen derzeit kein geeignetes Arbeitsfluid bekannt, was den gesetzlichen Ansprüchen zur Umweltverträglichkeit genügt. Der schematische Aufbau ist in Abbildung 1-4 dargestellt.

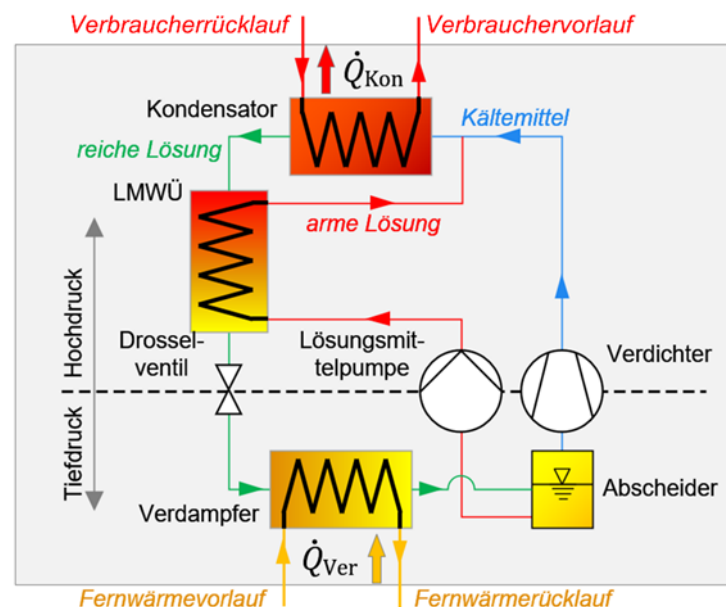


Abbildung 1-4: Schematischer Aufbau der Kompressionswärmepumpe mit Lösungskreis

Er unterscheidet sich von einer klassischen Kompressionswärmepumpe dadurch, dass das Kältemittel im Verdampfer nicht vollständig verdampft wird und daher an dessen Austritt noch zweiphasig vorliegt. Um die flüssige Phase ebenfalls auf das Hochdruckniveau zu fördern, werden neben dem Gas-Verdichter zusätzlich eine Pumpe und ein davor geschalteter Phasenabscheider benötigt. Der LMWÜ ist nicht zwingend notwendig, wird jedoch vorgesehen, da er die Effizienz steigert und durch die Ausführung als flüssig/flüssig-Wärmeübertrager kompakt und kostengünstig einzubinden ist. Daneben werden die klassischen Komponenten einer Kompressionswärmepumpe, wie Verdampfer, Kondensator und Expansionsventil, benötigt. Der Verdichter komprimiert das gasförmige Kältemittel und bringt dieses auf das hohe Druckniveau. Die Lösungsmittelpumpe fördert die flüssige Phase (arme Lösung), welche danach im LMWÜ vorgewärmt und vor dem Kondensator mit dem Kältemitteldampf gemischt wird. Nach der Kondensation und Abgabe des Wärmestroms $\dot{Q}_{\text{Kon}}$ auf hohem Temperaturniveau liegt die reiche Lösung flüssig vor. Diese gibt einen Wärmestrom im LMWÜ an die arme Lösung ab und strömt anschließend durch das Expansionsventil. Im Tiefdruck wird dann der reichen Lösung ein Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{Ver}}$ auf niedrigem Temperaturniveau (hier Fernwärme) zugeführt, wodurch das Kältemittel verdampft. In den 1980er Jahren wurde der Kreisprozess ausführlich sowohl theoretisch als auch praktisch in unterschiedlichen wissenschaftlichen Arbeiten untersucht (Groll 1994). Zwischen 1982 und 1986 wurde eine 0,5 MW Forschungsanlage in Berlin errichtet, die noch keine konkrete Versorgungsaufgabe wahrnahm (Malewski 1988). 1983 entstand die erste Großanlage mit 4,5 MW thermischer Leistung in Bukarest (Minea und Chiriac 2006). Sie nutzte Abwärme bei etwa 36 °C und stellte 55 °C für die Zwischenstufe eines Fernwärmenetzes bereit. Zur gleichen Zeit wurde ebenfalls im Fernwärmenetz Waldhof Ost in Mannheim eine Forschungsanlage mit 0,25 MW thermischer Leistung betrieben. Diese kühlte den Rücklauf des Fernwärmenetzes von 57 °C auf 34 °C ab und wärmte den Vorlauf von 64 °C auf 80 °C auf (Scheuermann und Mucic 1983). Beide Anlagen waren mit speziellen Rohrbündelwärmeübertragern ausgestattet und über alle Komponenten hinweg im Druck auf 16 bar limitiert. Seit 2004 bietet die norwegische Firma Hybrid Energy AS eine zweistufige Bauweise der KWPL in skandinavischen Ländern an (Markmann et al. 2019), wodurch dort bereits mehr als 10 Anlagen betrieben werden. Ihre typische installierte thermische Leistung liegt zwischen (0,5 – 1,4) MW. Der Temperaturbereich ist sehr individuell auf den jeweiligen Verbraucher angepasst und liegt insgesamt zwischen 10 °C und 120 °C. Bei niedrigen Quellentemperaturen wird zusätzlich die kühlende Wirkung der Quelle genutzt.

Da die Strompreise für Industriekunden in skandinavischen Ländern niedriger sind als in Deutschland, ergeben sich kürzere Amortisationszeiten bei den durch die zweistufige Bauweise bedingten höheren Investitionskosten. Deshalb sind entsprechende Anlagen hierzulande noch nicht zu finden.

An den Investitionskosten setzt ein BMWi-Forschungsprojekt (Hartmann 2017; Markmann et al. 2019) des IfT Hannover an, in dem für die benötigten Apparate nur günstige Serienkomponenten verwendet werden. Die zugehörige Technikumsanlage mit einer maximalen thermischen Kondensatorleistung von 100 kW steht am Institut für Thermodynamik der Leibniz Universität Hannover. Als Verdichter wird ein ölgeschmierter und ölgekühlter Schraubenverdichter der OSKA-Reihe des Herstellers Bitzer verwendet. Zum einen tragen die in Kompressionswärmepumpen verwendeten Verdichter zu einem Großteil der Investitionskosten bei, zum anderen wird bei einer trockenen Verdichtung von Ammoniak im Hochtemperaturbereich die maximale Verdichterendtemperatur von etwa 150 °C schneller erreicht, sodass größere Druckverhältnisse nicht im trockenen einstufigen Prozess erzielt werden können. Die Kühlung des

Ammoniaks durch das in den Schraubenverdichter eingespritzte Öl vergrößert somit das Kennfeld der Wärmepumpe und verringert deren Investitionskosten, da auf einen zweiten Verdichter und einen Zwischenkühler verzichtet werden kann. Als Nachteil kann die damit eingebrachte dritte Komponente (Öl) in Kälte- und Lösungsmittelkreislauf gesehen werden. Im jahrelangen Betrieb konnte jedoch keine signifikante Verringerung des Wärmeübergangs oder eine chemische Unverträglichkeit gegenüber dem Arbeitsstoffpaar festgestellt werden. Die Lösungsmittelpumpe ist eine 27-stufige Kreislumpumpe von Grundfos. Plattenwärmeübertrager von GEA (heute Kelvion) wurden sowohl für Verdampfer, Kondensator und LMWÜ ausgewählt. Das Expansionsventil stammt von der Firma Danfoss.

1.1 Arbeitspaket 1: Analyse repräsentativer Wärmeübergabestationen von Verbrauchern mit hoher Vorlauftemperatur

Um die Hochtemperatur-Wärmeverbraucher für dieses Projekt zu identifizieren, wurde zunächst im Rahmen dieses Projektes eine Reihe von Datenanalysen durchgeführt. Diese Analyse bildet die Grundlage für das Gesamtmodell als auch für die Kostenberechnung (AP 3).

Die typischen Betriebstemperaturen verschiedener Wärmenetze wurden in Abbildung 1-5 dargestellt. Aufgezeichnet wurden jeweils die maximale und minimale Vorlauftemperatur sowie die maximale Rücklauftemperatur der Wärmenetze. Links sind insgesamt 46 Wärmenetze mit einer Vorlauftemperatur von $> 100^\circ\text{C}$ (Wärmenetz 3.0) und rechts 55 Wärmenetze mit einer Vorlauftemperatur von $< 100^\circ\text{C}$ (Wärmenetz 4.0) zusammengefasst. Daraus lässt sich ablesen, dass die Vorlauftemperaturen in den Wärmenetzen 4.0 größtenteils zwischen 75°C und 95°C liegen. Die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf beträgt ca. 20 K bis 40 K. Diese Ergebnisse der Datenanalyse in Bezug auf Wärmenetztemperaturen bzw. Temperaturdifferenzen dienen der Auslegung des Absorptionswärmetransformators (AWT) und der Anpassung der Kompressionswärmepumpe mit Lösungskreis (KWPL) im Wärmenetz.

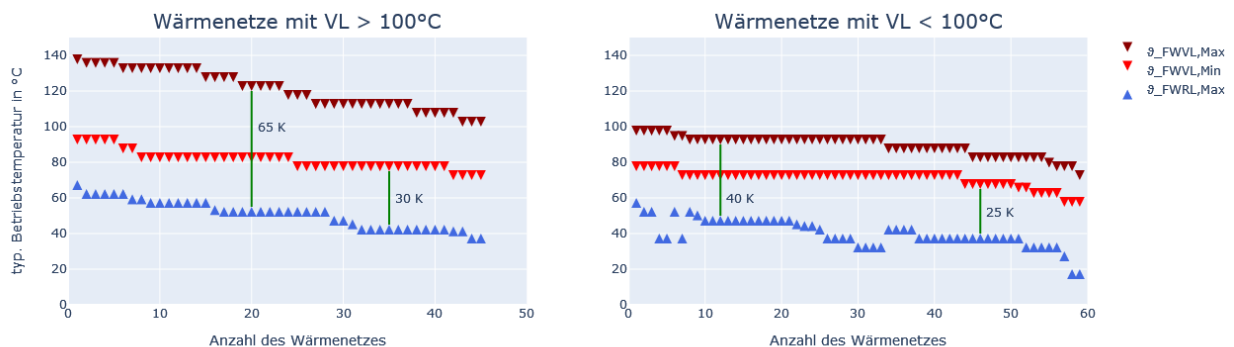


Abbildung 1-5: Typische Betriebstemperaturen von verschiedenen Wärmenetzen

Nach (AGEB 2021) betrug der Fernwärmeverbrauch in Deutschland im Jahr 2020 insgesamt 377,2 PJ. Davon wurden 52% im Sektor „Industrie+GHD“ und 48% im Sektor „Haushalt“ verwendet (GHD: Gewerbe, Handel und Dienstleistungen, Abbildung 1-6, links). Aus Abbildung 1-6 rechts kann weiterhin festgestellt werden, dass der Fernwärmeverbrauch im Sektor „Industrie“ hauptsächlich in vier industriellen Branchen („Ernährung und Tabak“, „Papiergewerbe“, „Grundstoffchemie“, „Sonstige chemische Industrie“) liegt (Rohde 2021).

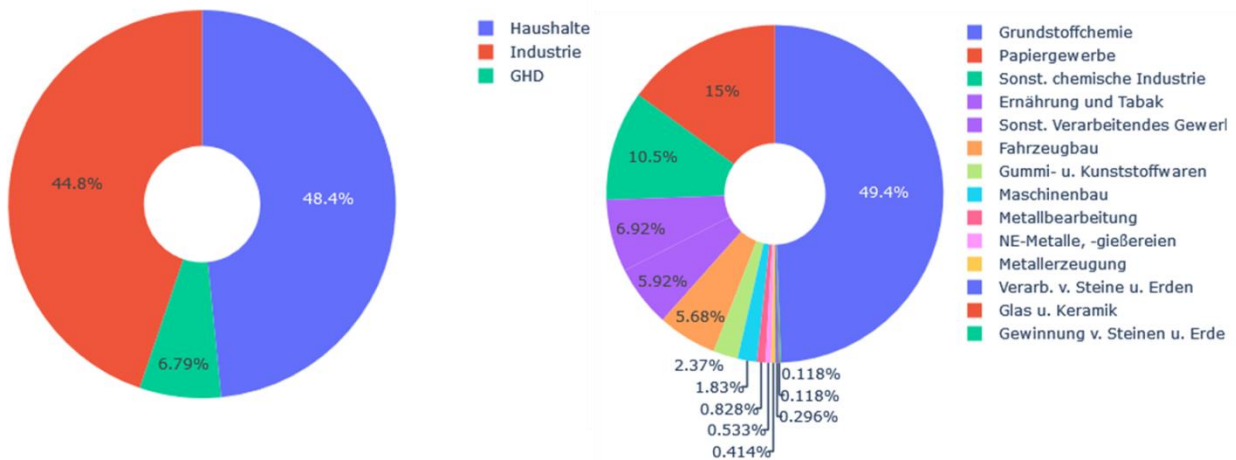


Abbildung 1-6: Links: Fernwärmeverbrauch in Deutschland, Daten aus (AGEB 2021); Rechts: Fernwärmeverbrauch in der industriellen Branche, Daten aus (Rohde 2021)

Die benötigte Prozesswärme fällt für industrielle Wärmeverbraucher in einen weiten Temperaturbereich (bis 1500 °C) an (Arpagaus 2017). In diesem Projekt wurden die Wärmeverbraucher ausgewählt, die einen Temperaturbereich von 70 °C bis 140 °C benötigen. Gerade in diesem Bereich können die verschiedenen Energiewandler (KWP, KWPL und AWT) eingesetzt werden. Mit konventionellen KWP's kann derzeit hauptsächlich Wärme bis 90°C angeboten werden. Die Energiewandler, KWPL und AWT, welche in diesem Projekt entwickelt und untersucht werden, sollen Wärmeverbraucher bis 120 °C bzw. 130 °C versorgen (Abbildung 1-7).

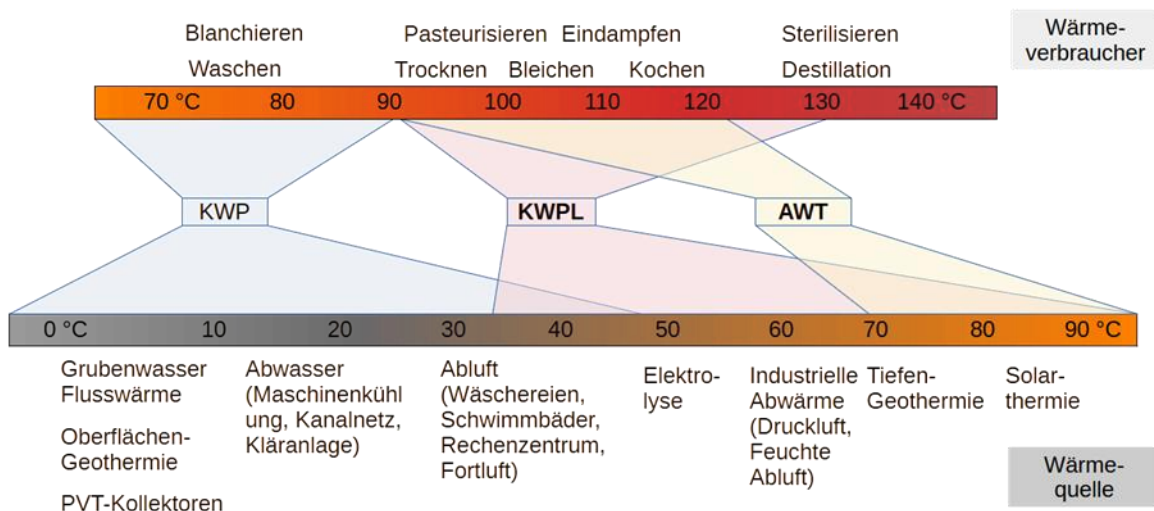


Abbildung 1-7: Typische Temperaturbereiche für den Einsatz verschiedenen Energiewandlern

Das Wärmelastprofil liefert Informationen über den typischen Verlauf der Wärmeleistung über einen bestimmten Zeitraum (an einem Tag oder über ein Jahr) und ist ein wesentliches Werkzeug zur Optimierung des Wärmenetzes und zur effizienten Allokation von Ressourcen. In der Praxisanwendung ist eine

zeitliche Auflösung von einer Stunde für den Wärmeverbrauch typisch. Je nach Verbrauchertyp ist der Verlauf des Lastprofils sehr unterschiedlich.

In diesem Projekt wurden zwei typische Lastprofile ausgewählt (Djørup et al. 2020). Für Hochtemperatur-Wärmeverbraucher wurde das Lastprofil aus der industriellen Branche verwendet (Abbildung 1-8). Dies ist durch einen relativ konstanten Jahresverlauf gekennzeichnet. Zur Darstellung des Niedertemperatur-Wärmeverbrauchers wurde das Wärmelastprofil eines Wohngebäudes verwendet, das den Verbrauch von Heizungswärme und Trinkwarmwasser umfasst (Abbildung 1-9). Charakteristisch ist dabei der deutliche saisonale Unterschied innerhalb eines Jahres.

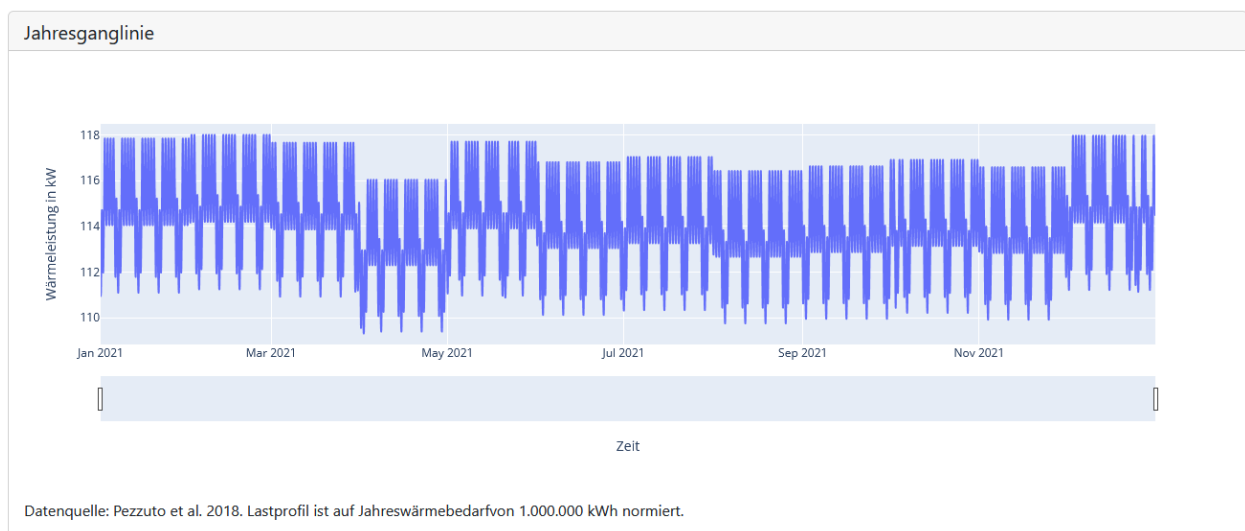


Abbildung 1-8: Typisches Lastprofil des HT-Wärmeverbrauchers

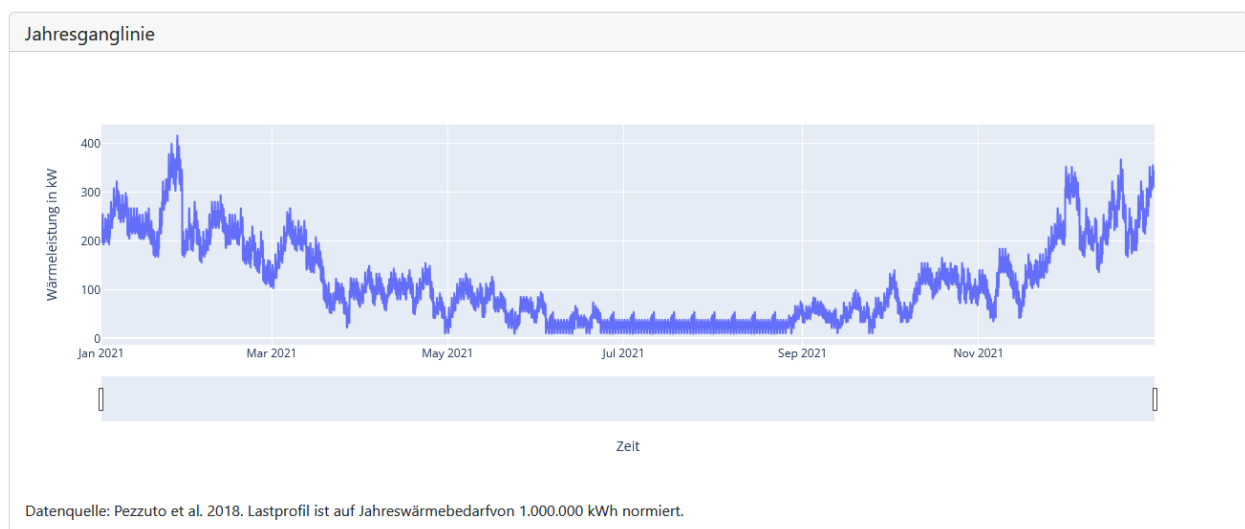


Abbildung 1-9: Typisches Lastprofil des NT-Wärmeverbrauchers

1.2 Arbeitspaket 2: Aufbau eines Simulationsmodells der Hausstation mit beiden Energiewandlern und Simulation repräsentativer Verbraucher (FFI)

Basierend auf der Datenanalyse wurde in AP 2 das Black-Box Teilmodell des Energiewandlers (KWPL und AWT) am FFI entwickelt. Dabei wurden die fernwärme- und verbraucherseitigen Temperaturniveaus, die übertragenen Wärmeströme sowie die benötigten elektrischen Leistungen zur energetischen Bilanzierung abgebildet. Abbildung 1-10 zeigt beispielsweise das Funktionsschema des Teilmodells KWPL. Das Teilmodell für den AWT ist analog dazu aufgebaut (Liang 2024).

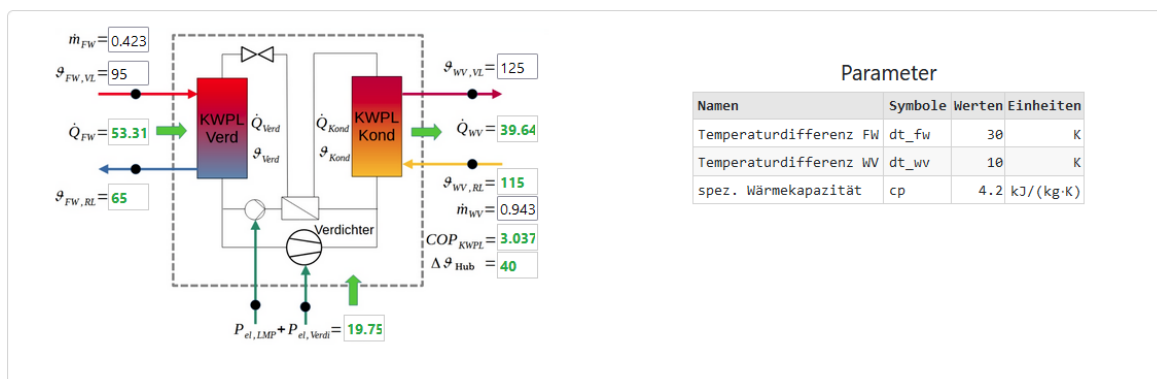


Abbildung 1-10: Teilmodell KWPL, Funktionsschema mit wichtigen Parametern

Unter Verwendung der Python-Bibliothek „Dash/Plotly“ (Dash/Plotly 2024) wurde die interaktive Darstellung des Teilmodells realisiert. Durch die verschiedenen Eingabefelder, Schieberegler sowie die Datentabelle können die Parameter des Teilmodells im definierten Bereich eingestellt bzw. verändert werden. Die berechneten Ergebnisse werden dynamisch in den Diagrammen angezeigt. Dabei wurden die temperaturabhängigen COP (Coefficient of Performance) -Kennfelder für den AWT und KWPL, welche vom IGTE/Ift generiert wurden, als Grenzwert in das Teilmodell implementiert (Teilmodell KWPL, Abbildung 1-11).

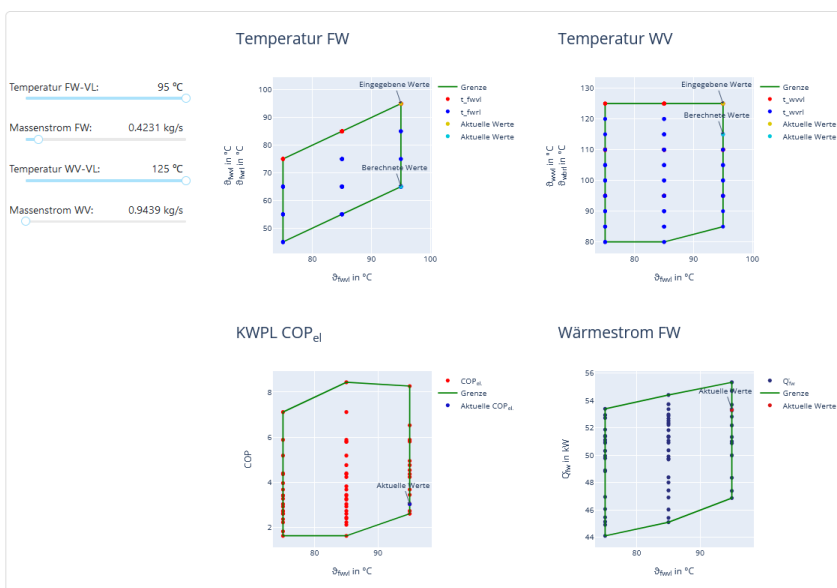


Abbildung 1-11: Teilmodell KWPL, interaktive Darstellung der Simulationsergebnisse

Um die Funktionsweise sowie die Unterschiede der drei Energiewandler (KWP, KWPL und AWT) zeigen zu können, wurde eine vergleichende Darstellung im Simulationsprogramm entwickelt. Mit Hilfe der Temperaturen und der Wärmekapazitätsströme konnten die Leistungen der Hauptkomponente der Anlage bilanziert werden. Die jeweilige COP_{th} - und COP_{el} -Werte repräsentieren die Effizienz der Energiewandler (Abbildung 1-12). Die Temperatur- und Leistungsbereiche der KWP, KWPL und AWT basieren auf der Simulation bzw. Versuchsanlage des IfT und des IGTE.

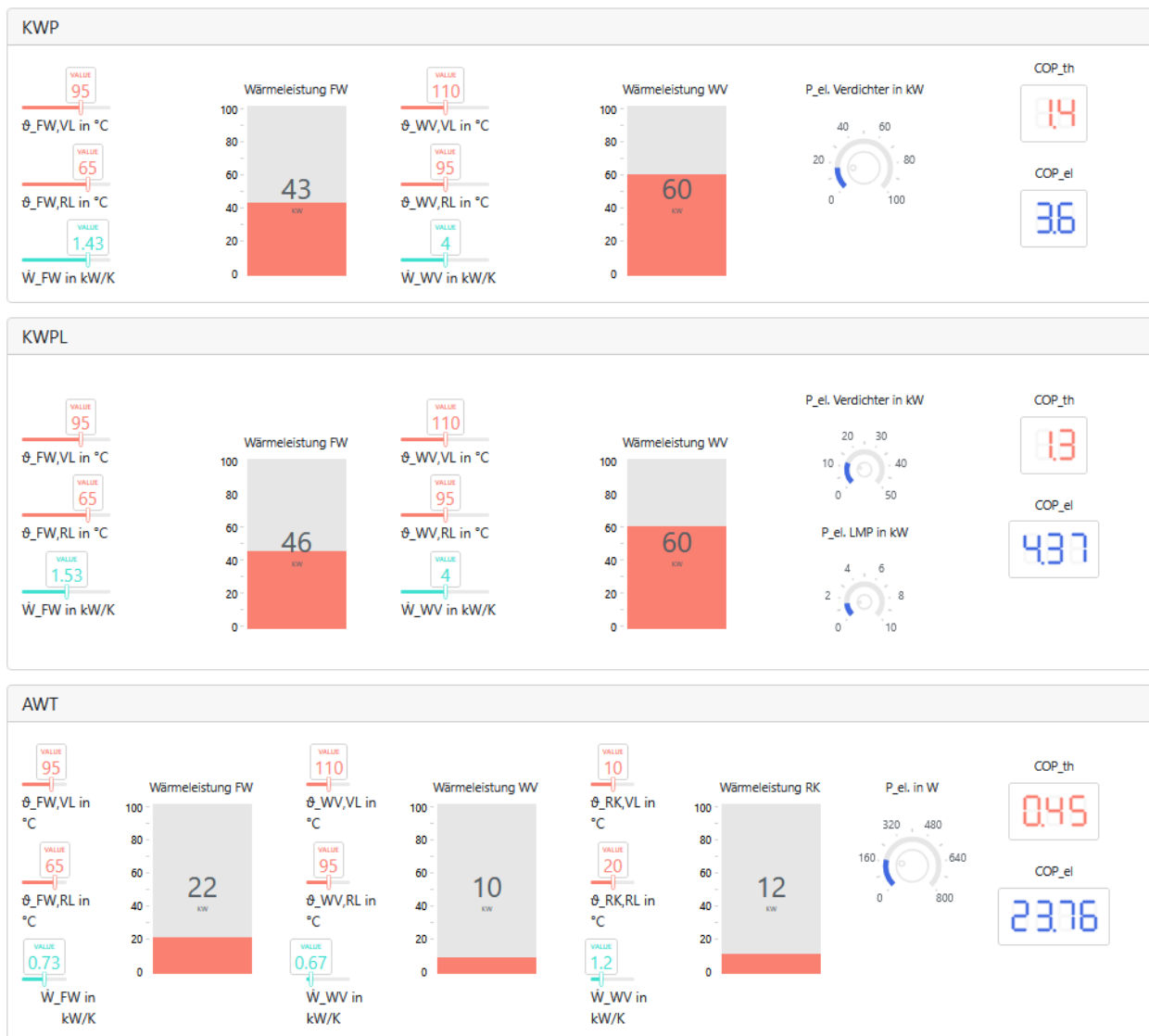


Abbildung 1-12: Vergleichende Darstellung der drei Energiewandler (KWP, KWPL, AWT)

Zur Simulation repräsentativer Verbraucher wurden unterschiedliche Wärmelastprofile (HT-Verbraucher: Abbildung 1-8, NT-Verbraucher: Abbildung 1-9) in das Teilmodell „Wärmeverbraucher“ integriert. Neben dem Jahresverlauf können hier die Jahresdauerlinie, die Lastverteilung im Jahr sowie die Leistungsverteilung in Abhängigkeit von Außentemperatur nachgebildet werden (Abbildung 1-13). Auch der Jahresverlauf der Wetterdaten wurde im Teilmodell exemplarisch dargestellt. Durch die Analyse-Funktion können die Maximal-, Minimal-, Mittelwerte jeweils für jeden Tag, jeden Monat und jedes Jahr berechnet werden.

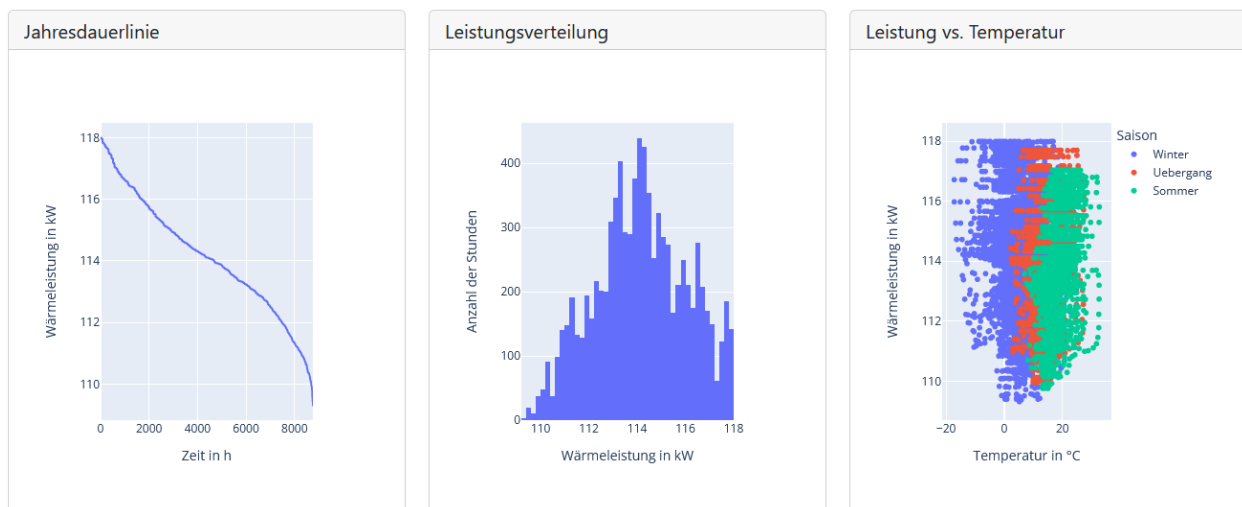


Abbildung 1-13: Analyse aus Wärmelastprofilen: Jahresdauerlinie, Leistungsverteilung, Leistung in Abhängigkeit von Außentemperatur

1.3 Arbeitspaket 3: Integration des Simulationsmodells der Hausstation mit jeweiligem Energiewandler in die Gesamtsimulation des Fernwärmenetzes und Analyse integraler Wechselwirkungen (FFI)

Die Erkenntnisse aus der Datenanalyse (AP1) und die Teilmodelle aus AP2 sind in die Gesamtsimulation integriert. Das Gesamtmodell besteht aus verschiedenen Teilmodellen (WV: Wärmeverbraucher, HS: Hausstation, VN: Verteilungsnetz, WSP: Wärmespeicher, WE: Wärmeerzeuger), die einen systematischen Vergleich der Versorgungskonzepte mit verschiedenen Energiewandlern (KWPL und AWT) ermöglichen. Weiterhin wurde die Kostenberechnung durchgeführt; die Auswertung dieser Berechnung soll die Umsetzbarkeit der verschiedenen Versorgungskonzepte aufzeigen. Der Fokus der Analyse liegt auf der Nutzung verschiedener Arten erneuerbarer Energiequellen im Wärmenetz.

Gesamtmodell

Für dieses Projekt wurden ein Referenznetz sowie zwei Modellnetze mit Energiewandlern (jeweils mit KWPL und AWT) ausgelegt. Das Referenznetz soll das klassische Fernwärmenetz repräsentieren, das mit 100% fossilen Brennstoffen versorgt wurde. Bei der Auslegung des Modellnetzes wurden die technischen Anforderungen an ein Wärmenetzsystem 4.0 (BAFA 2023, Schneller et al. 2017) in Betracht gezogen. Um die gleichen Wärmeverbraucher (inkl. HT und NT-Verbraucher) zu versorgen, wird die Wärme aus einer Kombination verschiedener Wärmequellen bereitgestellt. Die allgemeinen Annahmen und Randbedingungen in Anlehnung an die vorherige Netzdatenanalyse (Kap. 1.1) wurden in Tabelle 1-3 aufgelistet.

Tabelle 1-3: Allgemeine Annahme für das Gesamtmodell

	Referenznetz	Modellnetz mit KWPL	Modellnetz mit AWT
Wärmebedarf	3000 MWh/a (58% für NT-Verbraucher, 42% für HT-Verbraucher)		
NT-Verbraucher	100 Einheiten, 74/40 °C, 12,5 kW, Gleichzeitigkeitsfaktor 0,6		
HT-Verbraucher	1 Einheit, 110/95 °C, 150 kW, Gleichzeitigkeitsfaktor 1		
Hausstation	normaler WÜ	KWPL	AWT
Verteilungsnetz	4000 Trassenmeter, Rohrleitung mit 3 verschiedener Dimensionen		
VN-Temperatur	Winter:110/60 °C Sommer: 85/60 °C	Winter: 95/65 °C Sommer: 75/45 °C	
VN-Verlust	13%	10%	
WSP-Verlust	10%		
WE	KWK+HWK	KWK+HWK+Bio+Solar+Abw	

Das Gesamtmodell besteht aus verschiedenen Teilmodellen (WV, HS, VN, WSP, WE), welche durch die thermodynamischen und strömungsmechanischen Größen (Temperaturen, Druck und Massenströme) miteinander verknüpft wurden.

Die Wärmeverbraucher bestehen aus 100 Niedertemperaturverbrauchern (70/40 °C) und 1 Hochtemperaturverbraucher (110/95 °C). Der gesamte Wärmebedarf beträgt 3000 MWh/a, wobei 58% davon an

den NT-Verbraucher und 42% an den HT-Verbraucher geliefert wurde. Dieser Anteil entspricht der Verteilung des Fernwärmeverbrauchs in Deutschland (siehe Kap. 1.1). Demzufolge ergeben sich auch zwei Typen von Hausstationen. Im Referenznetz waren insgesamt 101 Wärmeübertrager in den Hausstationen eingerichtet. Für das Modellnetz wurden 100 normale Wärmeübertrager für die NT-Hausstationen, und jeweils 1 Energiewandler (KWPL oder AWT) für die HT-Hausstation ausgelegt.

Für ein typisches Verteilungsnetz wurden drei Rohrleitungstypen (Hauptleitung, Verteilungsleitung, Hausanschlussleitung) unterteilt (QM Fernwärme 2017). Unter Berücksichtigung der erforderlichen Volumenströme, der passenden Geschwindigkeit und des zulässigen Druckverlustes in der Rohrleitung wurden nach der Berechnung Rohrleitungen mit unterschiedlichen Dimensionen ausgelegt (Tabelle 1-4). Aufgrund der Annahme, dass die beiden Modellnetze mit abgesenkter Vorlauftemperatur betrieben wurden, war für die NT-Verbraucher der Einsatz von dickeren Rohrleitungen (DN 80 statt DN 65) erforderlich. Bei der HT-Verbraucherseite, wo die Wärmeleistung nahezu konstant blieb, konnte die gleiche Rohrleitung für das Modellnetz mit KWPL verwendet werden. Für das Modellnetz mit AWT wurde die Rohrleitung hingegen mit DN 65 ausgelegt, da die erforderliche Wärmeleistung erhöht wurde.

Tabelle 1-4: Ausgelegte Rohrleitungen

	Referenznetz	Modellnetz mit KWPL	Modellnetz mit AWT
Hauptleitung	DN 100		
Verteilungsleitung	DN 80		
Hausanschlussleitung (NT)	DN 65	DN 80	DN 80
Hausanschlussleitung (HT)	DN 50	DN 50	DN 65

Der Wärmespeicher hat die Funktion, die Diskrepanz zwischen Wärmeerzeugung und Wärmeverbrauch in Einklang zu bringen. In Zeiten des Überschusses wird der Wärmespeicher aufgeladen. Wenn die Erzeugungskapazität den Wärmebedarf nicht decken kann, wird der Speicher wieder entladen. Der in diesem Projekt ausgelegte Pufferspeicher ist ein Stahlbehälter mit einem Volumen von 300 m³. Pauschal wurde ein Wärmeverlust in Höhe von 10% der Speicherkapazität angenommen.

Abbildung 1-14, Abbildung 1-15 und Abbildung 1-16 zeigen die schematischen Darstellungen der ausgelegten Netzmodelle, die wichtige Berechnungsergebnisse aus der Simulation (z.B. Wärmeleistung, Wärmemenge, Rohrleitungsdimension, Netztemperaturen, Verbrauchertemperaturen, Massenströme, usw.) wurden neben den Komponenten angezeigt. Aus Platzmangel wurde hier der Wärmespeicher nicht dargestellt, wobei in der Berechnung die summierten Wärmebedarfe der Wärmeverbraucher der Netzwärmeerzeugung (die bereitgestellte Wärme aus dem Wärmeerzeuger minus die Wärmeverluste vom Wärmespeicher und vom Verteilungsnetz) entsprechen. Der Hauptunterschied der drei ausgelegten Wärmenetze liegt in der Wärmeerzeugung. Die Versorgung des Referenznetzes erfolgt mit einer konventionellen Kombination von einer KWK-Anlage und einem Heizwerk zur Spitzenlastversorgung. Für das Modellnetz mit Energiewandlern wurden verschiedene erneuerbare Energiequellen (Biomasse, Solarwärme, Abwärme) einbezogen.

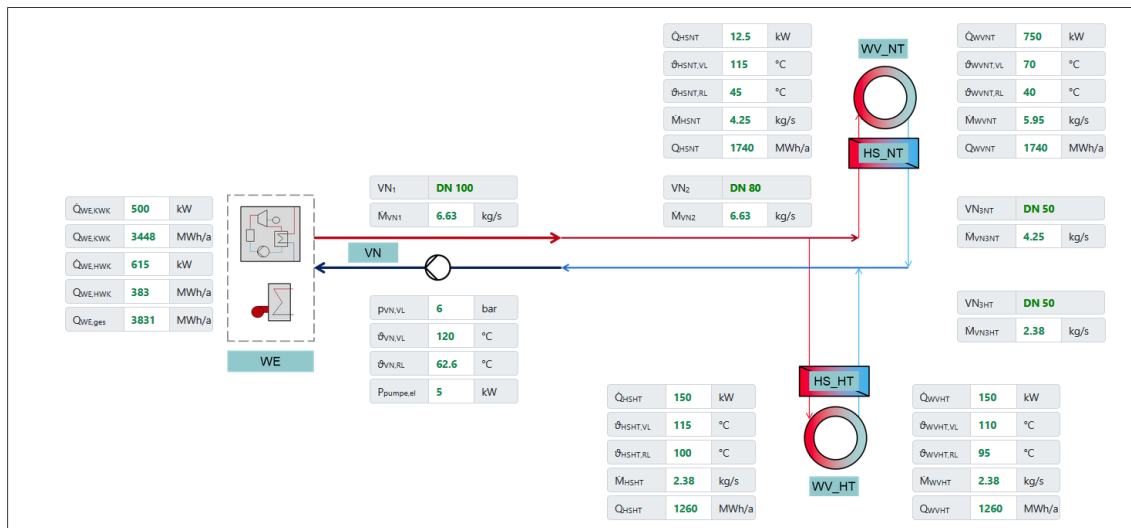


Abbildung 1-14: Darstellung mit Simulationsergebnisse vom „Referenznetz“

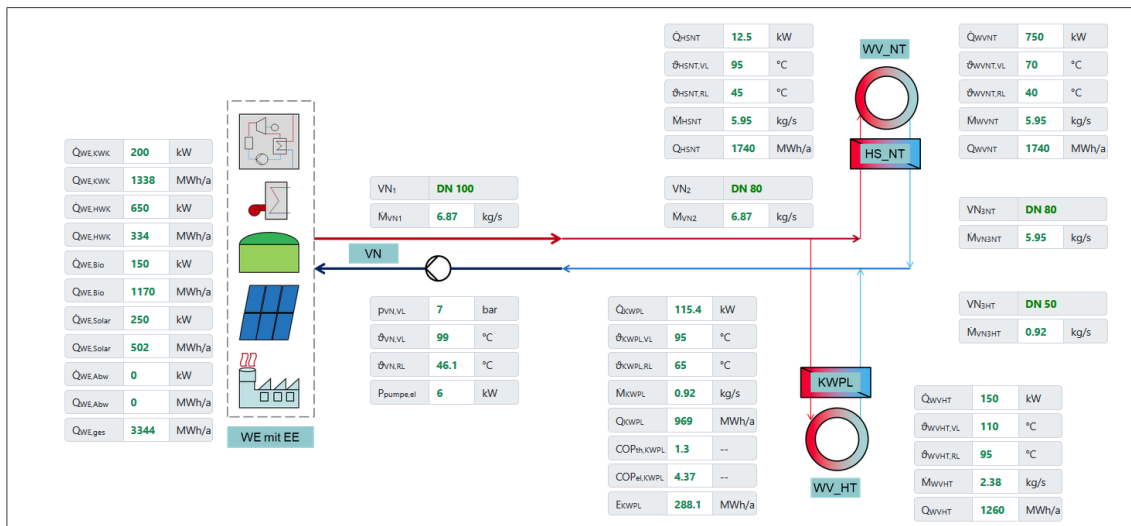


Abbildung 1-15: Darstellung mit Simulationsergebnisse vom „Modellnetz mit KWPL“

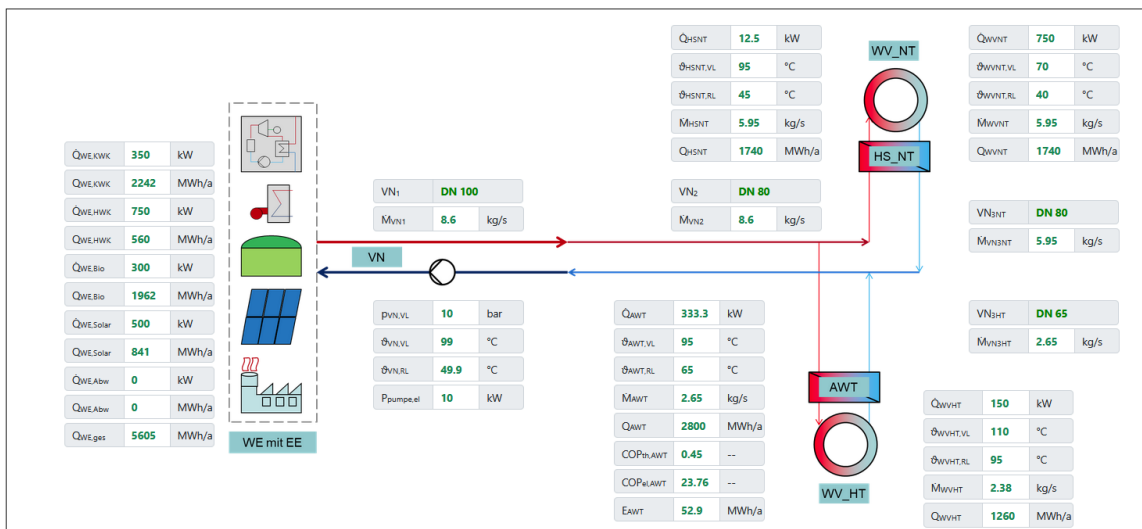


Abbildung 1-16: Darstellung mit Simulationsergebnisse vom „Modellnetz mit AWT“

Auslegung der Wärmeerzeuger

Für die Simulationsberechnung wurde im Gesamtmodell die Festlegung der Leistung des Wärmeerzeugers mit Hilfe von den Wärmelastprofilen dargestellt. Die Jahresganglinie jeweils für HT-Verbraucher und NT-Verbraucher stammt aus Kap. 1.2, anhand der sogenannten Jahresdauerlinie (nach Größen sortierte Jahresganglinie) könnte die Leistung verschiedener Wärmeerzeuger nach bestimmten Kriterien ausgelegt werden.

Zur Grundlastdeckung werden die kapitalintensiven Lösungen mit regenerativen Energien und KWK-Anwendung eingesetzt. Die Spitzenlast- und Reservevorhaltung übernimmt ein gasbefuerter Heizkessel. Für die ökologische Beurteilung ist die höhere Jahresarbeit in der Grundlast entscheidend, sodass eine Auslegung der regenerativen Energien auf die Grundlast in den meisten Fällen die effizientere und volkswirtschaftlich sinnvollere Maßnahme ist (Dötsch et al. 1998).

Das Referenznetz hat eine gesamte Wärmekapazität von 3831 kWh/a, wobei die 500 kW-KWK-Anlage 3448 kWh (90% von Gesamtwärmekapazität) und der 615 kW-Heizkessel 383 kWh (10% von Gesamtwärmekapazität) Wärmeenergie im Jahr liefert.

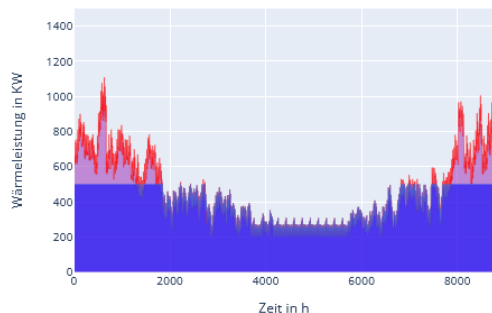
In der technischen Grundausslegung wurden für das Modellnetz mit Energiewandler die gleichen Anteile von Wärmeerzeugung angenommen. Die KWK-Anlage und Biomasse-Anlage dienen zur Grundlastversorgung (40% KWK und 35% Biomasse, 7000 Betriebsstunden). Die Solarthermie (1800 Betriebsstunden) wird so ausgelegt, dass sie 15% des Jahreswärmebedarfs decken kann. Das Gesamtsystem wird noch durch einen fossil betriebenen Spitzenlastkessel (Heizwerk), der 10% zum Jahresenergiebedarf beiträgt, vervollständigt. Der Abwärme-Anteil wird erst später in der WGK-Berechnung betrachtet. Die Leistung der Energieanlagen sowie die gelieferte Wärmemenge der drei Wärmenetze sind in der Tabelle 1-5 und in der Abbildung 1-17, Abbildung 1-18 und Abbildung 1-19 dargestellt.

Tabelle 1-5: Übersicht der Wärmeerzeugung

	Referenznetz	Modellnetz mit KWPL	Modellnetz mit AWT
Hausstation	3831 MWh/a	3344 MWh/a	5605 MWh/a
Wärmeerzeuger:			
- KWK	500 kW 3448 MWh/a (90%)	200 kW 1338 MWh/a (40%)	350 kW 2242 MWh/a (40%)
- Heizwerk	615 kW 383 MWh/a (10%)	650 kW 334 MWh/a (10%)	750 kW 560 MWh/a (10%)
- Bio	--	150 kW 1171 MWh/a (35%)	300 kW 1962 MWh/a (35%)
- Solar	--	250 kW 502 MWh/a (15%)	500 kW 841 MWh/a (15%)
- Abwärme	--	0 kW 0 MWh/a (0%)	0 kW 0 MWh/a (0%)

Referenznetz

WE Jahresganglinie



WE Jahresdauerlinie

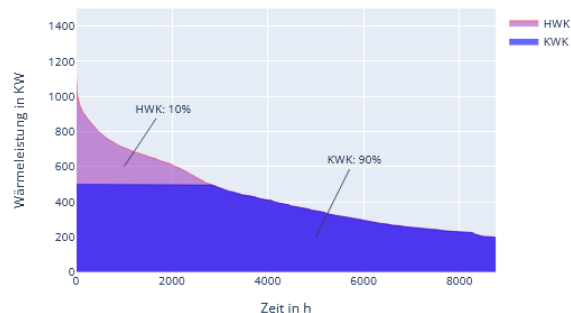
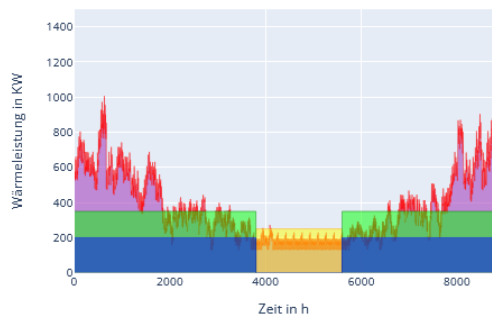


Abbildung 1-17: Auslegungsergebnis für das Referenznetz

Modellnetz mit KWPL

WE Jahresganglinie



WE Jahresdauerlinie

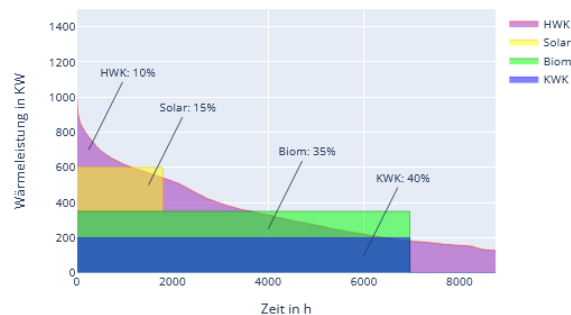
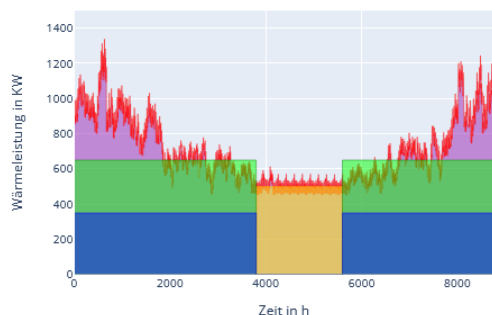


Abbildung 1-18: Auslegungsergebnis für das Modellnetz mit KWPL

Modellnetz mit AWT

WE Jahresganglinie



WE Jahresdauerlinie

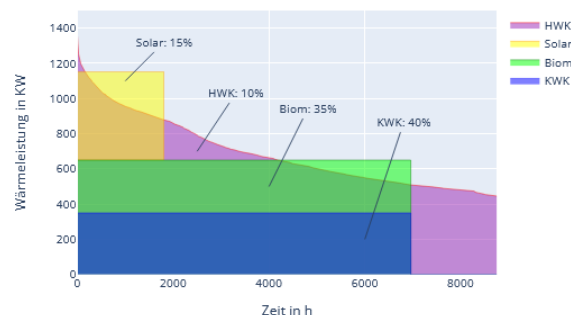


Abbildung 1-19: Auslegungsergebnis für das Modellnetz mit AWT

Energieflussdiagramm

Zur Veranschaulichung der energetischen Bilanzen und zum Vergleich verschiedener Wärmenetzvarianten wurden die Energieflussdiagramme aus den Simulationsergebnissen generiert. Die Abbildung 1-20, Abbildung 1-21 und Abbildung 1-22 zeigen die Energieflussdiagramme der drei Wärmenetze. Für die drei Netzvarianten sind die Wärmeverbraucher (42% HT-Verbraucher, 58% NT-Verbraucher) identisch.

Das Referenznetz (Abbildung 1-20) hat eine konventionelle Wärmeversorgungskombination (KWK: 3448 MWh/a, HWK: 383 MWh/a). Durch das Verteilungsnetz wurde die Wärmeenergie jeweils über NT-Hausstation und HT-Hausstation zum NT-/HT-Verbraucher (NT: 1740 MWh/a, HT: 1260 MWh/a) geliefert. Die 10%-Wärmeverlust des Wärmespeichers sowie die 13%-Wärmeverlust des Verteilungsnetzes wurden hier zusammengefasst (WSP+VN_Verl: 831 MWh/a).

Wegen der abgesunkenen Vorlauftemperatur im Wärmenetz, welche mit erhöhten EE-Anteilen ausgestattet sind, wurde jeweils ein Energiewandler (KWPL oder AWT) in der Hausstation des Modellnetzes integriert, um den Bedarf des HT-Verbrauchers zu gewährleisten. Durch die Energieflussdiagramme (Abbildung 1-21, Abbildung 1-22) wird es deutlich, dass das Modellnetz mit KWPL eine geringere Wärmemenge (969 kWh/a) als das Referenznetz (1260 kWh/a) benötigt, wobei zusätzlich elektrische Energie zum Antrieb der KWPL (288 kWh/a, mit $COP_{th} = 1,3$, $COP_{el} = 4,37$) eingesetzt wurde. Technisch bedingt wurden bei dem Modellnetz mit AWT fast die doppelte Wärmemenge (2800 MWh/a, mit $COP_{th} = 0,45$, $COP_{el} = 23,76$) gebraucht, um den gleichen HT-Verbraucher zu versorgen. Vorteil ist dabei der geringen Strombedarf (53 MWh/a).

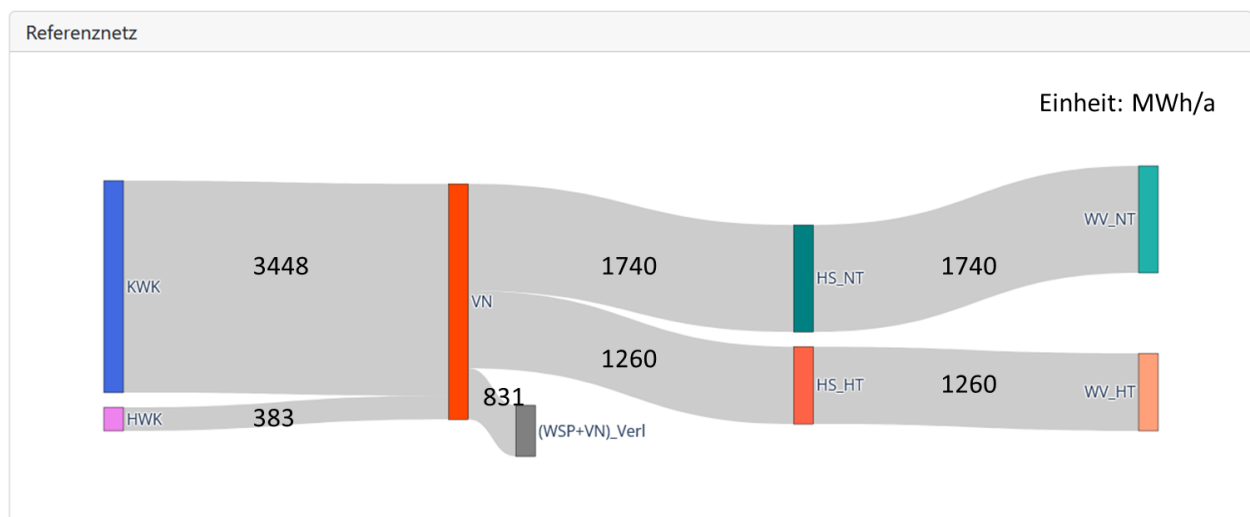


Abbildung 1-20: Energieflussdiagramm Referenznetz

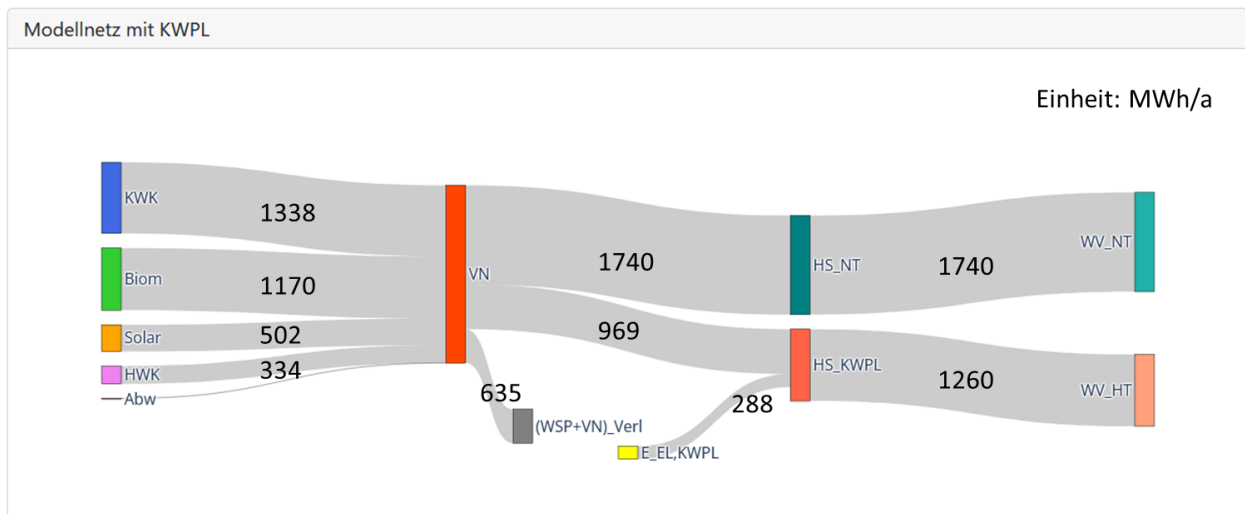


Abbildung 1-21: Energieflussdiagramm Modellnetz mit KWPL

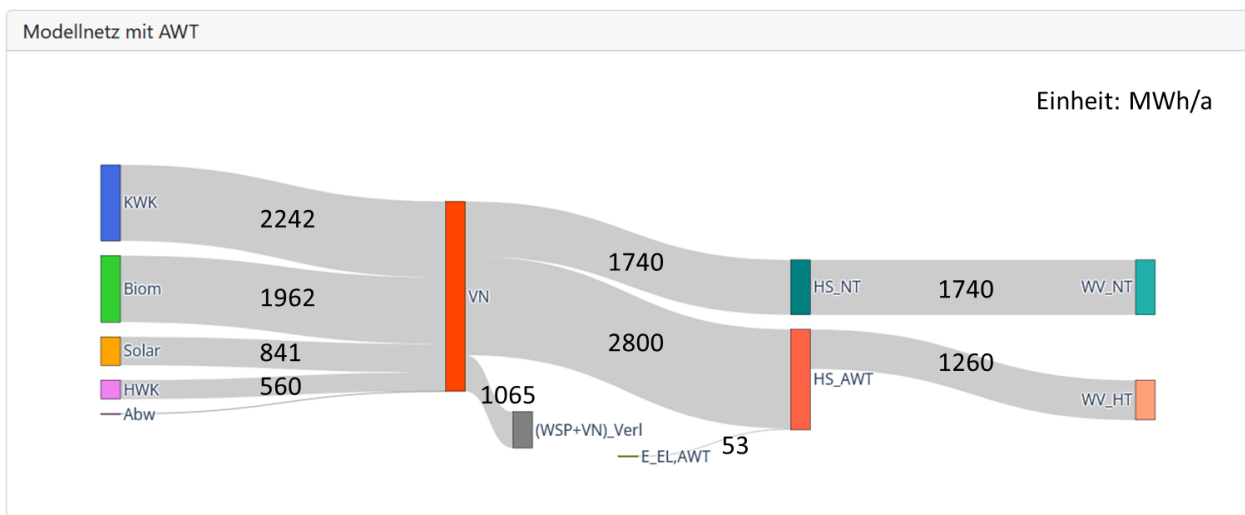


Abbildung 1-22: Energieflussdiagramm Modellnetz mit AWT

WGK-Berechnung

Um die wirtschaftliche Einsetzbarkeit von Energiewandlern in den Hausstationen beurteilen zu können, wurde in dem Simulationstool auch die Kostenrechnung durchgeführt. Nach der Annuitätenmethode aus der VDI-Richtlinie 2067 (VDI 2067 Blatt 1: 2012) werden die im Betrachtungszeitraum anfallenden, mittleren jährlichen Kosten (sogenannte Wärmegestehungskosten (WGK)) ermittelt. Schließlich werden der Einfluss diverser Parameter bei der Berechnung der WGK analysiert und die WGK der verschiedenen Versorgungskonzepte miteinander verglichen.

Die Kostentypen werden als fixe Investitionskosten (Kapitalkosten, K_{ka}) und laufende Kosten (Betriebskosten, K_{be}) bezeichnet (QM Fernwärme 2017). Die Kapitalkosten (Investitionskosten) beinhalten detailliert alle Hauptkomponenten des Gesamtnetzes (WE: Wärmeerzeuger, WSP: Wärmespeicher, VN: Ver-

teilungsnetz, HS: Hausstation, SK: Sonstige Kosten). Die typischen spezifischen Investitionskosten einzelner Komponenten stammen aus verschiedenen Literaturquellen (Clausen 2012, Pehnt et al. 2017, Thamling et al. 2024) bzw. eigenen Projektdaten. Die Betriebskosten beschreiben die laufenden variablen Aufwendungen, welche sich aus Brennstoffkosten, Stromkosten, Kosten für Wartung und Instandhaltung zusammensetzen. Die Brennstoffkosten und Stromkosten lassen sich mit dem gesamten Verbrauch sowie den spezifischen Kosten pro kWh berechnen. Die Kosten für Wartung und Instandhaltung werden über relative Kosten als Anteil der Investitionskosten der entsprechenden Komponenten abgeschätzt. Die Sonstige Kosten (SK) beinhalten dabei die Kosten für Planung und Realisierung, Umsetzungsplanung sowie Baubegleitung. Die Formeln sowie die Beschreibung wurden bereits in (Yang et. al 2022) beschrieben.

In dem Simulationsprogramm wurde die WGK-Berechnung durch drei miteinander verknüpfte interaktive Tabellen dargestellt. In der ersten Parametertabelle der WGK-Berechnung wurden alle möglichen Wärmequellen aufgelistet (Abbildung 1-23). Durch die Angabe der Dimension bzw. Kapazität können die „Investition pro Komponente“ bzw. „Betriebskosten pro Jahr“ berechnet werden.

Parametertabelle

Komponente	Parameter				Kapitalkosten (Kka)				Betriebskosten (Kbe)			
	Dimension		Kapazität		Spezifische Kosten		Investition pro Komponenten		spezifische Kosten		Betriebskosten pro Jahr	
	Wert	Einheit	Wert	Einheit	Wert	Einheit	Wert	Einheit	Wert	Einheit	Wert	Einheit
Abwärme -- Abgas	0	MW	0	MWh/a	450	T€/MW	0	T€	1,04	T€/MWh	0	T€/a
Abwärme -- Kühlwasser	0	MW	0	MWh/a	560	T€/MW	0	T€	2,04	T€/MWh	0	T€/a
Geothermie -- Oberflächenah	0	MW	0	MWh/a	3850	T€/MW	0	T€	0	T€/MWh	0	T€/a
Geothermie -- Hydrothermale Geother...	0	MW	0	MWh/a	6100	T€/MW	0	T€	0	T€/MWh	0	T€/a
Geothermie -- Tiefe Erdwärmesonden	0	MW	0	MWh/a	15000	T€/MW	0	T€	0,008	T€/MWh	0	T€/a
Großwärmepumpe -- Luft	0	MW	0	MWh/a	1037	T€/MW	0	T€	0,035	T€/MWh	0	T€/a
Großwärmepumpe -- Wasser	0	MW	0	MWh/a	1120	T€/MW	0	T€	0,035	T€/MWh	0	T€/a
Großwärmepumpe -- Abwasser	0	MW	0	MWh/a	1080	T€/MW	0	T€	0,035	T€/MWh	0	T€/a
KWK Erdgas	0,500	MW	3448,28	MWh/a	1573	T€/MW	786,50	T€	0,064	T€/MWh	221,72	T€/a
KWK Kohle	0	MW	0	MWh/a	3600	T€/MW	0	T€	0	T€/MWh	0	T€/a
Spitzenlastkessel (max. 10 %)	0,615	MW	383,14	MWh/a	131	T€/MW	80,57	T€	0,08	T€/MWh	30,65	T€/a
Prozent von Inv. WE-EE									1 % von I...		0,00	T€/a
Prozent von Inv. WE-Konv									2 % von I...		17,34	T€/a

Abbildung 1-23: Parametertabelle für WGK-Berechnung des Referenznetzes (Ausschnitt aus dem Simulationsprogramm)

Die beiden Kosten (Kapitalkosten in T€ und Betriebskosten in T€/a) für jede Komponente des Wärmenetzes wurden in der zweiten Tabelle zusammengefasst (Abbildung 1-24), daraus ergibt sich eine Übersicht über die Kostenstruktur. Die WGK des Modellnetzes werden zum Schluss als Quotient der jährlichen Kosten und der jährlichen gelieferten Wärmemenge berechnet. Mit einem Betrachtungszeitraum von 25 Jahren sowie einem kalkulatorischen Zinssatz von 4% ergibt sich ein Annuitätsfaktor von 6,4%, die Berechnungstabelle für das Referenznetz zeigt Abbildung 1-25.

Kostenzusammenfassung

Komponente	Kapitalkosten (Kka)	Einheit	Betriebskosten (Kbe)	Einheit
WE	867,07	T€	269,72	T€/a
WSP	117,80	T€	1,47	T€/a
VN	2178,00	T€	56,00	T€/a
HS	548,00	T€	5,48	T€/a
SK	927,72	T€	8,81	T€/a

Abbildung 1-24: Kostenzusammenfassung-Tabelle für das Referenznetz (Ausschnitt aus Simulationsprogramm)

Wärmegestehungskosten (WGK)

Parameter	Wert	Einheit
Energieerzeugung	3831,42	MWh/a
WE-Solar-Anteil	0	%
WE-Biomasse-Anteil	0	%
WE-Abwärme-Anteil	0	%
WE-Konv. Anteil	100	%
WSP-Verlust	383,14	MWh/a
VN-Wärmeverlust	448,28	MWh/a
VN-Temperatur	120/60	°C/°C
Betrachtungszeitraum	25	a
Kalkulatorischer Zins	4	%
Förderquote	30	%
Berechnung	Wert	Einheit
Annuitätsfaktor	6,40	%
Energieertrag gesamt	3000,00	MWh/a
Stromerlöse	209,10	T€/a
Investitionskosten gesamt	4638,58	T€
Förderung	1391,57	T€
Kapitalkosten abzgl. Förderung	3247,01	T€
Jährliche Kapitalkosten ohne Förderung	296,92	T€/a
Jährliche Kapitalkosten mit Förderung	207,85	T€/a
Jährliche Betriebskosten	341,48	T€/a
Jährliche Gesamtkosten ohne Förderung	429,30	T€/a
Jährliche Gesamtkosten mit Förderung	340,22	T€/a
WGK ohne Förderung	14,31	ct/kWh
WGK mit Förderung	11,34	ct/kWh

Referenznetz

Modellnetz KWPL

Modellnetz AWT

Daten speichern

Abbildung 1-25: WGK-Berechnungstabelle für das Referenznetz (Ausschnitt aus dem Simulationsprogramm)

Die ermittelten WGK-Werte der drei ausgelegten Wärmenetze wurden in Tabelle 1-6 zusammengefasst. Die resultierenden WGK des Referenznetzes belaufen sich auf 14,31 ct/kWh, Der Einsatz der Energiewandler sowie der anderen Bestandteile der Wärmequelle hat eine Erhöhung der WGK-Werte um 3,79 ct/kWh (Modellnetz mit KWPL) bzw. 8,95 ct/kWh (Modellnetz mit AWT) zur Folge. Dies verdeutlicht, dass das Modellnetz mit KWPL im Vergleich ein deutlich günstigeres Konzept darstellt als das Modellnetz mit AWT. Die WGK-Werte aus Literatur sowie die WGK-Werte aus der aktuellen Praxis wurden zum Vergleich ebenfalls in Tabelle 1-6 aufgeführt. In (Pehnt et al. 2017) haben die WGK eine Bandbreite von 12,1 bis 19,7 ct/kWh aufgezeigt, da es sich um verschiedene Netztypen (z.B. Solar-Bio-Netz, Netz mit hohen Solaranteilen, Sekundärnetz in bestehendem Netz, kaltes Nahwärmenetz) handelt. Aufgrund der signifikanten Preissteigerungen bei den Brennstoffen in der jüngeren Vergangenheit sind die aktuellen Referenzwerte (ca. 20 bis 30 ct/kWh) deutlich angestiegen.

Tabelle 1-6: Ergebnisse der WGK-Berechnung

	Referenznetz	Modellnetz mit KWPL	Modellnetz mit AWT
Investitionskosten [T€]	4638,58	4952,13	6268,38
Jährliche Investitionskosten [T€/a]	296,92	317,00	401,25
Jährliche Betriebskosten [T€/a]	341,48	307,21	432,57
WGK [ct/kWh]	14,31	18,10	23,26
Referenzwert aus Literatur * [ct/kWh]	12,1~19,7		
Referenzwert aus PA-Sitzung [ct/kWh] **	20~30		

(* vgl. Pehnt et al. 2017, ** PA-Sitzung am 19.11.2024)

Sensitivitätsanalyse

Die Sensitivitätsanalyse kann im Simulationsprogramm auf Basis der oben berechneten WGK des Modellnetzes durchgeführt werden. Zu diesem Zweck wurden sechs wichtige Parameter ermittelt (spezifische Betriebskosten für Brennstoff, Netzlänge, Hausstation-Investition, kalkulatorischer Zins, Betrachtungszeitraum, Förderquote). Im Simulationsprogramm kann der ausgewählte Parameter im vorgeschlagenen Bereich variiert werden. Die Auswirkung des Parameters auf den WGK-Wert wird durch das automatisch generierte Diagramm veranschaulicht (Abbildung 1-26). Die Ergebnisse zeigen, dass die WGK-Werte mit steigenden ersten vier Parametern ansteigen, wobei die Brennstoffkosten eine entscheidende Rolle spielen. Nur bei einem längeren Betrachtungszeitraum oder einer steigenden Förderquote würden sich die WGK-Werte sinken.



Abbildung 1-26: Sensitivitätsanalyse der WGK-Berechnung

WGK-Vergleich

Da die Wärmeerzeugung die wichtigste Komponente bei der WGK-Berechnung ist, wurden für die ausgelegten Wärmenetze verschiedene Versorgungsszenarien miteinander verglichen. Für das Referenznetz wurde insbesondere die Entwicklung der Betriebskosten dargestellt. Zusätzlich wurde der Vergleich von staatlichen Förderungen, die die Wirtschaftlichkeit des Wärmenetzes beeinflussen, berücksichtigt. Aus Abbildung 1-27 geht hervor, dass sich die WGK-Werte, aufgrund steigender Betriebskosten (z.B.: 0,0315 Ct/kWh im Jahr 2020, 0,064 Ct/kWh im Jahr 2024) von 7,49 Cent/kWh auf 14,31 Cent/kWh nahezu verdoppelt haben. In der Kostenstruktur wurde der WE-Anteil von 47,1% auf 50,9% erhöht. Eine 30%-Förderung könnte zu einer Reduktion der WGK-Werte um jeweils ca. 1,54 Cent/kWh bzw. 2,97 Cent/kWh führen.

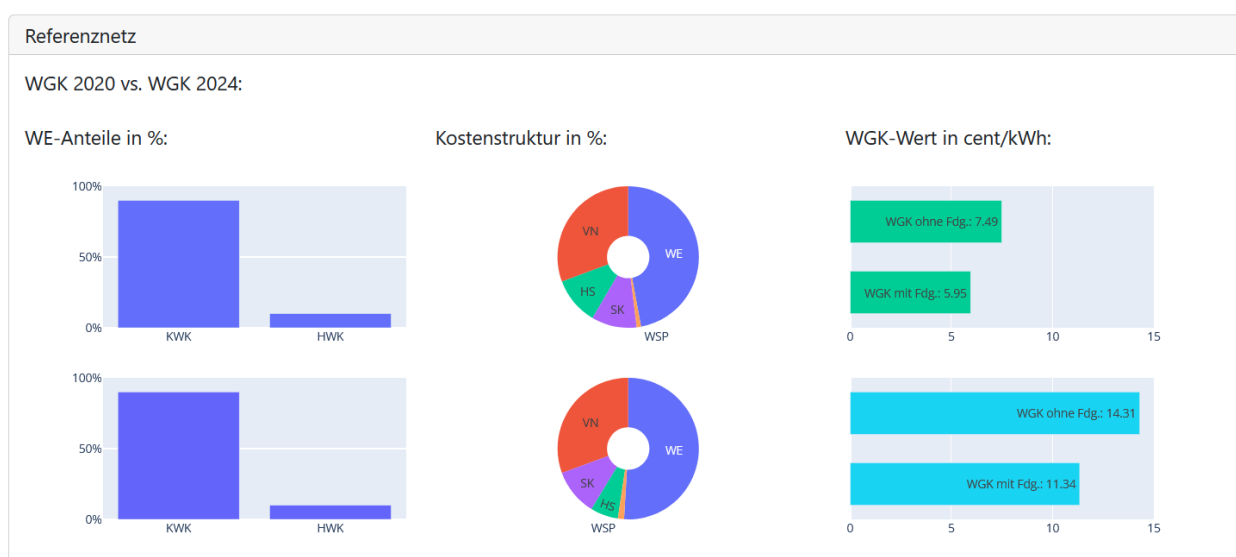


Abbildung 1-27: WGK-Vergleich des Referenznetzes

In Art. 26 Abs. 2 EED 2023 (Europäischen Union 2023) wurden 6 Stufen (bis Ende 2027, ab 2028, ab 2035, ab 2040, ab 2045, ab 2050) als Dekarbonisierungsplan der EU-Institutionen für das effiziente Fernwärmesystem definiert, wobei der Anteil von EE und/oder Abwärme im System schrittweise erhöht werden soll. Um die WGK-Werte der beiden Modellnetze mit erneuerbaren Energiequellen miteinander vergleichen zu können, wurden im Projekt drei Effizienzstufen in Anlehnung an die Definition eines „effizienten Fernwärmesystems“ nach EED 2023 eingeführt. Die jeweiligen EE-Anteile entsprechen den Kriterien des EED 2023 ab 2035, ab 2040, ab 2050.

Im Simulationsprogramm besteht die Möglichkeit, die Berechnungsergebnisse der drei Effizienzstufen umzuschalten. Als Beispiel wurde hier die Effizienzstufe 1 dargestellt. Innerhalb der Effizienzstufe 1 wurde der Anteil der konventionellen Energie (50%) konstant gehalten, während der Anteil der erneuerbaren Energien (EE-Anteil) variiert. Der Anteil der Solarwärme (15%) bleibt zunächst unverändert, die Biomasse (35%, 15%, 0%) wird dann schrittweise durch Abwärme (0, 20%, 35%) ersetzt (Abbildung 1-28, links). Dementsprechend ändern sich auch die WGK-Werte (18,10 Cent/kWh, 17,65 Cent/kWh, 17,32 Cent/kWh, s. Abbildung 1-28, rechts). Die Kostenstruktur (Abbildung 1-28, Mitte) zeigt, dass der größte Anteil der WGK in der Wärmeerzeugung liegt (Modellnetz mit KWPL: 43%, 41,8%, 40,9%; Modellnetz mit AWT: 55,7%, 54,5%, 53,6%). D. h. um niedrige WGK zu erreichen, ist es empfehlenswert,

das Konzept in einem System mit geringen Betriebskosten für die Wärmeerzeugung (z.B. Solarwärme, Abwärme) umzusetzen.



Abbildung 1-28: WGK-Vergleich bei verschiedener Effizienz Stufe, oben: Modellnetz mit KWPL; unten: Modellnetz mit AWT



Abbildung 1-29: WGK-Vergleich des Modellnetzes

Abschließend wurden die ermittelten WGK-Werte aller drei Effizienzstufen der beiden Modellnetze in einem Diagramm zusammengefasst (Abbildung 1-29, die Ziffern I, II und III bezeichnen die unterschiedlichen Kombinationen der EE-Energieanteile innerhalb einer Effizienzstufe). Die Ergebnisse zeigen, dass sich die Wirtschaftlichkeit des Konzeptes durch eine geeignete Kombination der Wärmequellen signifikant verbessern lässt. Die Kernaussagen lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Es konnte festgestellt werden, dass das KWPL-Modellnetz im Vergleich zum AWT-Modellnetz einen geringeren WGK-Wert aufweist, was bedeutet, dass KWPL in diesem spezifischen Anwendungsfall vorteilhafter ist als AWT.
- Es wurde aufgezeigt, dass die WGK-Werte umso höher sind, je höher der Anteil erneuerbarer Energien ist. Eine verstärkte Nutzung von Abwärme führt dagegen zu niedrigen WGK-Werten.

Berechnung der spezifischen CO₂-Emission

CO₂-Emissionsäquivalente sind eine wichtige Maßeinheit, um der Klimawirkung verschiedener Treibhausgase zu vereinheitlichen (BAFA 2021). Durch den Vergleich der spezifischen CO₂-Äquivalenzfaktoren kann aufgezeigt werden, welchen Beitrag das betrachtete Modellnetz zum Klimaschutz leistet. In Abbildung 1-30 sind die spezifischen CO₂-Äquivalenzfaktoren verschiedener Wärmequellen zum Vergleichen dargestellt (LfU Bayern 2021). Bei erhöhten Anteilen erneuerbarer Energiequellen ergeben sich für die Modellwärmenetze mit Energiewandler spezifische CO₂-Äquivalenzfaktoren von 0,174 kg/kWh, 0,103 kg/kWh und 0,031 kg/kWh. Gegenüber dem Referenznetz (0,317 kg/kWh) werden in den Modellnetzen bei Effizienzstufe 1 („KWPL/AWT_50“ in Abbildung 1-30) 45%, bei Effizienzstufe 2 („KWPL/AWT_75“ in Abbildung 1-30) 68% und bei Effizienzstufe 3 („KWPL/AWT_100“ in Abbildung 1-30)

90% weniger spezifischen CO₂-Emission emittiert. Die Nutzung regenerativer Energiequellen führt hier zu deutlich geringeren spezifischen CO₂ –Emissionen.

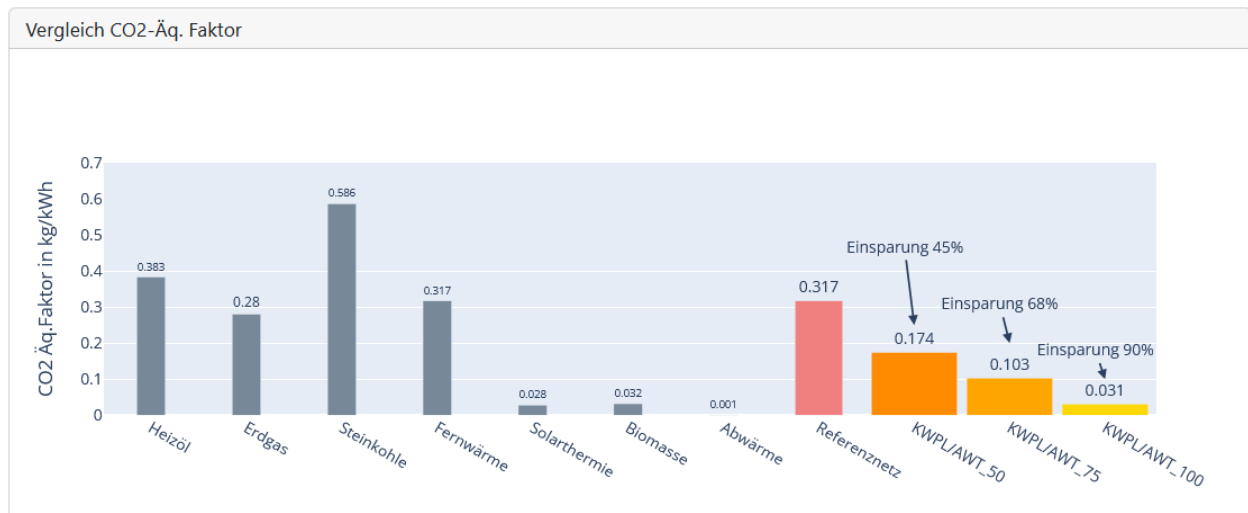


Abbildung 1-30: Ergebnisse der Berechnung der spezifischen CO₂-Emission

Zusammenfassung des FFI

Die im ersten Schritt durchgeführte Netzdatenanalyse (AP 1) identifiziert die Temperaturbereiche der Wärmequelle und Wärmesenke für den Einsatz der beiden innovativen Energiewandler. Die jeweiligen Hoch- und Niedertemperatur-Wärmeverbraucher können durch typische Lastprofile aus der Industrie und aus Wohngebäuden repräsentiert werden. Das Black-Box-Teilmodell (AP 2) dient der energetischen Bilanzierung der Energiewandler mit den wesentlichen Parametern, der Darstellung der Leistungsbereiche und der Betriebsweisen sowie dem Vergleich untereinander. Die Ergebnisse der Datenanalyse und der Teilmodelle werden in die Gesamtsimulation (AP3) integriert. Für die gleiche Versorgungssituation wurden ein Referenznetz sowie zwei Modellnetze mit Energiewandlern (jeweils mit KWPL und AWT) aufgebaut. Die verschiedenen Kombinationen der Wärmeerzeuger werden anhand der Jahresganglinien und Jahresdauerlinien ausgelegt. Mittels der Energieflussdiagramme wurden systematische Vergleiche von Versorgungskonzepten mit unterschiedlichen Energiewandlern durchgeführt.

In der Kostenberechnung liegen die WGK der beiden Modellnetze deutlich über denen des Referenznetzes, da mehrere Technologien zur Einbindung der erneuerbaren Energiequelle in die Wärmeerzeugung vorgesehen sind. Die Gegenüberstellung der ermittelten WGK bei verschiedenen Effizienzniveaus zeigt, dass der Einsatz von KWPL in diesem Anwendungsfall eine vorteilhaftere Option darstellt. Die vorliegende Untersuchung kommt zu dem Schluss, dass die beiden Technologien (KWPL und AWT) eine realisierbare Lösung für zukünftige Niedertemperaturnetze mit Hochtemperaturverbrauchern bieten, wobei der AWT kann nur ökologisch und ökonomisch sinnvoll betrieben werden, wenn sehr große Abwärmemengen zur Verfügung stehen. Die Kombination von kostengünstigen erneuerbaren Energien sowie der Investitionszuschuss des staatlichen Förderprogramms spielen dabei eine entscheidende Rolle. Durch den Vergleich der spezifischen CO₂-Äquivalenzfaktoren können auch die ökologischen Vorteile des betrachteten Versorgungskonzeptes mit Energiewandlern aufgezeigt werden.

1.4 Arbeitspaket 4: Erstellen eines Simulationsmodells des AWT zur Auslegung von Wärmeübertragern und Pumpen (IGTE)

Die präzise Auslegung der einzelnen Komponenten eines Absorptionswärmetransformators (AWT) ist entscheidend für dessen Funktionalität und Effizienz. Insbesondere die Wärmeübertrager und Pumpen müssen so dimensioniert werden, dass sie den thermodynamischen und hydraulischen Anforderungen des Prozesses gerecht werden.

Zur Unterstützung dieses Auslegungsprozesses wird ein einfaches Simulationsmodell des AWT entwickelt. In diesem Kapitel wird zunächst der Aufbau des Simulationsmodells beschrieben, einschließlich der verwendeten Software und der zugrunde liegenden Modellannahmen. Anschließend wird die Simulation genutzt, um die optimale Durchströmungsreihenfolge für Verdampfer und Austreiber zu bestimmen. Zudem werden zentrale Prozessparameter wie Leistungszahl, Volumenströme und Druckniveaus berechnet, die als Grundlage für die Auswahl geeigneter Pumpen und Wärmeübertrager dienen.

Aufbau Simulationsmodell

Der Kreisprozess des Absorptionswärmetransformators wird mit der Software Engineering Equation Solver (EES) modelliert.

Die Verschaltung der Bauteile entspricht dem einstufigen Prozess in Abbildung 1-3. Für jedes Bauteil i wird eine Gesamtmassenbilanz (1-4), eine Ammoniakmassenbilanz (1-5) und eine Energiebilanz (1-6) aufgestellt:

$$0 = \sum_i \dot{m}_{i,\text{ein}} - \sum_i \dot{m}_{i,\text{aus}} \quad (1-4)$$

$$0 = \sum_i \dot{m}_{i,\text{ein}} \cdot \xi_{i,\text{ein}} - \sum_i \dot{m}_{i,\text{aus}} \cdot \xi_{i,\text{aus}} \quad (1-5)$$

$$0 = \sum_i P_i + \sum_i \dot{Q}_i + \sum_i \dot{m}_{i,\text{ein}} \cdot h_{i,\text{ein}} - \sum_i \dot{m}_{i,\text{aus}} \cdot h_{i,\text{aus}} \quad (1-6)$$

Folgende grundlegende Annahmen bzw. Vereinfachungen werden getroffen:

- Es wird ein stationärer Kreisprozess betrachtet.
- Wärmeverluste werden vernachlässigt.
- Es wird in jedem Zustandspunkt ein Gleichgewichtszustand vorausgesetzt.
- Das Kältemittel liegt am Austritt des Kondensators als gesättigte Flüssigkeit vor.
- Die reiche Lösung liegt am Austritt des Absorbers als gesättigte Flüssigkeit vor.
- Druckunterschiede treten allein durch die isenthalpe Drosselung über das Kältemittel- und das Lösungsmittel-Ventil sowie die Kondensatleitung auf.
- Druckverluste durch Reibung sowie geodätische Druckunterschiede werden vernachlässigt.

Für den Absorber, den Kondensator und den Verdampfer wird die minimale Temperatur der Wärmeübertragung (pinch point) festgelegt:

- $\Delta\vartheta_{\text{Pinch,Abs}} = \vartheta_{\text{rL,Abs,aus}} - \vartheta_{\text{ext,Abs,ein}} = 5 \text{ K}$

- $\Delta\vartheta_{\text{Pinch,Kond}} = \vartheta_{\text{KM,Kond,aus}} - \vartheta_{\text{ext,Kond,ein}} = 5 \text{ K}$
- $\Delta\vartheta_{\text{Pinch,Verd}} = \vartheta_{\text{ext,Verd,ein}} - \vartheta_{\text{KM,Verd,aus}} = 3 \text{ K}$

Die internen Wärmeübertrager, d.h. der Kältemittel- und Lösungsmittelwärmeübertrager, werden anhand einer konstanten Wärmeübertragereffektivität von $\varepsilon_{\text{KMWÜ}} = \varepsilon_{\text{LMWÜ}} = 0,8$ modelliert. Dieses Modellierungskonzept wird am Beispiel des Lösungsmittelwärmeübertragers veranschaulicht:

$$\dot{Q}_{\text{LMWÜ}} = \varepsilon_{\text{LMWÜ}} \cdot \dot{Q}_{\text{LMWÜ,max}} = \varepsilon_{\text{LMWÜ}} \cdot \dot{W}_{\text{LMWÜ,min}} \cdot \Delta\vartheta_{\text{LMWÜ,max}} \quad (1-7)$$

Der im LMWÜ übertragene Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{LMWÜ}}$ wird nach Gleichung (1-7) als Produkt der Wärmeübertragereffektivität $\varepsilon_{\text{LMWÜ}}$ und des maximal übertragbaren Wärmestroms $\dot{Q}_{\text{LMWÜ,max}}$ berechnet. Der Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{LMWÜ,max}}$ ist das Produkt des minimalen Wärmekapazitätsstroms $\dot{W}_{\text{LMWÜ,min}}$ und der maximal möglichen Temperaturänderung des entsprechenden Fluids $\Delta\vartheta_{\text{LMWÜ,max}}$. In Bezug auf den LMWÜ ist die arme Lösung das Fluid mit dem geringeren Wärmekapazitätsstrom: D.h. $\dot{W}_{\text{LMWÜ,min}} = \dot{W}_{\text{LMWÜ,aL}} = \dot{m}_{\text{aL}} \cdot c_{p,\text{aL}}$; $\Delta\vartheta_{\text{LMWÜ,max}} = \vartheta_{\text{rL,LMWÜ,ein}} - \vartheta_{\text{aL,LMWÜ,ein}}$.

Die mechanische Leistungsaufnahme der Kältemittel- und Lösungsmittelpumpe wird jeweils nach Gleichung (1-8) berechnet. Anhand der Herstellerangaben wird abgeschätzt, dass die Pumpen einen mechanischen Wirkungsgrad $\eta_{\text{Pumpe}} = 0,8$ haben (Verder Deutschland GmbH & Co. KG - Produktübersicht 2024), (Herold 2016).

$$P_{\text{Pumpe}} = \frac{\dot{m}_{\text{ein}} \cdot v_{\text{ein}} \cdot (p_{\text{hoch}} - p_{\text{tief}})}{\eta_{\text{Pumpe}}} \quad (1-8)$$

Für die Bestimmung der Stoffwerte der Ammoniakwassergemische wird die Zustandsgleichung nach (Ibrahim und Klein 1993) verwendet. Dieser Zustandsgleichung wird zwar eine etwas geringere Genauigkeit, als der neueren Zustandsgleichung von (Tillner-Roth und Friend 1998) zugeschrieben, zeichnet sich allerdings durch eine bessere Konvergenz und Robustheit aus (Mirl et al. 2020), (Rattner und Garimella 2016).

Auslegung Absorptionswärmetransformator

• Festlegung Durchströmungsreihenfolge von Verdampfer und Austreiber

Die über das Fernwärmenetz bereitgestellte Antriebswärme für den AWT wird auf mittlerem Temperaturniveau über den Verdampfer und den Austreiber zugeführt. Um eine möglichst starke Auskühlung des Fernwärmewassers bzw. eine möglichst geringe Fernwärmerücklauftemperatur sicherzustellen, sollen Verdampfer und Austreiber in Reihe durchströmt werden. Dabei kann der Verdampfer entweder vor oder nach dem Austreiber angeordnet werden. Anhand des in Tabelle 1-7 definierten Auslegungsbedriebspunkts werden die beiden Varianten verglichen, um die aussichtsreichere für den Aufbau der Versuchsanlage auszuwählen. Die Nutzwärmeleistung wird zu 10 kW vorgegeben.

Tabelle 1-7: Temperaturen Auslegungsbetriebspunkt für den Vergleich der Durchströmungsreihenfolge von Verdampfer und Austreiber

Temperatur	Rückkühlung (Kondensator)	Fernwärme – Beheizung (Verdampfer – Austr. bzw. Austr. – Verdampfer)	Verbraucher - Nutzwärme (Absorber)
Vorlauf	10 °C ($\vartheta_{\text{ext,Kond,ein}}$)	90 °C ($\vartheta_{\text{ext,Verd,ein}}$ bzw. $\vartheta_{\text{ext,Austr,ein}}$)	110 °C ($\vartheta_{\text{ext,Abs,aus}}$)
Rücklauf	20 °C ($\vartheta_{\text{ext,Kond,aus}}$)	60 °C ($\vartheta_{\text{ext,Austr,aus}}$ bzw. $\vartheta_{\text{ext,Verd,aus}}$)	95 °C ($\vartheta_{\text{ext,Abs,ein}}$)

Aufgrund der großen Temperaturspreizung auf der Fernwärmeseite bzw. der Wärmequellenseite des AWT von hier $\Delta\vartheta_{\text{FW}} = \vartheta_{\text{FW,VL}} - \vartheta_{\text{FW,RL}} = 30 \text{ K}$ hat die Durchströmungsreihenfolge von Verdampfer (Verd.) und Austreiber (Austr.) einen signifikanten Einfluss auf die mittlere Temperatur der jeweiligen Komponente. In Tabelle 1-8 sind die mittleren Temperaturen des Verdampfers bezogen auf das externe Fluid (Fernwärmewasser) für beide Verschaltungen angegeben. Während für die Verschaltung Verd. – Austr. eine mittlere Temperatur im Verdampfer von 82,9 °C erreicht wird, beträgt sie für die Verschaltung Austr. – Verd. nur 66,6 °C. Infolgedessen fällt das Hochdruckniveau für die Verschaltung Austr. – Verd. geringer aus. Dies hat Auswirkungen auf die maximale Temperatur im Absorber – die adiabate Mischungstemperatur. Diese Temperatur wird für den betrachteten Betriebspunkt zu $\vartheta_{\text{int,Abs,ein}} = 111,6 \text{ °C}$ berechnet und übersteigt damit das festgelegte Nutztemperaturniveau nur um 1,6 K. Damit wäre die geforderte minimale Temperatur der Wärmeübertragung von $\Delta\vartheta_{\text{Pinch,Abs}} = 5 \text{ K}$ unterschritten, weswegen der Betriebspunkt als nicht umsetzbar eingeschätzt wird. Für die Verschaltung Verd. – Austr. ist der Betriebspunkt hingegen realisierbar.

Tabelle 1-8: Bewertung Varianten Durchströmungsreihenfolge Verdampfer und Austreiber

Verschaltung	Mittlere Verdampfertemp. $(\vartheta_{\text{ext,Verd,ein}} + \vartheta_{\text{ext,Verd,ein}})/2$	Hoch-druck	Adiabate Mischungstemp. Absorber $\vartheta_{\text{int,Abs,ein}}$	Umsetzbarkeit
Verd. – Austr.	82,9 °C	30,8 bar	118,4 °C	✓
Austr. – Verd.	66,6 °C	23,7 bar	111,6 °C	✗

- Abschätzung der Leistungszahl COP_{th} sowie der Volumenströme, Konzentrationen und Druckniveaus**

Für eine Abschätzung verschiedener, für die Auslegung des AWT relevanter Prozessparameter wird ein einfaches Kennfeld berechnet. Dazu wird sowohl die Vorlauftemperatur des Fernwärmenetzes $\vartheta_{\text{FW,VL}}$ als auch die Vorlauftemperatur des Wärmeverbrauchers $\vartheta_{\text{WV,VL}}$ variiert. Weitere Randbedingungen bezogen auf Temperaturen der zugeführten Wärmeströme werden konstant gehalten: $\Delta\vartheta_{\text{FW}} = 30 \text{ K}$, $\Delta\vartheta_{\text{WV}} = 15 \text{ K}$, $\vartheta_{\text{RK}} = 10 \text{ °C}$, $\Delta\vartheta_{\text{RK}} = 10 \text{ K}$. In Abbildung 1-31 ist dargestellt, für welche Temperaturhöhe sich der Prozess des AWT in Abhängigkeit von der Verbrauchervorlauftemperatur realisieren lässt. Die Färbung der Punkte visualisiert die erreichte Leistungszahl COP_{th} . Der grau hinterlegte Betriebsbereich wird nicht betrachtet, da hier Fernwärmeverlauftemperaturen $\vartheta_{\text{FW,VL}} \leq 95 \text{ °C}$, welche in diesem Projekt nicht relevant sind, herrschen.

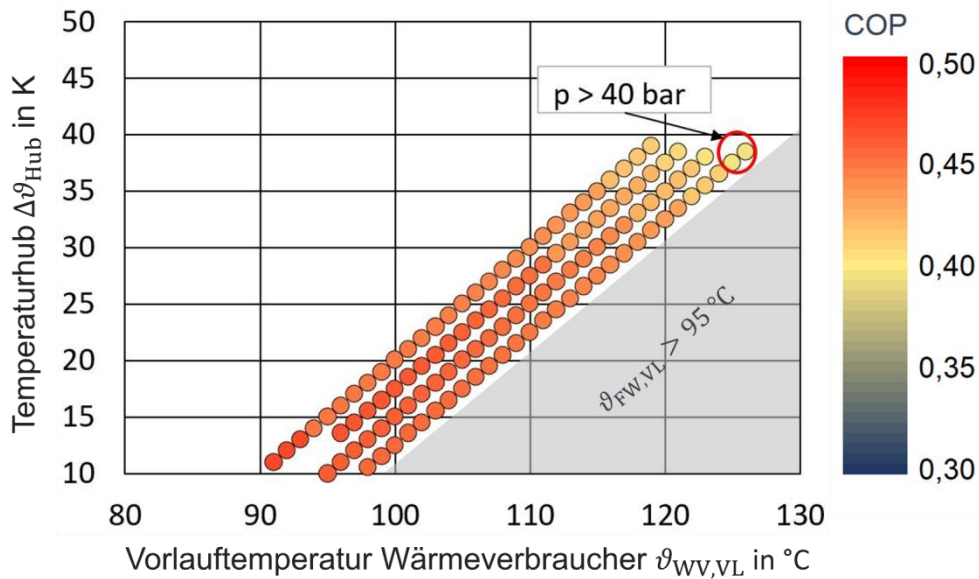


Abbildung 1-31: Kennfeld Temperaturhub $\Delta\vartheta_{Hub}$ über der Vorlauftemperatur des Wärmeverbrauchers $\vartheta_{WV,VL}$, Randbed.: $\Delta\vartheta_{FW} = 30\text{ K}$, $\Delta\vartheta_{WV} = 15\text{ K}$, $\vartheta_{RK} = 10\text{ °C}$, $\Delta\vartheta_{RK} = 10\text{ K}$

Die Leistungszahl COP_{th} nimmt Werte in einem relativ engen Bereich von 0,40...0,47 und ist somit nur im geringen Maße von den Betriebstemperaturen abhängig. Grundsätzlich steigt der erreichbare Temperaturhub mit zunehmender Vorlauftemperatur des Wärmeverbrauchers. Der maximale Temperaturhub wird zu $\Delta\vartheta_{Hub} = 39\text{ K}$ berechnet. Die Vorlauftemperatur des Wärmeverbrauchers liegt hierbei um 31,5 K über der Fernwärmeverlauftemperatur. Es gilt zu erwähnen, dass ab einer Vorlauftemperatur des Wärmeverbrauchers von $\vartheta_{WV,VL} \geq 125\text{ °C}$ der Hochdruck des AWT $p_{hoch} > 40\text{ bar}$ überschreitet. Daraus wird geschlossen, dass für den Aufbau des AWT eine Druckzulassung der Bauteile für Systemdrücke bis 40 bar ausreichend ist.

Für die Auslegung der Kältemittel- und der Lösungsmittelpumpe werden die zu fördernden Volumenströme $\dot{V}_{KMP}$ und $\dot{V}_{LMP}$ bei der aufzubringenden Druckdifferenz $\Delta p = p_{hoch} - p_{tief}$ benötigt. Diese Größen variieren je nach Betriebspunkt. Die Kombination eines sehr geringen Volumenstroms und einer hohen Druckdifferenz schränkt die Auswahl an geeigneten Pumpentypen stark ein. Zusätzlich stellen die Korrosivität und geringe Viskosität der Ammoniakwasserlösung erhöhte Anforderungen dar. Aufgrund ihrer Eignung für die gegebenen Betriebsbedingungen sollen Kolbenmembranpumpen eingesetzt werden.

Tabelle 1-9: Volumenströme und Druckdifferenz zur Auslegung von Kältemittel- und Lösungsmittelpumpe

	Volumenstrom Kältemittel	Volumenstrom arme Lösung	Druckdifferenz
Minimum	0,9 l·min ⁻¹	0,3 l·min ⁻¹	21,9 bar
Maximum	1,2 l·min ⁻¹	2,0 l·min ⁻¹	32,2 bar

Als Kältemittel- und Lösungsmittelpumpe wird jeweils eine Kolbenmembranpumpe des Typs Verderbar Hydracell G03EKSJHFEMA der Firma Verder gewählt. Diese Pumpen verfügen über drei versetzt laufende Kolben, wodurch der geförderte Volumenstrom nur geringfügig pulsiert. Zudem ist der Volumenstrom

weitgehend unabhängig von der anliegenden Druckdifferenz. Angetrieben werden die Pumpen jeweils durch Elektromotoren mit einer Nennleistung von 550 W und einer Nenndrehzahl von 695 Umdrehungen pro Minute. Im Nennbetrieb des AWT werden die Pumpen mit Frequenzumrichtern im Teillastbereich betrieben. Durch die gegenüber der Nenndrehzahl gezielt abgesenkte Drehzahl, reduziert sich der erforderliche Vorlagedruck der Pumpen. Außerdem ist zu erwarten, dass sich die geringere Anzahl an Schwingspielen der Membran positiv auf die Lebensdauer der Membran auswirkt.

Als Lösungsmittelventil wird ein proportionales elektronisches Expansionsventil vom Typ E2V24 der Firma Carel ausgewählt. Diese Entscheidung wird auf Erfahrungen aus Forschungsarbeiten zu Absorptionswärmepumpen gestützt (Yang et al. 2022). Die Auslegung bzw. Auswahl der Plattenwärmeübertrager orientiert sich an Erfahrungen zur Optimierung von Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpen (Mirl 2021), (Yang et al. 2022). Zur Vermeidung von Korrosion werden ausschließlich Komponenten aus Edelstahl eingesetzt.

Tabelle 1-10: Verwendeten Komponenten für den Bau des AWT

	Komponente	Hersteller / Typbezeichnung	Beschreibung
Plattenwärmeübertrager	Austreiber	Alfa Laval / Alfa Nova HP 27-64H	3 Durchgänge, Einbau horizontal
	Absorber	Alfa Laval / Alfa Nova HP 27-48H	3 Durchgänge, Einbau horizontal
	Kondensator	Alfa Laval / Alfa Nova HP 27-40	1 Durchgang Einbau vertikal
	Verdampfer	Alfa Laval / Alfa Nova HP 27-48H	3 Durchgänge, Einbau horizontal
	Kältemittelwärmeübertrager (KMWÜ)	Alfa Laval / Alfa Nova HP 27-22H	1 Durchgang Einbau horizontal
	Lösungsmittelwärmeübertrager (LMWÜ)	Alfa Laval / Alfa Nova HP 27-22H	3 Durchgänge Einbau horizontal
Behälter	Abscheider (Vorlagebehälter Lösungsmittelpumpe)	Raff & Grund	$V \approx 6,6 \text{ l}$ $d_a = 140 \text{ mm}, l = 500 \text{ mm}$
	Kältemittelreservoir (Vorlagebe- hälter Kältemittelpumpe)	Raff & Grund	$V \approx 6,6 \text{ l}$ $d_a = 140 \text{ mm}, l = 500 \text{ mm}$
	Lösungsmittelreservoir	Raff & Grund	$V \approx 6,6 \text{ l}$ $d_a = 140 \text{ mm}, l = 500 \text{ mm}$
	Lösungsmittelventil	Carel E2V24	kontinuierlich regelbares Ventil
	Lösungsmittelpumpe	Verder / Hydra-Cell G03EDSTHEMA	$P_{\text{el,LMP,max}} = 0,55 \text{ kW}$
	Kältemittelpumpe	Verder / Hydra-Cell G03EDSTHEMA	$P_{\text{el,KMP,max}} = 0,55 \text{ kW}$
	Absorberdüse	Lechler / Vollkegeldüse Typ: 490.608	Sprühwinkel: 120°

Es werden kommerziell verfügbare Plattenwärmeübertrager der Serie Alfa Nova HP 27 des Herstellers Alfa Laval ausgewählt. Dabei handelt es sich um eine harte Plattenprägung. Austreiber, Absorber, Verdampfer und LMWÜ werden als Plattenwärmeübertrager mit drei Durchgängen ausgeführt. Alle Wärmeübertrager werden im Gegenstrom betrieben. Während die Plattenspalte des Kondensators vertikal orientiert sind (Fließrichtung Kältemittel in Richtung der Schwerkraft), sind alle weiteren Wärmeübertrager horizontal orientiert. Die genaue Ausführung der eingesetzten Plattenwärmeübertrager ist in Tabelle 1-10 gegeben. Die Verteilung der armen Lösung im Absorber erfolgt mit einer Vollkegeldüse. Das Konzept des Absorbers ist in (Yang et al. 2022) näher beschrieben.

1.5 Arbeitspaket 5.1: Aufbau eines AWT sowie der benötigten Peripherie und Messtechnik (IGTE)

Der AWT wird entsprechend der Auslegung und Auswahl der Komponenten im vorherigen Kapitel aufgebaut. Die Beheizung des Verdampfers sowie des Austreibers wird über ein elektrisches Temperiergerät realisiert. Die vom Absorber und Kondensator abgeführten Wärmeströme $\dot{Q}_{\text{Abs}}$ und $\dot{Q}_{\text{Kond}}$ werden an ein trockenes Rückkühlwerk bzw. an das Kühlnetz des Gebäudes abgegeben. Die Fluidkreise, in welche Absorber und Kondensator eingebunden sind, sind dabei jeweils durch einen Wärmeübertrager hydraulisch von den Wärmesenken entkoppelt. Als Wärmeträgermedium wird jeweils Wasser eingesetzt. Der AWT inklusive Prüfstand ist in Abbildung 1-32 gezeigt. Zur Regelung der Vor- bzw. Rücklauftemperaturen und/oder Volumenströme in den externen Kreisläufen, werden Mischer in Verbindung mit PI-Reglern eingesetzt.



Abbildung 1-32: AWT inklusive Prüfstand

Die Positionierung der Messtechnik ist in Abbildung 1-33 gezeigt. Die Temperaturmessung in den externen Kreisläufen erfolgt mit Pt100-Widerstandstempersensoren (Toleranzklasse 1/10 B) die direkt in

die Strömung eingebracht werden. Die externen Volumenströme $\dot{V}_{\text{ext,Verd+Austr}}$, $\dot{V}_{\text{ext,Abs}}$ bzw. $\dot{V}_{\text{ext,Kond}}$ werden mit magnetisch-induktiven Durchflussmessern (MID) gemessen.

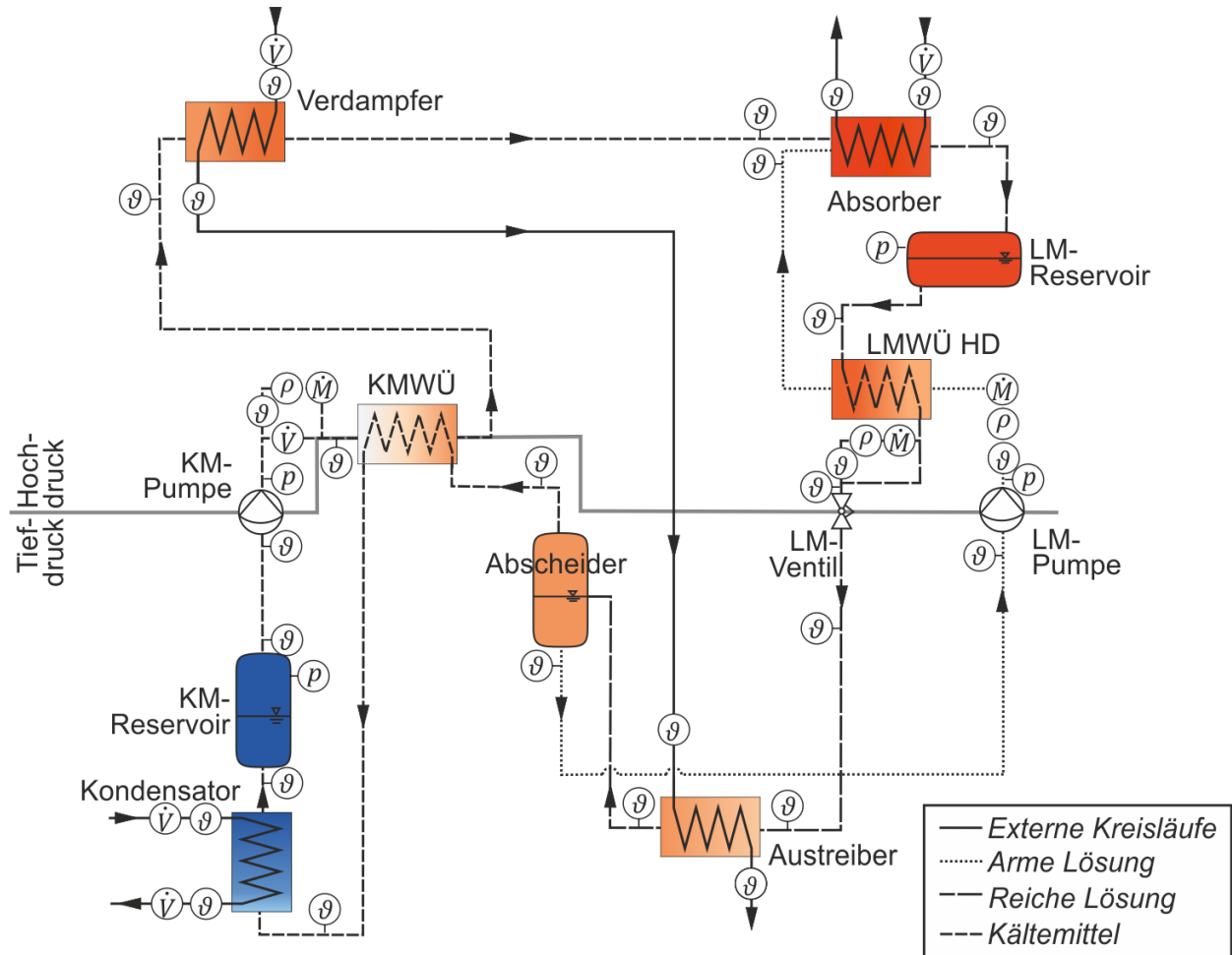


Abbildung 1-33: Prozessschema AWT mit Messtechnik

Die internen Temperaturen werden mit Rohranlegesensoren (Toleranzklasse 1/3 B) erfasst. Zur Bestimmung der Dichte des Kältemittels sowie der armen und reichen Lösung werden Coriolis-Massendurchflussmesser (CMD) verwendet. Die Positionen der CMD sind so gewählt, dass jeweils eine unterkühlte Flüssigkeit erfasst wird. Direkt bei den CMD wird jeweils die Temperatur des Kältemittels bzw. der Lösungen über Pt100-Widerstandstempersensoren (Toleranzklasse 1/3 B) mittels Tauchhülsen in der Strömung gemessen. Die Messung des Drucks hochdruckseitig erfolgt an drei Positionen: Einerseits direkt nach der Kältemittel- bzw. Lösungsmittelpumpe und andererseits am Lösungsmittelreservoir. Aus den entsprechenden Messwerten der Dichte, der Temperatur und des Drucks kann jeweils der Ammoniakmassenanteil des Kältemittels und der armen sowie reichen Lösung sehr präzise bestimmt werden. Tiefdruckseitig wird der Druck am Kältemittel-Reservoir gemessen. Über den CMD im Strang der armen Lösung ist direkt der Massenstrom der armen Lösung messbar. Die CMD für Kältemittel und reiche Lösung sind parallel zur Hauptströmung eingebunden und werden nur anteilig durchströmt, um den Druckverlust minimal zu halten. Zur Bestimmung des Kältemittelmassenstroms wird daher zusätzlich ein MID eingesetzt.

1.6 Arbeitspaket 5.2: Inbetriebnahme des AWT und Entwicklung einer Regelung (IGTE)

Die Inbetriebnahme eines Absorptionswärmetransformators (AWT) erfordert eine präzise Steuerung und Stabilisierung der Betriebsbedingungen, um eine kontinuierliche und effiziente Funktion zu gewährleisten. Ein zentraler Aspekt ist dabei die Regelung der Kältemittel- und Lösungsmittelpumpen, da diese maßgeblich die Massenströme und damit die thermodynamischen Zustände des Systems beeinflussen.

In diesem Kapitel werden die Herausforderungen und Lösungsansätze zur Regelung des AWT untersucht. Zunächst wird auf die Problematik der Kavitation eingegangen, die insbesondere durch Druckschwankungen auf der Saugseite der Pumpen verursacht wird und zu Betriebsinstabilitäten sowie erhöhtem Verschleiß führen kann. Um diesen Effekt zu minimieren, werden Maßnahmen zur gezielten Unterkühlung des Kältemittels und der armen Lösung entwickelt und experimentell erprobt. Ein weiterer Schwerpunkt liegt auf der Entwicklung einer Regelstrategie für die Kältemittel- und Lösungsmittelpumpe. Die Zielsetzung besteht darin, die Füllstände in den Pumpenvorlagebehältern auf einem konstanten Niveau zu halten und damit eine gleichmäßige Förderung der Arbeitsmedien sicherzustellen. Durch die Implementierung geeigneter Sensorik und einer dynamischen Anpassung der Pumpendrehzahl wird untersucht, wie sich diese Regelung auf die Gesamtstabilität des Systems auswirkt.

Herausforderung Kavitation

Erste Messungen zeigen, dass der Prozess sehr sensibel auf tiefdruckseitige Druckschwankungen reagiert. Dies wird darauf zurückgeführt, dass prozessbedingt sowohl die arme Lösung als auch das Kältemittel als nahezu gesättigte Flüssigkeit auf der Saugseite von Lösungs- bzw. Kältemittelpumpe vorliegen. Daher tritt bereits infolge geringer Druckabsenkungen in den Pumpen Kavitation auf wodurch die Förderung des Kältemittels einbricht. Kavitation stellt nicht nur eine Herausforderung in Bezug die Betriebsstabilität dar, sondern reduziert auch die Lebensdauer der Pumpen. Um Kavitation zu vermeiden werden Maßnahmen zur Unterkühlung von Kältemittel und armer Lösung auf der Saugseite der Pumpen umgesetzt. Anschließend wird die erzielte Unterkühlung gemessen und der Einfluss auf die Betriebsstabilität gezeigt. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in (Haak et al. 2024) veröffentlicht. Im Folgenden wird eine Zusammenfassung dieser Publikation gegeben.

Um Kavitation zu vermeiden sollen Kältemittel und arme Lösung auf der Saugseite der Pumpen unterkühlt werden. Dazu könnte entweder der Vorlagedruck erhöht oder die Temperatur der jeweiligen Flüssigkeit gesenkt werden. Für die erstgenannte Maßnahme wäre für die Unterkühlung des Kältemittels Ammoniak um 1 K eine Druckerhöhung von ca. 350 mbar notwendig. Bei der Dichte von Ammoniak von ca. 600 kg/m^3 würde dies einer Flüssigkeitssäule von ca. 6 m Höhe entsprechen, was für eine Versuchsanlage im Labormaßstab nicht umsetzbar ist. Daher soll die Unterkühlung von Kältemittel und armer Lösung durch Wärmeabfuhr erreicht werden. Das Kältemittel muss unter die interne Kondensatortemperatur abgekühlt werden. Dabei handelt es sich um die niedrigste Temperatur des gesamten Kreisprozesses. Zur Unterkühlung des Kältemittels wird ein Doppelrohrwärmeübertrager zwischen Kältemittelreservoir und Kältemittelpumpe eingesetzt. Das Kühlwasser, das durch den Ringspalt strömt, wird mittels eines Badthermostats temperiert. Für die Unterkühlung der armen Lösung wird auf interne Wärmerückgewinnung zurückgegriffen. Hierbei wird die arme Lösung vor Eintritt in die Lösungsmittelpumpe durch die reiche Lösung, die vom Expansionsventil zum Austreiber strömt, gekühlt. Dies wird durch einen zusätzlichen LMWÜ, ausgeführt als asymmetrischer Plattenwärmeübertrager, realisiert.

Dieser bietet der partiell verdampften reichen Lösung einen größeren Strömungsquerschnitt als der armen Lösung.

Es werden drei Messreihen durchgeführt. Zunächst wird die Bedeutung der Unterkühlung des Kältemittels für den stationären Betrieb aufgezeigt. Dazu wird das Kältemittel saugseitig der Kältemittelpumpe nur für den Startvorgang des AWT aktiv unterkühlt. Hierfür wird das Kühlwasser, das durch den Ringspalt des eingesetzten Doppelrohrwärmeübertrager strömt, auf 10 °C temperiert. Ist ein stationärer Betrieb erreicht, wird die saugseitige Unterkühlung des Kältemittels deaktiviert. Die Unterkühlung des Kältemittels als Differenz der Sättigungstemperatur des Kältemittels zur Temperatur des Kältemittels am Eintritt in die Kältemittelpumpe beträgt $\vartheta'_{KM} - \vartheta_{KM,KMP, \text{ein}} = 8,2 \text{ K}$. Nach Abschalten der Kühlung des Kältemittels reduziert sich die Unterkühlung deutlich und der Massenstrom des Kältemittels nimmt ab. Nach nur sieben Minuten ist die Förderung des Kältemittels komplett zum Erliegen gekommen.

Anschließend wird das Betriebsverhalten des AWT während einer Absenkung des Tiefdruckniveaus untersucht. Unter diesen Bedingungen ist zu erwarten, dass die Pumpen ohne saugseitige Unterkühlung der Flüssigkeit kavitieren. Dazu wird bei aktiver Unterkühlung des Kältemittels die den Tiefdruck bestimmende Kondensatortemperatur schlagartig um ca. 10 K abgesenkt. Ausgangspunkt ist dabei äquivalent zu Messreihe 1 ein stationärer Betrieb. Das Kühlwasser zur Unterkühlung des Kältemittels wird ebenfalls auf 10 °C temperiert. In einer weiteren Messung wird die Temperaturabsenkung im Kondensator bei zusätzlicher Unterkühlung der armen Lösung, d.h. bei Zuschaltung des Lösungsmittelwärmeübertragers im Tiefdruck, wiederholt.

Mittels Kühlung des Kältemittels saugseitig der Kältemittelpumpe wird Kavitation erfolgreich vermieden. Ein zuverlässiger Betrieb des AWT ist für die gezeigte Absenkung der Kondensatortemperatur um 10 K und die damit verbundene Druckabsenkung um ca. 3,5 bar gewährleistet. Die Unterkühlung der armen Lösung hat eine geringere Bedeutung für die Betriebsstabilität als die Unterkühlung des Kältemittels. Jedoch wird mit der umgesetzten Maßnahme zur Unterkühlung der armen Lösung – ein zusätzlicher Lösungsmittelwärmeübertrager im Tiefdruck des AWT – eine Steigerung der Nutzwärmeleistung sowie der Leistungszahl erreicht.

Regelung von Kältemittel- und Lösungsmittelpumpe

Für einen kontinuierlichen stationären Betrieb über lange Betriebszeiträume ist es grundlegend erforderlich, dass die Kältemittelpumpe und die Lösungsmittelpumpe permanent Flüssigkeit ansaugen können. Durch eine entsprechende Regelung der Pumpen sollen die Füllstände in den Pumpenvorlagebehältern auf einem möglichst konstanten Niveau gehalten werden. In diesem Kapitel wird zunächst das Konzept der entwickelten Regelstrategie vorgestellt. Anschließend werden Messergebnisse präsentiert und die Auswirkungen der Regelung der Pumpen auf den Betrieb des Absorptionswärmetransformators diskutiert.

- **Konzept**

Am Abscheidebehälter und am Kältemittelreservoir (KMR) sind jeweils Grenzschnalter (Abscheider: *Sonocontrol 15*, KMR: *Sonocontrol 14*, *Sonotec*) angebracht. Auf ihrer installierten Höhe geben die Füllstandsensoren ein binäres Signal mit der Information darüber aus, ob der jeweilige Behälter auf der installierten Höhe aktuell mit Arbeitsmittel gefüllt ist oder nicht. Das Ziel der Regelung der Füllstände ist

es für den stationären Betrieb einen möglichst konstanten Füllstand in den beiden Behältern zu gewährleisten.

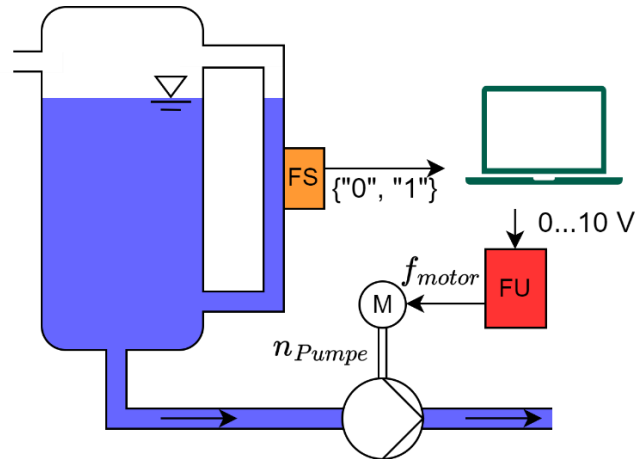


Abbildung 1-34: Grundprinzip der Füllstandregelung

Der geförderte Volumenstrom einer Pumpe ist annäherungsweise proportional zur Pumpendrehzahl (Wannerer International Ltd). Dieser Zusammenhang wird im Rahmen dieser Arbeit genutzt, um den Füllstand mittels der Pumpendrehzahl zu regeln. In Abbildung 1-34 ist das Grundprinzip der in dieser Arbeit entwickelten Füllstandregelung am Beispiel eines Ausschnitts des Abscheiders dargestellt. Der Abscheider ist mit einem bestimmten Volumen mit armer Lösung gefüllt. An einer seitlich angebrachten Leitung ist ein Füllstandsensor (FS) montiert, welcher mittels Ultraschallmessung in jedem Zeitschritt angibt, ob auf der installierten Höhe arme Lösung vorhanden ist („1“) oder nicht („0“). Das Signal stellt die Eingangsgröße der Regelung dar. Als Ausgangsgröße der Regelung wird einem Frequenzumrichter (FU) ein Spannungssignal zwischen 0 V und 10 V übergeben. Am Frequenzumrichter lässt sich eine minimale und eine maximale Frequenz einstellen, welche der minimalen Eingangsspannung (0 V) und der maximalen Eingangsspannung (10 V) zugeordnet werden. Je nach Eingangsspannung resultiert die Ausgangsfrequenz durch lineare Interpolation. Die Ausgangsfrequenz f_{motor} wird dem elektrisch betriebenen Pumpenmotor (M) übergeben, wodurch sich eine entsprechende Pumpendrehzahl n_{Pumpe} einstellt.

Ein qualitativ zu erwartender Signalverlauf des Füllstands und der Signalspannung zum Frequenzumrichter U_{FU} beziehungsweise der daraus berechneten Pumpendrehzahl n_{Pumpe} im eingeschwungenen Zustand ist in Abbildung 1-35 dargestellt.

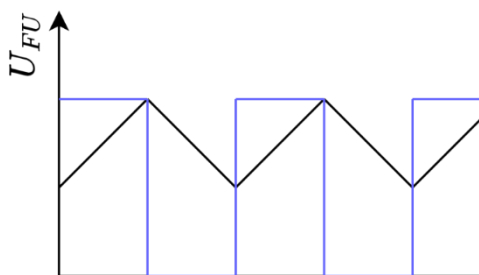


Abbildung 1-35: Zu erwartende Signalverläufe der implementierten Regelung

Wenn der entsprechende Grenzscharter Flüssigkeit erkennt („1“), wird das Spannungssignal an den Frequenzumrichter und damit die Pumpendrehzahl erhöht. Dies führt zu einem gesteigerten Massenstrom, wodurch der Füllstand sinkt. Sobald kein Füllstand mehr vom jeweiligen Füllstandsensord erfasst wird („0“) verringert sich das Spannungssignal an den Frequenzumrichter und damit die Pumpendrehzahl so lange, bis wieder ein Füllstand erfasst wird. Hierdurch resultiert ein sägezahnförmiger Signalverlauf für die Eingangsspannung des Frequenzumrichters. Der Füllstand pendelt dabei um die installierte Höhe des Füllstandsensors.

- **Sprungantworten**

Im ersten Schritt wird untersucht, wie schnell eine Änderung im Eingangsspannungssignal des Frequenzumrichters U_{FU} eine messbare Änderung des jeweiligen geförderten Massenstroms der Kältemittelpumpe bzw. Lösungsmittelpumpe bewirkt. Abbildung 1-36 zeigt die Ergebnisse dieser Untersuchung. In beiden Messungen wird das Spannungssignal – und damit die Pumpendrehzahl – ausgehend von einem stationären Betrieb sprunghaft erhöht. Während der Massenstrom der armen Lösung in Kombination mit der Position des Expansionsventils relativ flexibel gewählt werden kann, ist der Massenstrom des Kältemittels durch die zuvor erforderlichen Prozesse der Austreibung und Kondensation limitiert. Daher kann die Drehzahl der Kältemittelpumpe weniger stark erhöht werden als die der Lösungsmittelpumpe. In beiden Fällen ist eine nahezu unmittelbare Anpassung des geförderten Massenstroms messbar. Die Ergebnisse zeigen, dass die Massenströme der armen Lösung und des Kältemittels nahezu in Echtzeit reguliert werden können, was eine präzise und schnelle Füllstandregelung erleichtert.

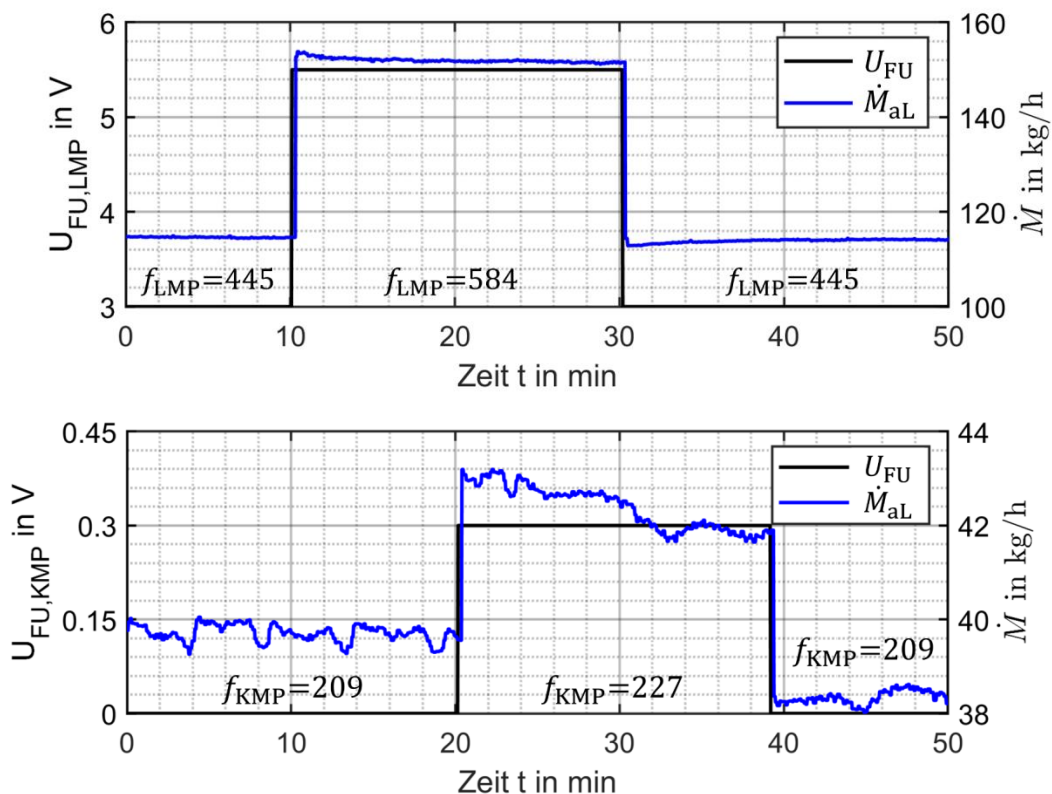


Abbildung 1-36: Sprungantwort der Massenströme der armen Lösung $\dot{M}_{aL}$ (oben) und des Kältemittels $\dot{M}_{KM}$ (unten) auf die Signalspannungserhöhung

Im Folgenden wird untersucht, inwieweit sich eine sprunghafte Änderung des Massenstroms des Kältemittels bzw. der armen Lösung auf andere Prozessparameter des AWT auswirken. Anhand Abbildung 1-37 wird die Reaktion der Temperaturen $\vartheta_{\text{ext,Abs,ein}} = \vartheta_{\text{WV,RL}}$ und $\vartheta_{\text{ext,Abs,aus}} = \vartheta_{\text{WV,VL}}$ im externen Kreislauf am Absorber (bzw. Verbraucher) sowie der übertragene Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{Abs}} = \dot{Q}_{\text{WV}}$ auf das sprunghaft erhöhte Spannungssignal des Frequenzumrichters diskutiert. Währenddessen wird die Position der Mischer in den externen Kreisläufen konstant gehalten. So kann die Regelstrategie der Kältemittel- und Lösungsmittelpumpe isoliert, d.h. ohne Einfluss der externen Kreisläufe, betrachtet und bewertet werden.

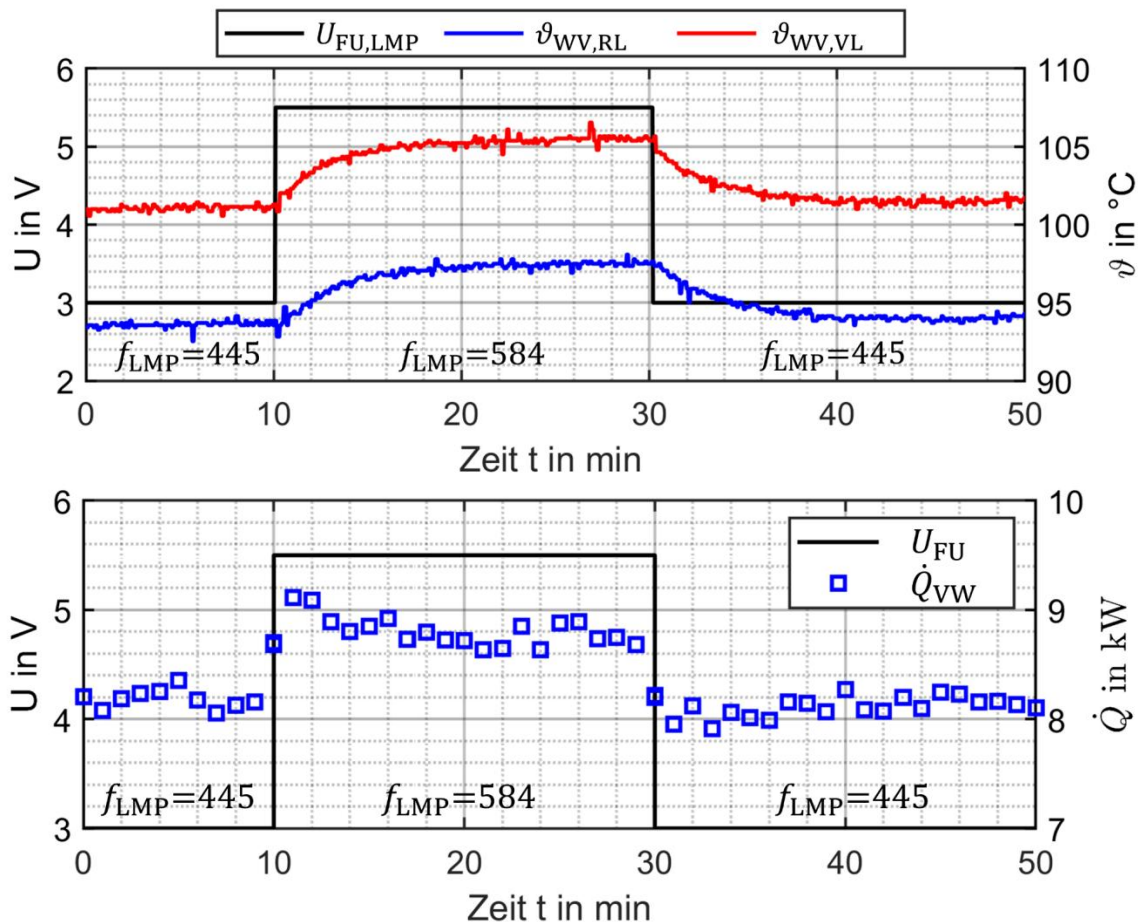


Abbildung 1-37: Sprungantwort der Vor- und Rücklauftemperaturen des Wärmeverbrauchers $\vartheta_{\text{WV,VL}}$ und $\vartheta_{\text{WV,RL}}$ (oben) sowie des übertragenen Wärmestroms $\dot{Q}_{\text{WV}}$ (unten) auf die Signalspannungserhöhung bzw. Drehzahlerhöhung der Lösungsmittelpumpe

Infolge der sprunghaften Erhöhung des Spannungssignals $U_{\text{FU,LMP}}$ ist ein Temperaturanstieg von $\vartheta_{\text{WV,VL}}$ und $\vartheta_{\text{WV,RL}}$ erkennbar. Während die Vorlauf-temperatur von $\vartheta_{\text{WV,VL}} = 101^\circ\text{C}$ auf über $105,5^\circ\text{C}$ ansteigt, erhöht sich die Rücklauf-temperatur von $\vartheta_{\text{WV,RL}} = 93,5^\circ\text{C}$ auf $97,5^\circ\text{C}$. Die erneute Sprungantwort von $\vartheta_{\text{WV,VL}}$ und $\vartheta_{\text{WV,RL}}$ nach Absenkung der Drehzahl der Lösungsmittelpumpe bestätigt den Zusammenhang zwischen der Drehzahl der Lösungsmittelpumpe und den Vor- und Rücklauf-temperaturen des Wärmeverbrauchers. In Abbildung 1-37 unten ist ein zeitlicher Verlauf des minütlich gemittelten Absorptionswärmestroms bzw. des an den Wärmeverbraucher abgegebenen Wärmestroms $\dot{Q}_{\text{WV}}$ während der Untersuchung dargestellt. Durch die Drehzahlerhöhung der

Lösungsmittelpumpe nimmt der Wärmestrom $\dot{Q}_{WV}$ zu. Eine anschließende Verringerung der Drehzahl der Lösungsmittelpumpe hat eine direkte Abnahme des Wärmestroms $\dot{Q}_{WV}$ zur Folge.

Mit steigender Pumpendrehzahl erhöht sich der geförderte Volumenstrom der armen Lösung. Es wird vermutet, dass infolgedessen die arme Lösung feiner durch die Düse am Eintritt des Absorbers zerstäubt und gleichmäßiger auf die einzelnen Kanäle des Plattenwärmeübertragers verteilt wird. Dadurch vergrößert sich die Phasengrenzfläche für den Absorptionsprozess. Darüber hinaus ist davon auszugehen, dass der Wärmeübergang infolge höherer Strömungsgeschwindigkeiten und der damit verbundenen höheren Turbulenz gesteigert wird. Der somit gesteigerte Wärme- und Stoffübergang erklärt die Zunahme des Absorptionswärmestroms. Dadurch, dass die Aktoren des wärmeabführenden Kreislafs nicht nachgeregelt werden, führt der Anstieg des Absorptionswärmestroms zum beobachteten Anstieg der Temperaturen von $\vartheta_{\text{ext,Abs,ein}} = \vartheta_{WV,RL}$ und $\vartheta_{\text{ext,Abs,aus}} = \vartheta_{WV,VL}$.

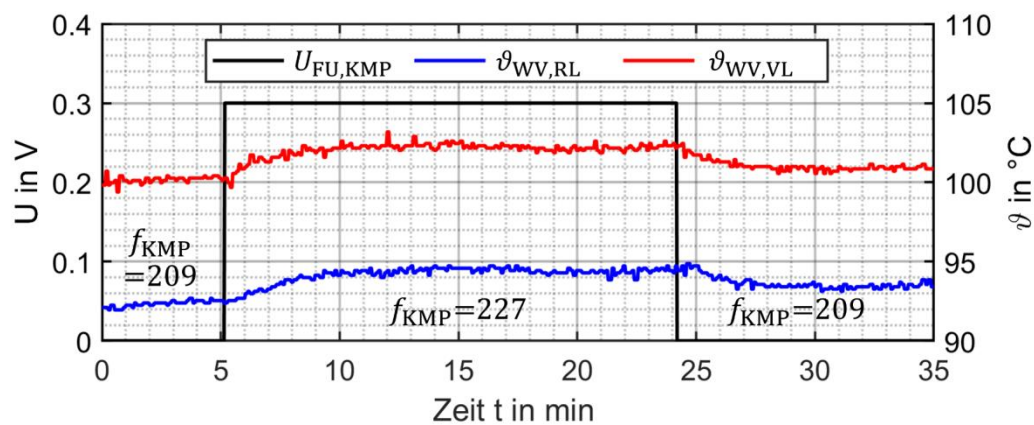


Abbildung 1-38: Sprungantwort der externen Temperaturen am Absorber $\vartheta_{\text{ext,Abs,ein}}$ und $\vartheta_{\text{ext,Abs,aus}}$ Signalspannungserhöhung bzw. Drehzahlerhöhung der Kältemittelpumpe

Auch nach sprunghafter Erhöhung bzw. Absenkung der Drehzahl der Kältemittelpumpe ist eine Änderung der Temperaturen $\vartheta_{WV,RL}$ und $\vartheta_{WV,VL}$ ersichtlich (siehe Abbildung 1-38). Dies ist vermutlich ebenfalls durch einen erhöhten übertragenen Absorptionswärmestrom zu begründen. Durch den vergrößerten Kältemittelvolumenstrom wird dem Absorber mehr Kältemitteldampf zugeführt. Dadurch kann mehr Kältemittel von der armen Lösung absorbiert werden, was eine Erhöhung der frei werdenden Lösungswärme und damit des übertragenen Absorptionswärmestroms zur Folge hat.

Die Erkenntnis, dass sich die geförderten Volumenströme des Kältemittels und der armen Lösung jeweils auf den übertragenen Absorptionswärmestrom, d.h. Nutzwärmestrom des Wärmeverbraucher $\dot{Q}_{WV}$, auswirken, kann für eine neue Regelstrategie genutzt werden. Einem PI-Regler kann als Führungsgröße der Soll-Wärmestrom des Verbrauchers und der tatsächlich abgegebene Wärmestrom als Regelgröße übermittelt werden. Die Ausgangsgröße des PI-Reglers ist in dem Fall ein Spannungssignal an den Frequenzumrichter der Kältemittel- und der Lösungsmittelpumpe.

- **Stationärer Betrieb**

Die aufgezeigten Zusammenhänge wirken im Fall einer Drehzahlvariation beider Pumpen als Störgröße auf die PI-Regelung des externen Kreislafs im Absorber. Wie sich eine aktive Regelung der

Lösungsmittel- und Kältemittelpumpe auf den Verlauf der Absorbertemperaturen auswirkt, ist in Abbildung 1-39 dargestellt. In dieser Untersuchung ist die PI-Regelung im externen Kreislauf am Absorber aktiv. Damit soll untersucht werden, ob die aktuellen Einstellwerte der PI-Regelung ausreichen, um die Einflüsse der Füllstandregelung auf die Temperaturen am externen Ein- und Austritt des Absorbers auszugleichen.

Der Verlauf des Spannungssignals an die Kältemittelpumpe ist zickzackförmig. Dies entspricht dem erwarteten Spannungsverlauf der implementierten Regelung. Das an den Frequenzumrichter ausgegebene Spannungssignal pendelt in dieser Messung zwischen 0,3 V und etwas mehr als 0,6 V. Es ist zu erkennen, dass die externen Temperaturen am Absorber dem zickzackförmigen Verlauf der Signalspannung mit einer leichten Verzögerung folgen. Die Amplitude beträgt dabei etwa 1 K. Aus den Messergebnissen wird deutlich, dass der regelbedingte Signalspannungsverlauf trotz aktivierter PI-Regelung im externen Kreislauf am Absorber einen messbaren Einfluss auf die externen Temperaturen am Absorber hat. Die Größe der Temperaturschwankung ist jedoch tolerierbar klein.

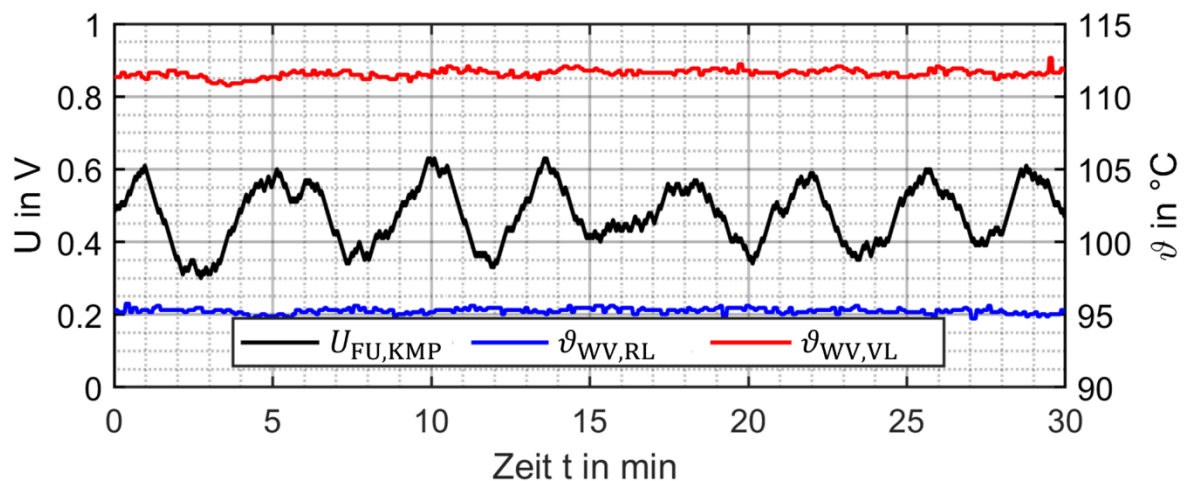


Abbildung 1-39: Auswirkungen der Füllstandregelung auf Betriebsparameter im Absorber

1.7 Arbeitspaket 6.1: Erstellung eines Anlagenkennfelds des AWT und Optimierung (IGTE)

Im Folgenden werden die Ergebnisse von fünf unterschiedlichen Messreihen vorgestellt. Diese Messreihen decken Nutztemperaturniveaus von $96\text{ °C} \leq \vartheta_{WV,VL} \leq 116\text{ °C}$ bei Temperaturen der zugeführten Antriebswärme von $84\text{ °C} \leq \vartheta_{FW,VL} \leq 90\text{ °C}$ ab. Die Temperatur der Rückkühlung, d.h. des abgegebenen Wärmestroms auf niedrigem Temperaturniveau, variiert zwischen $17\text{ °C} \leq \vartheta_{RK} \leq 29\text{ °C}$. Für diesen Betriebsbereich wird eine geeignete Befüllung von 9,1 kg Ammoniakwasserlösung mit einem Ammoniakmassenanteil von 62% ermittelt. Damit beträgt die eingefüllte Menge an Ammoniak 4,6 kg. Bei den vorgestellten Messungen ist die Drehzahl der internen Pumpen so gewählt, dass sich konstante Füllstände in den Pumpenvorlagebehältern einstellen. Der Öffnungsquerschnitt des Expansionsventils wird für je eine Temperatur $\vartheta_{WV,VL}$ hinsichtlich des maximalen Nutzwärmestroms $\dot{Q}_{WV}$ eingestellt, aber nicht nach Variation der Rückkühltemperatur ϑ_{RK} angepasst.

In Abbildung 1-40 sind die erreichten Temperaturhübe $\Delta\vartheta_{\text{Hub}}$ über dem jeweiligen Nutztemperaturniveau der Messung dargestellt. Zusätzlich sind die Datenpunkte mit der jeweiligen Temperatur der Rückkühlung ϑ_{RK} beschriftet. Bei den Werten handelt es sich jeweils um zeitlich gemittelte Werte während eines stationären Betriebs.

Der größte Temperaturhub von $\Delta\vartheta_{\text{Hub}} = 25,4 \text{ K}$ wird in Verbindung mit dem höchsten Temperaturniveau der Nutzwärme von $\vartheta_{\text{WV,VL}} = 115,5 \text{ °C}$ und der geringsten Rückkühltemperatur $\vartheta_{\text{RK}} = 17 \text{ °C}$ erreicht. Für diesen Betriebspunkt ist die für den Antrieb verfügbare Exergie, welche von der Differenz der Temperaturen von Wärmezufuhr und Rückkühlung abhängt, am größten.

Abbildung 1-41 zeigt die übertragenen Wärmeströme $\dot{Q}_{\text{WV}}$, $\dot{Q}_{\text{FW}}$ und $\dot{Q}_{\text{RK}}$ sowie den thermischen COP (Coefficient of Performance) als Verhältnis des Nutzwärmestroms zum zugeführten Wärmestrom. Die erzielten Nutzwärmeströme betragen minimal $\dot{Q}_{\text{WV}} = 7,1 \text{ kW}$ und maximal $8,4 \text{ kW}$. Der COP_{th} liegt für die fünf Messungen im Bereich von $0,38 \leq \text{COP}_{\text{th}} \leq 0,44$, wobei der höchste COP_{th} beim geringsten Temperaturniveau der Nutzwärme $\vartheta_{\text{WV,VL}}$ sowie dem geringsten Temperaturhub $\Delta\vartheta_{\text{Hub}}$ erreicht wird.

Die elektrische Leistungsaufnahme der internen Pumpen beträgt in Summe $P_{\text{el}} \leq 350 \text{ W}$. Wird der COP in Bezug auf die elektrische Antriebsleistung P_{el} betrachtet, d.h. COP_{el} , so werden Werte von $\text{COP}_{\text{el}} \approx 25$ erreicht. Im Vergleich dazu nimmt der COP_{el} von KWP bei entsprechenden Temperaturhuben nur Werte von $\text{COP}_{\text{el}} \approx 6$ an (Arpagaus et al. 2018). Zu erwähnen gilt, dass die KWP quellenseitig nur etwa ein Drittel der (Ab-)Wärme benötigt.

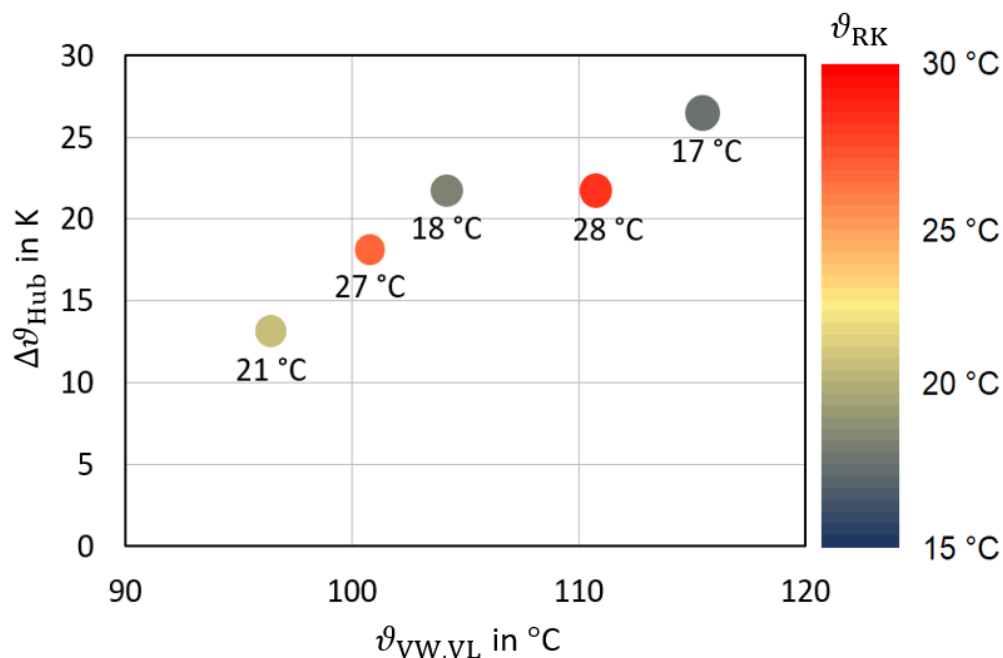


Abbildung 1-40: Temperaturhub $\Delta\vartheta_{\text{Hub}}$ über der Vorlauftemperatur des Wärmeverbrauchers $\vartheta_{\text{WV,VL}}$

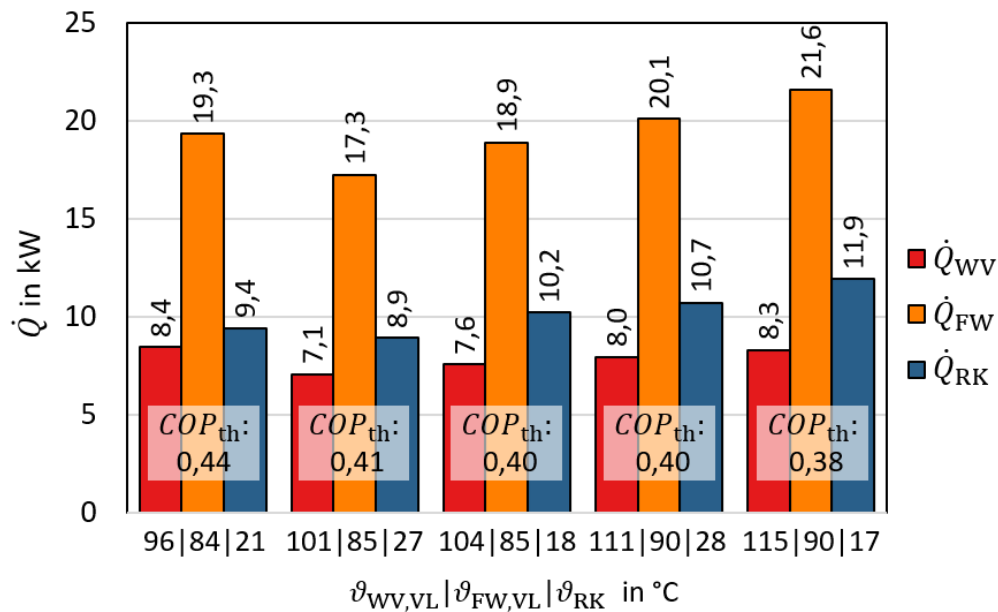


Abbildung 1-41: Auswertung der übertragenen Wärmeströme und der Leistungszahl COP_{th}

1.8 Arbeitspaket 6.2: Demonstrationsbetrieb der Hausstation mit integriertem AWT durch Emulation realer Verbrauchertzustände und zukünftiger Netzzustände (IGTE)

Im Rahmen des Projekts wurde herausgearbeitet, dass sich der AWT nur bedingt für den Einsatz zur dezentralen Vorlauftemperaturerhöhung im Fernwärmenetz eignet. Daher wurde der in AP 6.2. geplante Demonstrationsbetrieb speziell für Betriebsbedingungen im Fernwärmenetz nicht umgesetzt. Messungen zum dynamischen Betrieb des AWT mit Variation der Rückkühltemperatur wurden im Rahmen der Untersuchungen zur Betriebsstabilität in AP 5 durchgeführt und in (Haak et al. 2024) veröffentlicht.

1.9 Arbeitspaket 7: Bereitstellen eines Kennfelds der KWPL aus Simulation (IfT)

Zunächst wurden im Rahmen des Arbeitspakets diverse Prozessvarianten, sowie deren thermodynamische Limitierung mit dem Ziel bestimmt, einen allgemeingültigeren Arbeitsbereich für eine Kompressionswärmepumpe mit Lösungskreislauf zu definieren. Dafür wurde in der Software EES (Engineering Equation Solver) ein Parametersatz festgelegt und die verschiedenen Varianten für diesen jeweils simuliert. Als Zustandsgleichung für Ammoniak/Wasser wird auf die Formulierung nach (Tillner-Roth und Friend 1998) zurückgegriffen, die durch die Stoffdatenroutine AWMIX in EES implementiert werden kann. In der Simulation werden für die einzelnen Apparate i jeweils die stationäre Energie- und Entropiebilanz gelöst, die Zustandspunkte *ein/aus* sind jeweils als Gleichgewichtspunkte definiert. Der Parametersatz umfasst:

- Temperaturen der Wärmequelle und -senke
- Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf der Sekundärkreisläufe
- Drucklimitierung der Anlage auf $p = 25$ bar
- Heißgastemperatur ≤ 140 °C

$$0 = \sum P_i + \sum \dot{Q}_i + \sum \dot{m}_i (h_{i,\text{ein}} - h_{i,\text{aus}})$$

$$0 = \sum \frac{\dot{Q}_i}{T_{m,i}} + \sum \dot{m}_i (s_{i,\text{ein}} - s_{i,\text{aus}}) + \dot{S}_{\text{irr},i}$$

Für die Simulation liegen folgende Annahmen zu Grunde:

- Die Apparate sind nach außen adiabat
- Pumpe und Verdichter werden nach den Kennfeldern der Hersteller mit einem isentropen Wirkungsgrad beaufschlagt
- Druckverluste werden vernachlässigt
- Änderungen kinetischer und potentieller Energien werden vernachlässigt

Untersucht wurden die folgenden Modifikationen aus Abbildung 1-42. Das Kennfeld des Standard-Kreisprozesses (i.) mit internem Wärmeübertrager ist in Abbildung 1-43 als Temperaturhub über der Verbrauchervorlauftemperatur bezogen auf den Coefficient of Performance (COP) dargestellt. Dabei ist die Quelltemperatur gemäß den Anforderungen an ein Wärmenetz 4.0 auf maximal 95 °C begrenzt, wodurch eine Ablösung in der unteren rechten Ecke folgt. In der oberen rechten Ecke kann es zu einer Limitierung durch die Heißgasaustrittstemperatur kommen, die dort abhängig vom eingesetzten Schmieröl 200 °C überschreiten kann. Dies wird in der Simulation durch einen entsprechenden Wärmeverlust berücksichtigt, der wiederum zu einer reduzierten Leistungszahl (COP) und einer Heißgastemperatur von ≤ 140 °C führt.

Aus dem Vergleich der dargestellten Varianten lässt sich schließen, dass eine Modifikation des Basisprozesses (i.) zu einer Verbesserung der Leistungszahl führen kann (ii., iii.). Eine Kombination der einzelnen effizienzsteigernden Modifikationen führt allerdings nicht zu dem besten Ergebnis, sondern weist in vielen Fällen sogar niedrigere Leistungszahlen als die Referenz (i.) auf.

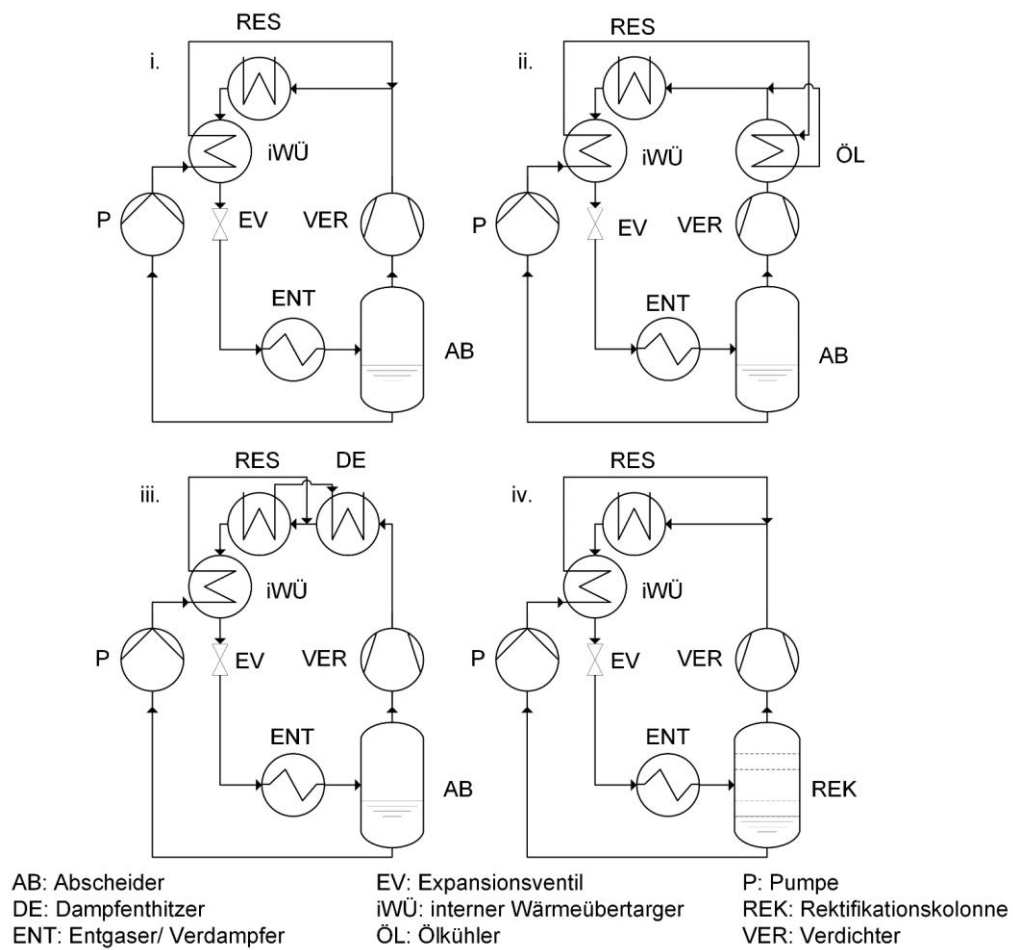


Abbildung 1-42: Untersuchte Modifikationen (i. Basiskreislauf, ii. Integration Ölabbwärme, iii. Integration Dampfenthitzer, iv. Integration Rektifikation)

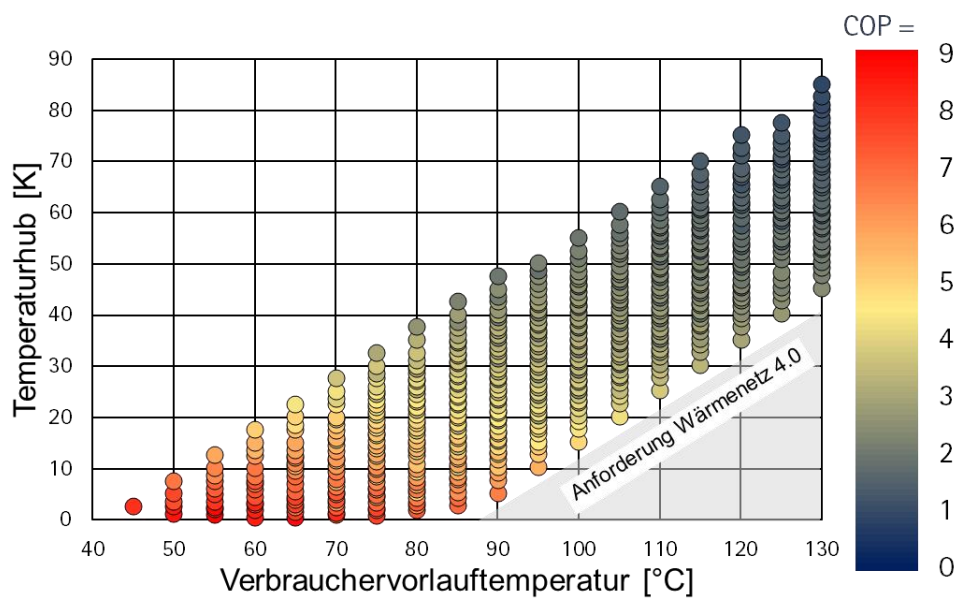


Abbildung 1-43: Kennfeld des Basiskreislaufs (i.)

Die Integration einer Rektifikation (iv.) ist energetisch nicht vorteilhaft, kann aber für den Forschungsbetrieb interessant sein, da sich darüber eine Flexibilisierung der Gemischzusammensetzung realisieren lassen würde, ohne die Befüllung extern ändern zu müssen. Daraus lässt sich ableiten, dass je nach Anwendungsfall verschiedene Modifikationen die effizienteste Lösung darstellen. Bei sehr hohen (bisher nur theoretisch erreichbaren) Verdichteraustrittstemperaturen ist die Integration eines Dampfhitzers (iii.) beispielsweise besonders geeignet.

Im Rahmen einer vorhabensbezogenen Aufwendung der Wirtschaft (vAW) mit der *Robert Bosch GmbH* und der *midiplan GmbH* wurden die zu untersuchenden Betriebsbereiche im Rahmen des Projekts ausgearbeitet, aus denen sich weiterhin 21 Betriebspunkte für die weitere Untersuchung ergeben. Die Randbedingungen sind:

- $\vartheta_{FW,VL} = 75 / 95 \text{ °C}$
- $\Delta\vartheta_{FW} = 10 / 30 \text{ K}$
- $\vartheta_{WV,VL} = 95/110/125 \text{ °C}$
- $\Delta\vartheta_{WV} = 5 / 15 \text{ K}$

Diese Betriebspunkte wurden für den Basiskreislauf mit einem internen Wärmeübertrager (i.) simuliert, die Ergebnisse sind nachstehend in Abbildung 1-44 bis Abbildung 1-48 dargestellt. Aufgetragen ist jeweils die Leistungszahl (COP) über den Temperaturhub. Der Kreisdurchmesser in den Diagrammen und die gestrichelten Linien geben den Gütegrad η_{COP} an, der das Verhältnis von realer zu reversibler Leistungszahl abbildet. Dabei stellt der große Kreis in der oberen rechten Ecke einen optimalen, nicht simulierten Referenzpunkt mit einem Gütegrad von 100% dar. Die reversible Leistungszahl ist nach dem Lorenz-Prozess definiert als das Verhältnis der mittleren Nutztemperatur des Hochtemperatur-Wärmeverbrauchsers $T_{WV,m}$ und dem Temperaturhub $\Delta\vartheta_{Hub} = T_{WV,m} - T_{FW,m}$.

$$\eta_{COP} = \frac{COP}{COP^{rev}} \qquad COP = \frac{\dot{Q}_{WV}}{P_{el}} \qquad COP^{rev} = \frac{T_{WV,m}}{\Delta\vartheta_{Hub}}$$

Die Ergebnisse werden zunächst nach den drei Verbrauchervorlauftemperaturen 95/110/125 °C separiert betrachtet.

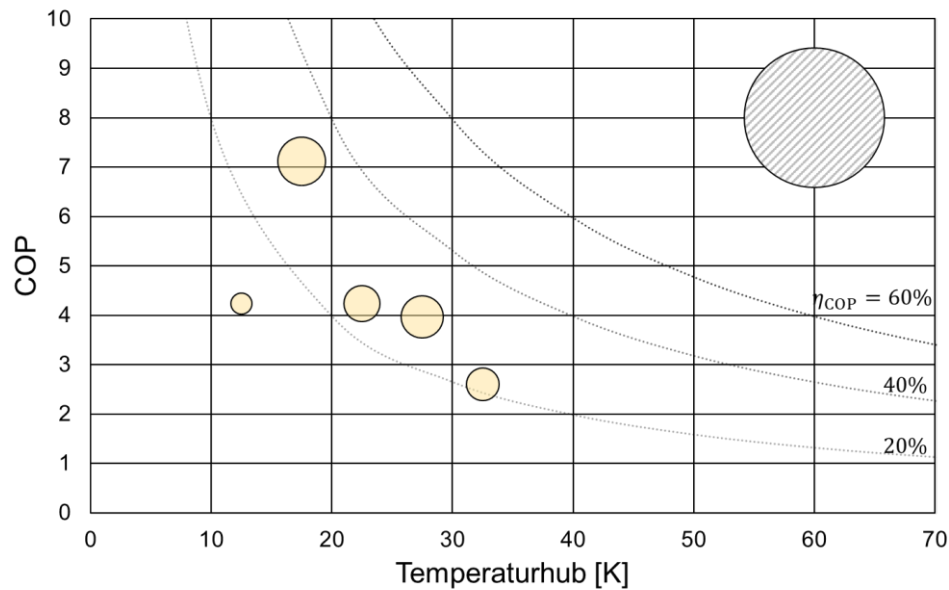


Abbildung 1-44: Simulationsergebnisse der ausgewählten Betriebspunkte bei 95 °C

Für die Verbrauchervorlauftemperatur, im Folgenden auch Senktemperatur genannt, von 95 °C ergeben sich fünf Betriebspunkte, die nach dem folgenden Schema benannt werden $\vartheta_{FW}|\Delta\vartheta_{FW}|\vartheta_{WV}|\Delta\vartheta_{WV}$. Der Betriebspunkt 95|30|95|05 wird nur theoretisch betrachtet und wird in der realen Anwendung eher eine untergeordnete Rolle spielen. Zudem ist dieser Punkt auch energetisch im Vergleich zu den anderen Betriebspunkten als negativ zu bewerten, da die Leistungszahl beim geringsten Temperaturhub mit 4,24 eher niedrig ausfällt, was sich auf den niedrigen Gütegrad zurückführen lässt. Die anderen Betriebspunkte zeigen den erwartbaren Verlauf, denn die Leistungszahl nimmt mit steigendem Temperaturhub ab. Betriebspunkte mit höheren Temperaturspreizungen auf der Senkenseite (75|10|95|15, 75|30|95|15) weisen mit etwa (30-35)% den höchsten Gütegrad auf. In der nachstehenden Tabelle 1-11 sind die Betriebspunkte mit den Ergebnissen der Simulation entsprechend aufgeführt.

Tabelle 1-11: Betriebspunkte bei einer Senktemperatur von 95 °C

Kennung	ϑ_{FW}	$\Delta\vartheta_{FW}$	ϑ_{WV}	$\Delta\vartheta_{WV}$	$\Delta\vartheta_{Hub}$	COP	η_{COP}
75 10 95 05	75	10	95	5	22,5	4,24	0,261
75 10 95 15	75	10	95	15	17,5	7,11	0,345
75 30 95 05	75	30	95	5	32,5	2,61	0,233
75 30 95 15	75	30	95	15	27,5	3,97	0,304
95 30 95 05	95	30	95	5	12,5	4,24	0,147

Bei einer Senktemperatur von 110 °C steigen auf Grund der höheren Senktemperatur die Temperaturhübe entsprechend ebenfalls an. Die Ergebnisse der Simulation spiegeln den erwartbaren Trend wider, Betriebspunkte mit höheren Temperaturhüben sind energetisch aufwändiger und weisen folglich

niedrigere Leistungszahlen auf. Betriebspunkte mit höheren Temperaturspreizungen sind exergetisch effizienter und weisen einen höheren Gütegrad auf.

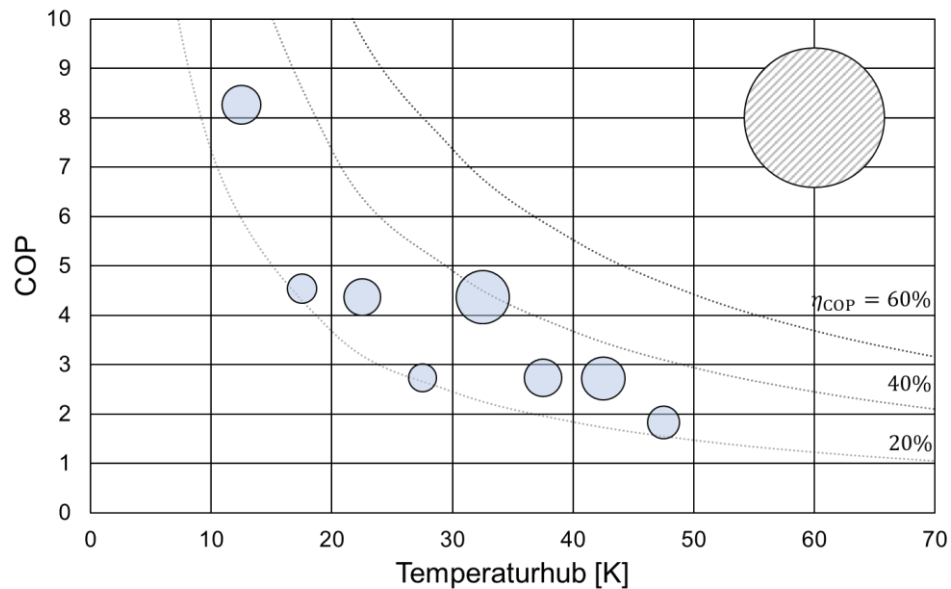


Abbildung 1-45: Simulationsergebnisse der ausgewählten Betriebspunkte bei 110 °C

Der Betriebspunkt 75|10|110|15 weist hier einen Maximalwert des Gütegrades von 37,7% auf. Der direkte Vergleich zweier Betriebspunkte mit unterschiedlichen Temperaturspreizungen auf der Senken-seite zeigt ganz besonders die exergetische Effizienzsteigerung des Kreisprozesses. Eine Verdreifachung der Temperaturspreizung führt zu einer Steigerung des Gütegrades um etwa (30-40)%. Die gleichzeitige Absenkung des Temperaturhubes um 5 K führt zu einer Steigerung der Leistungszahl um (50-80)%.

Tabelle 1-12: Betriebspunkte bei einer Senktemperatur von 110 °C

Kennung	ϑ_{FW}	$\Delta\vartheta_{FW}$	ϑ_{WV}	$\Delta\vartheta_{WV}$	$\Delta\vartheta_{Hub}$	COP	η_{COP}
75 10 110 15	75	10	110	15	32,5	4,37	0,377
75 10 110 05	75	10	110	5	37,5	2,74	0,270
75 30 110 15	75	30	110	15	42,5	2,72	0,309
75 30 110 05	75	30	110	5	47,5	1,83	0,229
95 10 110 15	95	10	110	15	12,5	8,26	0,275
95 10 110 05	95	10	110	5	17,5	4,54	0,209
95 30 110 15	95	30	110	15	22,5	4,37	0,263
95 30 110 05	95	30	110	5	27,5	2,74	0,199

Aus den Betriebspunkten bei einer Senktemperatur von 125 °C lassen sich die Tendenzen wiedererkennen, die bei den vorangegangenen Temperaturniveaus bereits beobachtet werden konnten. Interessant ist der Vergleich zwischen 75|10|125|15, 95|30|125|05 und 95|30|125|15, da hier bei allen Be-

triebspunkten die Leistungszahl identisch ist, der Gütegrad allerdings bei dem höheren Temperaturhub auch größer oder gleich ausfällt.

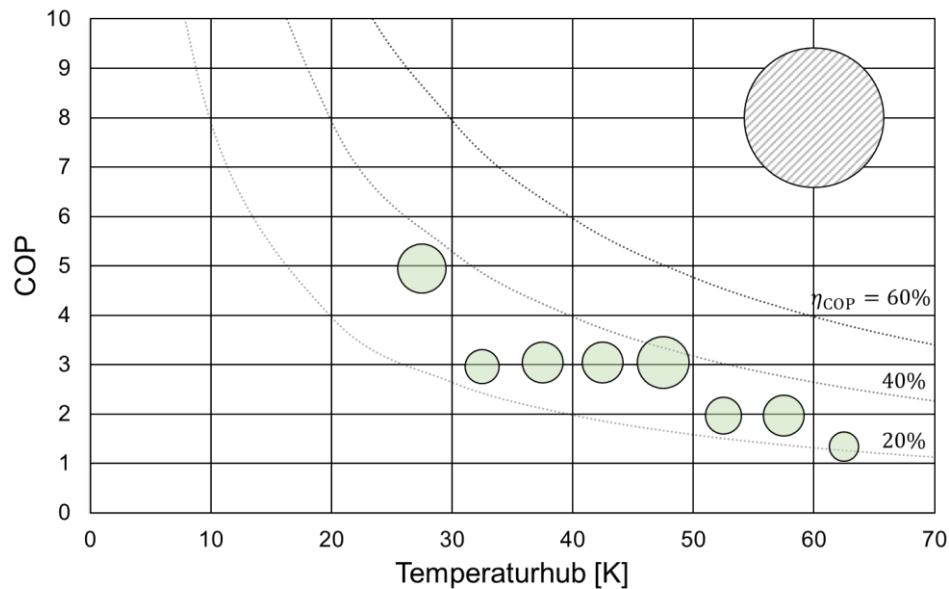


Abbildung 1-46: Simulationsergebnisse der ausgewählten Betriebspunkte bei 125 °C

Dies gibt einen Hinweis darauf, dass Betriebspunkte; bei denen die Temperaturspreizungen an den beiden Sekundärkreisläufen näher aneinander liegen, exergetisch besser ausfallen, da sich die geringere Abweichung der Temperaturspreizungen vorteilhaft auf die Wärmeübertragung in Resorber und Entgaser auswirken. Die Wärme kann dort mit niedrigeren Temperaturgradienten übertragen werden. Dies kann in Abbildung 1-47 nachvollzogen werden. Die Temperaturen werden in der Simulation innerhalb eines Wärmeübertragers schrittweise gelöst, sodass die äußere Energiebilanz eingehalten wird.

Tabelle 1-13: Betriebspunkte bei einer Senktemperatur von 125 °C

Kennung	ϑ_{FW}	$\Delta\vartheta_{FW}$	ϑ_{WV}	$\Delta\vartheta_{WV}$	$\Delta\vartheta_{Hub}$	COP	η_{COP}
75 10 125 05	75	10	125	5	52,5	1,97	0,261
75 10 125 15	75	10	125	15	47,5	3,04	0,369
75 30 125 05	75	30	125	5	62,5	1,34	0,212
75 30 125 15	75	30	125	15	57,5	1,96	0,290
95 10 125 05	95	10	125	5	32,5	2,96	0,244
95 10 125 15	95	10	125	15	27,5	4,95	0,348
95 30 125 05	95	30	125	5	42,5	3,04	0,293
95 30 125 15	95	30	125	15	37,5	3,04	0,293

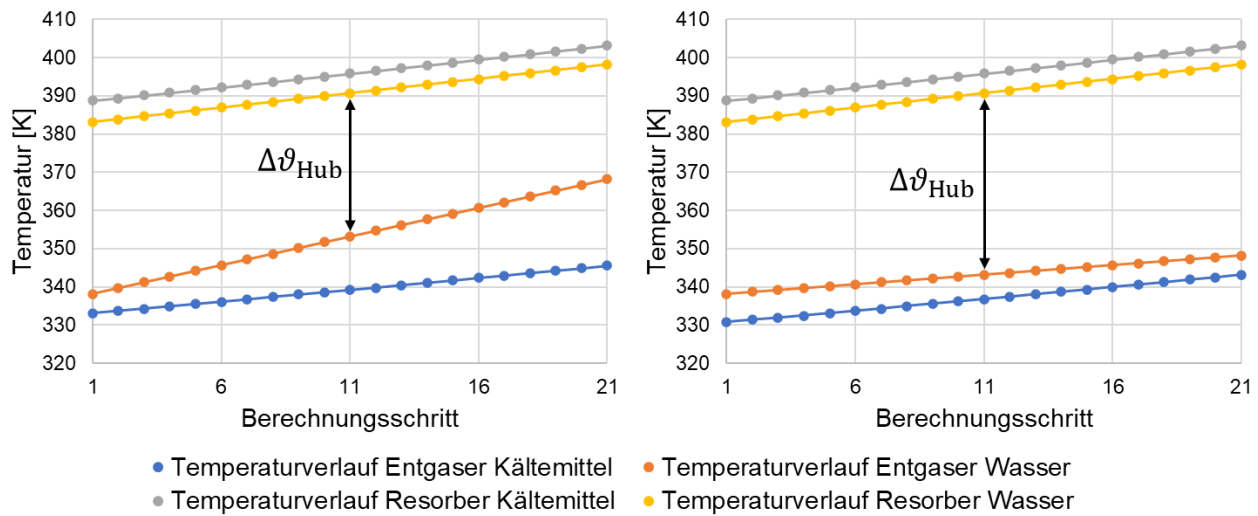


Abbildung 1-47: Temperaturverläufe in Entgaser und Resorber für 953012515 (li.) und 751012515 (re.)

Allgemein zeigt sich in den Simulationsergebnissen der erwartbare Trend, dass Betriebspunkte mit höheren Temperaturspreizungen in den Sekundärkreisläufen Fernwärme und Hochtemperaturbedarf effizienter sind, folglich einen höheren Gütegrad aufweisen (s. Abbildung 1-48). Dort kommt der Vorteil des Temperaturgleits beim Phasenwechsel von Gemischen gegenüber Reinstoffen zum Tragen. Der Temperaturgleit und die isotherme Absenkung des Sättigungsdrucks von Ammoniak/Wasser-Gemischen im Vergleich zu reinem Ammoniak ist in Abbildung 1-49 dargestellt.

Da der Lösungsalgorithmus der Simulation die Zusammensetzung hinsichtlich der maximalen Leistungszahl bei guter Temperaturverteilung in dem wärmeabgebenden Resorber/Kondensator optimiert, fallen einige Punkte bei tendenziell gegenläufigen Parametersätzen (niedrige Spreizung beim Hochtemperaturbedarf, hohe Spreizung in der Fernwärme) entsprechend schlechter aus. Dort kann weniger effizient Wärme aus den Fernwärmenetzen aufgenommen und entsprechend aufgewertet werden, da die Zusammensetzung des Gemisches nicht optimal gewählt wird.

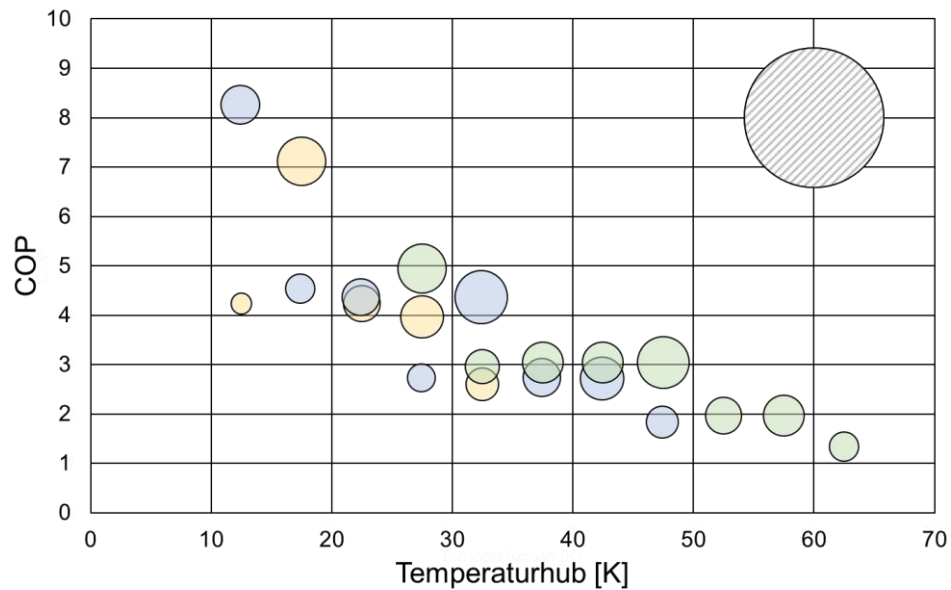


Abbildung 1-48: Simulationsergebnisse aller ausgewählter Betriebspunkte

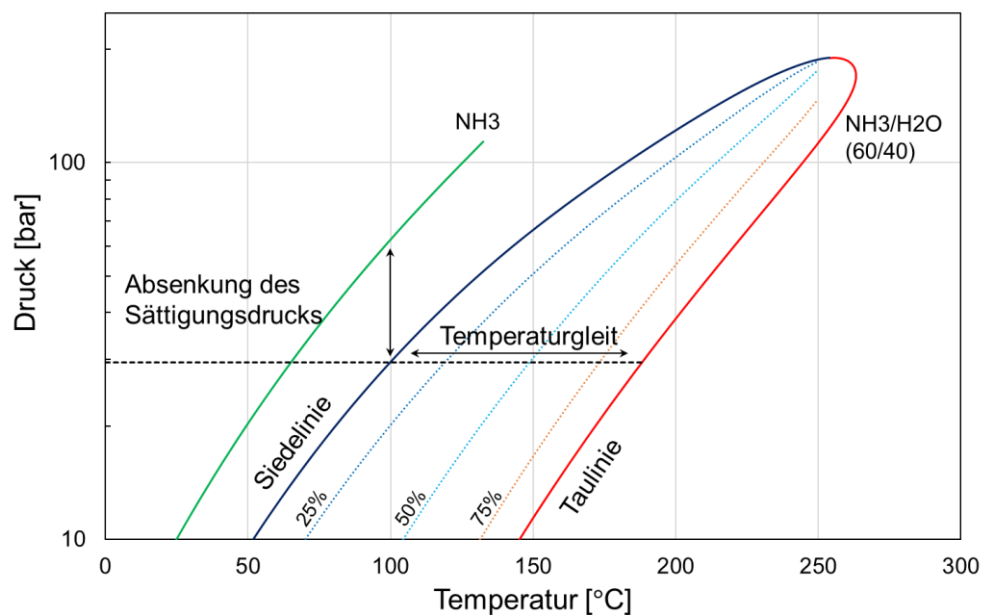


Abbildung 1-49: p,T-Diagramm für Ammoniak und Ammoniak/Wasser

Auch hier zeigt sich, dass das Optimum anwendungsbezogen ermittelt werden muss und für einen gezielten Einsatz die Festlegung auf den Arbeitsbereich entscheidend ist.

1.10 Arbeitspaket 8: Erweiterung des Quellen- und Senkenkreislaufs der Versuchsanlage (IfT)

Die Sekundärkreisläufe (Quelle und Senke) müssen an die im Rahmen des Projekts zu untersuchenden Betriebspunkte angepasst werden. Insbesondere die erhöhten Temperaturen im Vergleich zu den bisherigen Untersuchungen an der Anlage erfordern die Anpassung der Peripherie zur realen Abbildung der Fernwärmeseite (Quelle) und des Hochtemperatur-Wärmebedarfs (Senke). Durch Simulationen in *Mat-*

lab Simscape Fluids wurden Wasser-Druckkreisläufe ausgelegt und geplant. Diese stellen sicher, dass das Wasser in den Sekundärkreisläufen auch bei Temperaturen über 100 °C nicht verdampft. Zudem soll möglichst eine interne Regeneration der Wärmequelle realisiert werden, um entsprechend energiespar-sam arbeiten zu können. Der Durchlauferhitzer wurde ebenfalls neu ausgelegt, um dynamische Messun-gen zu ermöglichen. In Abbildung 1-50 ist die Auslegung des Durchlauferhitzers dargestellt. Darin ist links die interne Rekuperation der Wärme vom Senken- auf den Quellenkreislauf und rechts der daraus resultierende Leistungsbedarf des Durchlauferhitzers im stationären Betrieb dargestellt.

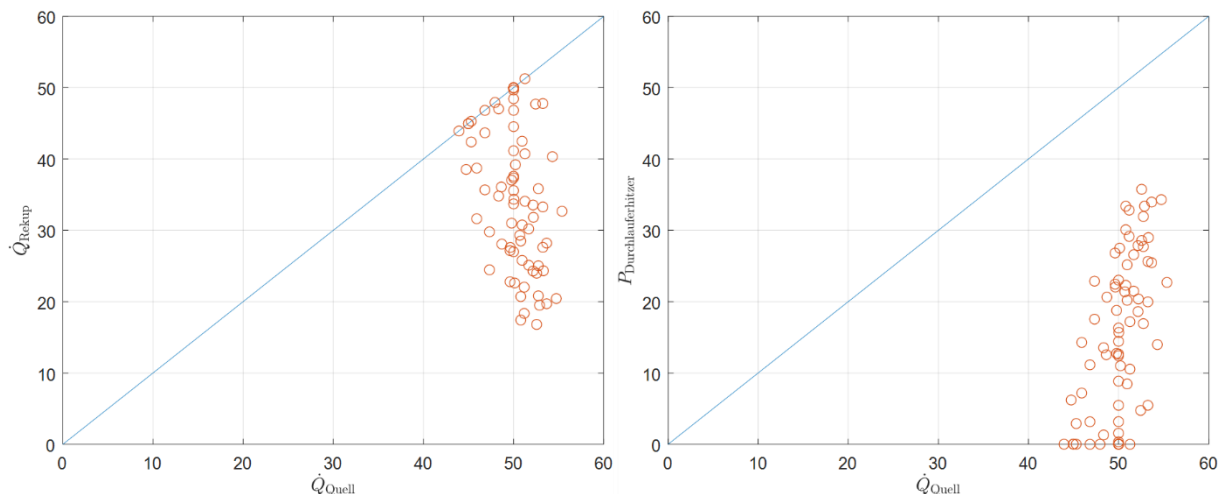


Abbildung 1-50: Auslegung des Durchlauferhitzers (li.: rekuperierte Wärme, re.: Leistungsbedarf des Durchlauferhitzers)

Das Anlagenfließbild der überarbeiteten Sekundärkreisläufe ist in Abbildung 1-51 dargestellt.

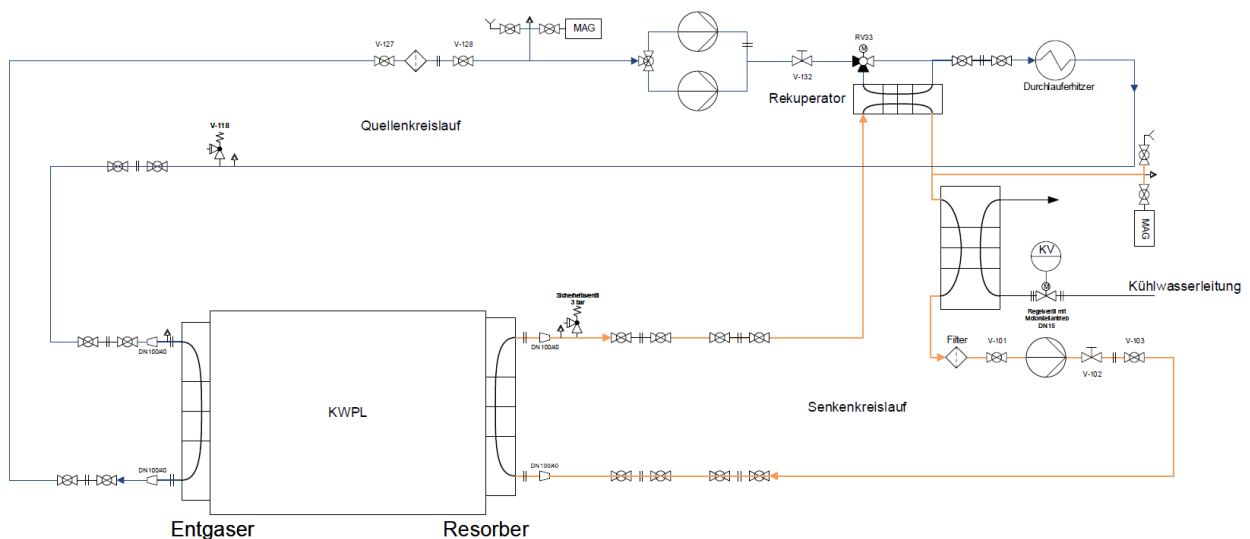


Abbildung 1-51: Anlagenschema der Sekundärkreisläufe der KWPL

Darin gibt das Wasser auf der Quellenseite (blau) die Wärme an den Entgaser ab und wird dann von zwei Kreispumpen angesaugt. Vor dem Rekuperator ist ein Drei-Wege-Ventil verbaut, um den Durch-fluss durch den Rekuperator steuern zu können. Der anschließende Durchlauferhitzer temperiert das Wasser wieder auf das Temperaturniveau des abzubildenden Fernwärmenetzes. Im Senkenkreislauf (gelb) nimmt das Wasser die Wärme aus dem Resorber auf und durchströmt anschließend den Rekupe-

rator, um die Nutzwärme intern zur Verfügung zu stellen. Der anschließende Kühler stellt das Temperaturniveau des Rücklaufs über ein steuerbares Nadelventil am Kaltwassernetz ein. Am kältesten Punkt im Senkenkreislauf ist die Pumpe positioniert, um die thermische Belastung der Pumpe zu reduzieren und das Wasser im Kreis fördern zu können. Ausgehend von der Vorauslegung wurden die Sekundärkreislauf aufgebaut und mit einer ersten Regelung in Betrieb genommen. In Abbildung 1-52 sind die realisierten Sekundärkreisläufe abgebildet.

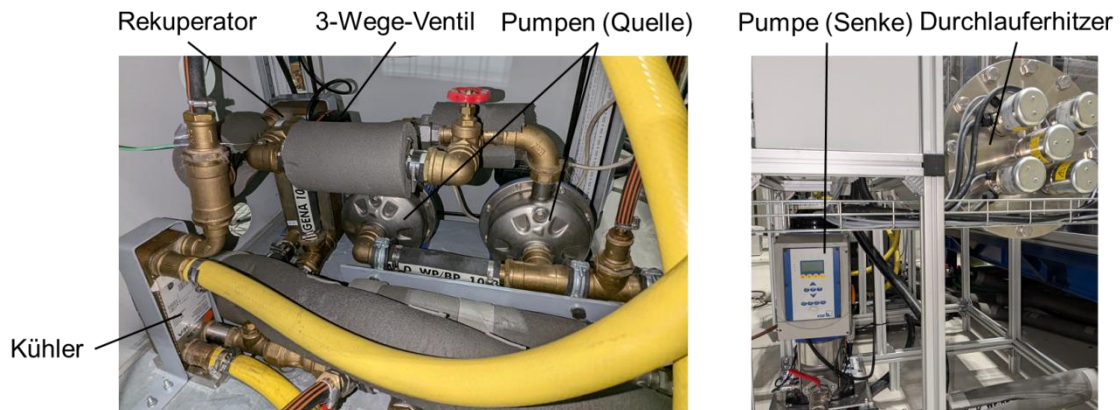


Abbildung 1-52: Realisierte Sekundärkreisläufe

1.11 Arbeitspaket 9.1: Untersuchung des Verdichters (IfT)

Eine thermodynamische Limitierung der KWPL stellt die Heißgasaustrittstemperatur am Verdichter dar. In der vorliegenden Ausführung des Bitzer OSKA 5341-K ist diese Temperatur auf 100 °C begrenzt. Um die Projektziele zu erreichen, gilt es diese Limitierung zu überschreiten. Dafür wurde zunächst untersucht, ob

- a) der bestehende Schraubenverdichter modifiziert werden kann oder
- b) ein alternativer Verdichter in der (kleinen) Leistungsklasse verfügbar ist.

Die thermische Limitierung des bestehenden Schraubenverdichters geht laut Hersteller von den verbauten Dichtungen aus. Demnach könnte durch den Tausch von einigen fluidnahen Dichtungen diese Limitierung aufgehoben werden.

Als alternativer Verdichter wäre für die kleinen Leistungsklassen ein Hubkolbenverdichter für Ammoniak (bspw. der Bitzer W4HA-K oder W4NA-K) mit Kopfkühlung eine Möglichkeit gewesen. Dieser ließe die Heißgastemperatur gut regeln, wäre nach Herstellerangaben allerdings auch erst durch eine weitere Anpassung der internen Dichtungen für den geplanten Temperaturbereich einsetzbar gewesen.

Da dies genauso für den bestehenden Schraubenverdichter der Fall sein soll und dieser auch gegen Schwankungen auf Grund der kontinuierlichen Förderung weniger störanfällig im Betriebsverhalten ist, wird Option a) gewählt.

Die Wahl der Dichtungsmaterialien hängt von den nachstehenden Anforderungen ab:

- thermische Beständigkeit
- Materialverträglichkeit
- mechanische Beständigkeit
- Zulassung

Das neue Dichtungsmaterial soll bei Temperaturen oberhalb von 100 °C eingesetzt werden. Je höher die Temperaturbeständigkeit ist, desto größer ist der mögliche Einsatzbereich der Dichtung bzw. des Verdichters. Gleichzeitig muss für den angestrebten Temperaturbereich auch ein Schmiermittel gefunden werden, dass die entsprechende Viskosität von ca. 10 cSt im Betriebsbereich aufweist und mit Ammoniak/Wasser sowie dem Dichtungsmaterial verträglich ist. Da in der Anlage bereits gute Erfahrungen mit Polyalphaolefinen (PAO) hinsichtlich Stabilität und Trennbarkeit von Dampf und Öl gesammelt wurden, wird eine Lösung mit dieser Schmierölklasse angestrebt. Nach Tabelle 1-14 wäre hydrierter Acrylnitril-Butadien-Kautschuk (HNBR) ein möglicher Dichtstoff, der bis 140 °C eingesetzt werden kann. Ein neuerer, peroxidisch vernetzter Dichtstoff ist Tetrafluorethylen-Propylen-Kautschuk (FEPM), auch unter dem Markennamen AFLAS® der Firma ASAHI GLASS Co. Ltd. bekannt, und soll nach Herstellerangaben ebenfalls die chemische Medienbeständigkeit aufweisen und sogar bis 200 °C eingesetzt werden können. Folglich wird der bestehende Schraubenverdichter durch Ersetzen der bestehenden Chloropren-Kautschuk-Dichtringe (CR) mit höher-temperaturfesten und ölverträglichen FEPM-Dichtungen für die erhöhten Temperaturen angepasst und ein angepasstes Schmieröl mit einer höheren Viskosität ermittelt. Die *FUCHS LUBRICANTS GERMANY GmbH* stellt ein Muster eines höherviskosen PAO-Schmiermittels nach ISO VG 680 zur Verfügung.

Beim Tausch der Dichtungen wurde der Gesamtzustand des Verdichters begutachtet und die Kugellager des Haupt- und Nebenläufers ebenfalls erneuert. Während der Wartung des Verdichters wurden einige Aufnahmen getätigt, die in Abbildung 1-53 dargestellt sind. Darin sind exemplarisch der Ansaugstutzen, zwei O-Ringe im Verdichtungsraum, sowie zwei Kugellager auf der Druckseite des Schraubenverdichters zu sehen.

Tabelle 1-14: Elastomerverträglichkeit von Kältemaschinenölen aus (Bock und Puhl 2010)

Kältemittel	Kältemaschinenöltyp	Dichtungsmaterialien				
		CR	NBR*	HNBR*	EPDM	FPM
		Chlor-Butadien-Kautschuk, z.B. Neoprene	Acrylnitril-Butadien-Kautschuk	hydrierter Acrylnitril-Butadien-Kautschuk	Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk	Fluor-Kautschuk (FKM), z.B. Viton
NH3	MÖ - Mineralöl	•	×	×	×	×
	AB - Alkylbenzol	•	×	×	×	×
	PAO - Polyalphaolefin	(•)	×	•	×	×
	PAG - Polyalkylenglykol	•	×	•	•	×
• geeignet, (•) bedingt geeignet, × nicht geeignet, * Nitril-Gehalt >36%						



Abbildung 1-53: Wartung des Bitzer OSKA5341-K Schraubenverdichters

1.12 Arbeitspaket 9.2: Umbau der Versuchsanlage (IfT)

Auch in der Anlage müssen entsprechend Dichtungen gemäß der vorangegangenen Arbeitspakete angepasst werden. Zudem wurde neue Messtechnik zur besseren und einfacheren Bilanzierung verbaut und die dazu notwendigen Anpassungen durchgeführt. Da in vorangegangenen Forschungsprojekten eine Fehlverteilung insbesondere beim Resorber beobachtet wurde, wird als Lösungsansatz eine Reduzierung der Plattenanzahl verfolgt, wodurch es zu einer Rückstauung an reicher Lösung im Plattenwärmeübertrager kommen soll. Als Dichtmittel kommt hier hydrierter Nitrilkautschuk (HNBR) zum Einsatz, der bis etwa 140 °C, die maximal im Resorber erreicht werden, eingesetzt werden kann und die kostengünstigere Alternative zu FEPM darstellt. Der Biegeschwinger zur Dichtemessung wird aus der Anlage entfernt und kommt nicht wie zu Beginn angedacht zum Einsatz in der reichen Lösung, da durch den gezielten Einsatz von zwei Coriolis-Durchflussmessern in der armen und reichen Lösung eine interne Bilanzierung bereits möglich ist.

Daraus folgt der nachstehende Aufbau aus Abbildung 1-54. Im Entgaser wird die Wärme eines simulierten Wärmenetzes aufgenommen und lässt das Kältemittelgemisch partiell verdampfen (0). Im anschließenden Phasenabscheider werden die an Ammoniak verarmte Lösung und der ammoniakreiche Dampf voneinander getrennt. Die arme Lösung (11) wird durch die Pumpe auf das hohe Druckniveau befördert (12) und im internen Wärmeübertrager vorgewärmt (13). Der ammoniakreiche Dampf (1) wird im Verdichter auf das hohe Temperatur- und Druckniveau gefördert (2) und trifft nach den beiden Ölabscheidern auf die vorgewärmte arme Lösung (3). Beim Resorbieren des Ammoniaks in die wässrige Lösung wird Wärme frei, die an den Heizkreislauf des Wärmeverbrauchers abgegeben wird. Die überschüssige Enthalpie (4) wird zum Vorwärmen der unterkühlten armen Lösung verwendet (5). Durch die abschließende Drosselung (6) wird der Kreisprozess geschlossen.

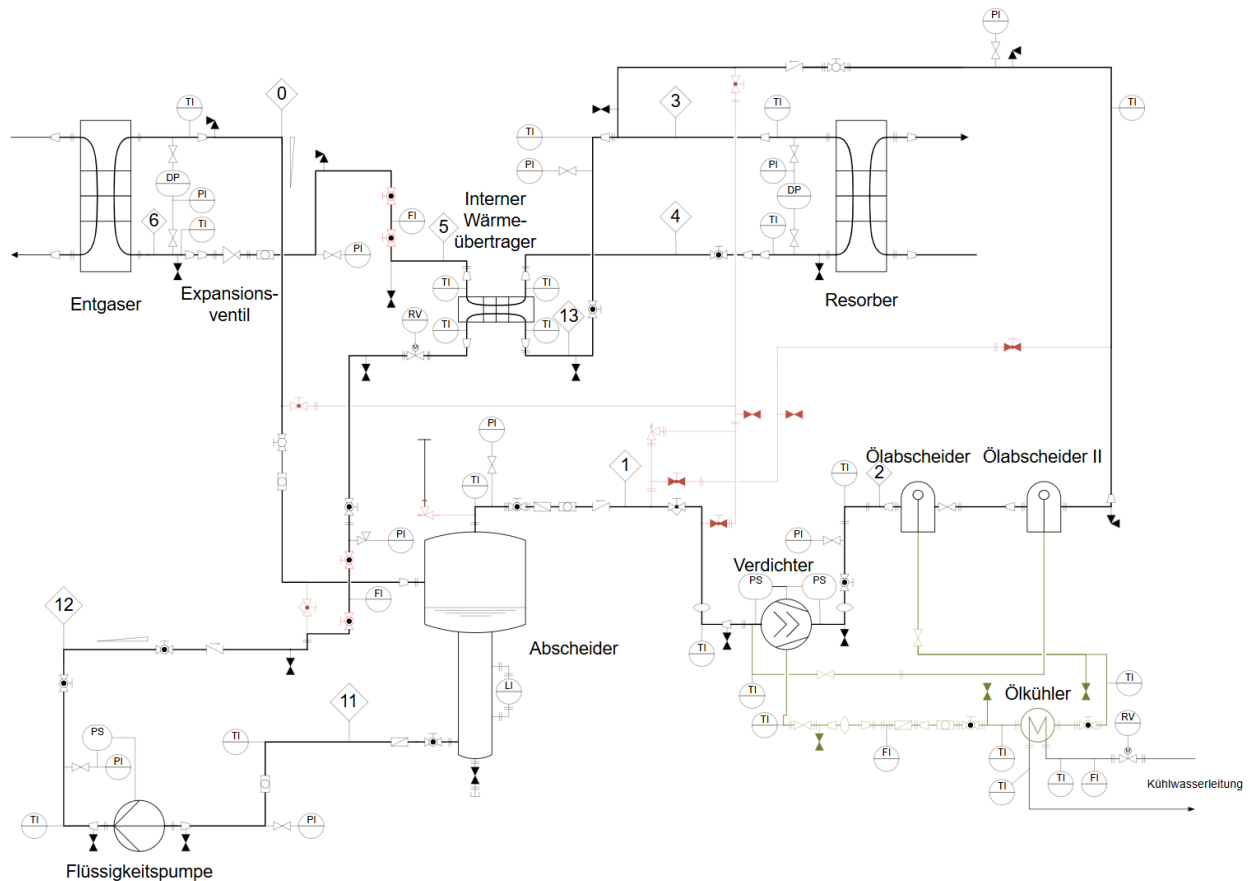


Abbildung 1-54: Anlagenfließbild der KWPL

1.13 Arbeitspaket 9.3: Stationäre und instationäre Messungen an der Versuchsanlage (IfT)

Nach den vorangegangenen Arbeitspaketen sollen abschließend Messungen an der Versuchsanlage durchgeführt werden. Zunächst wird das Simulationsmodell mit drei experimentellen Testpunkten abgeglichen. Dafür werden die nachstehenden Parameter gemäß den Messungen der Testpunkte der Simulation vorgegeben (s. Tabelle 1-15).

- Temperaturen der Wärmequelle und -senke
- Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf der Sekundärkreisläufe
- Hochdruck der Anlage nach Verdichter
- Wärmestrom am Resorber

In Abbildung 1-55 sind die Drücke vor (1) und hinter (2) dem Verdichter jeweils aus dem Experiment und der Simulation aufgetragen. Es zeigt sich, dass der Niederdruck in den experimentellen Messungen unterhalb der Simulation liegt, während der Hochdruck eine gute Übereinstimmung aufweist.

Tabelle 1-15: Randbedingungen der Testpunkte

		$T1$	$T2$	$T3$
ϑ_{FW}	°C	40	40	40
$\Delta\vartheta_{FW}$	K	6	5	10
ϑ_{WV}	°C	66	65	52
$\Delta\vartheta_{WV}$	K	6	5	12
p_{HD}	bar	15	15	16
$\dot{Q}_{WV}$	kW	26,5	22,5	48

Folglich fällt die Druckdifferenz zwischen dem Hoch- und Niederdruckteil in den Messungen größer aus. Dies führt zu einer höheren Verdichter- und Pumpenleistung und folgerichtig zu einem niedrigeren COP der realen Anlage im Vergleich zur Simulation. Gleichzeitig folgt aus einem höheren Niederdruck bei gleicher Temperatur auch ein höherer NH₃-Massenanteil in der Simulation (s. Abbildung 1-56).

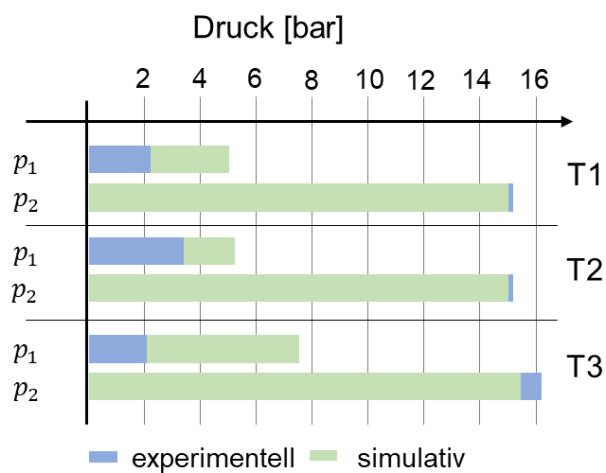


Abbildung 1-55: Gemessene und simulierte Druckniveaus der Testpunkte

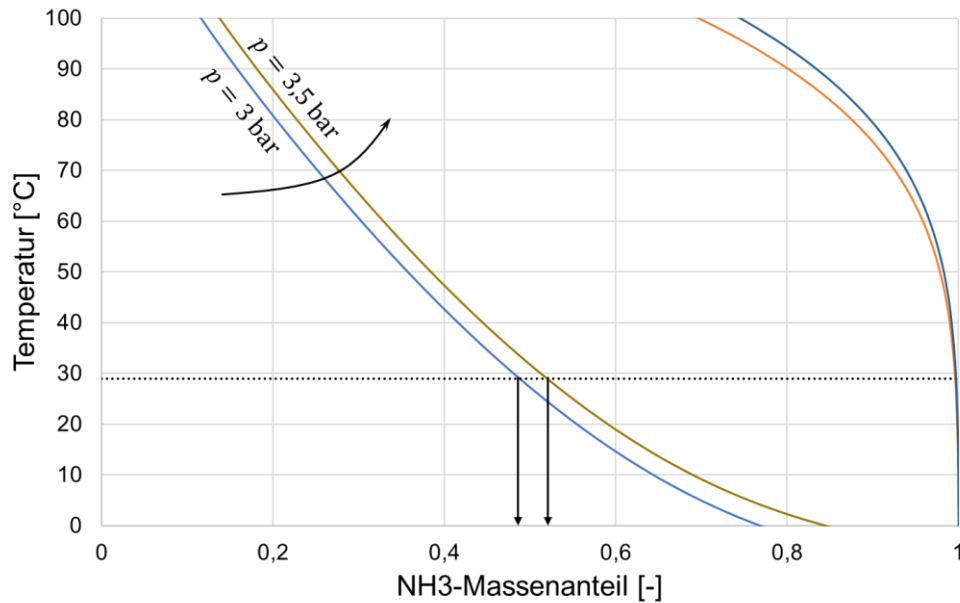


Abbildung 1-56: Druckabhängigkeit im T,x -Diagramm für Ammoniak/Wasser

Die Austrittstemperaturen im Entgaser weichen ebenfalls von der Simulation ab, denn die gemessene Grädigkeit im Entgaser entspricht etwa 7-8 K und nicht den angenommenen 5 K in der Simulation. Eine Korrektur der Simulation zu höheren Grädigkeiten weist weiterhin Abweichungen auf, nähert sich allerdings den Messungen an. Dies weist darauf hin, dass der an die Simulation übergebene Parametersatz für eine exakte Abbildung detaillierter gestaltet werden muss, um beispielsweise die Wärmeverluste an die Umgebung und an das Schmieröl besser abbilden zu können. Diese werden derzeit noch unterschätzt, denn die Heißgas-temperatur ist im Verhältnis zur Druckdifferenz mit 70-78 °C im Experiment bei T1 und T2 niedriger als in der Simulation.

Ein weiterer Unterschied findet sich in den Massenströmen. Während bei Testpunkt T1 im Experiment ein niedrigerer Massenstrom als in der Simulation nötig war, um die Wärme zu transportieren, gilt dies bei den anderen beiden Testpunkten umgekehrt für die Simulation.

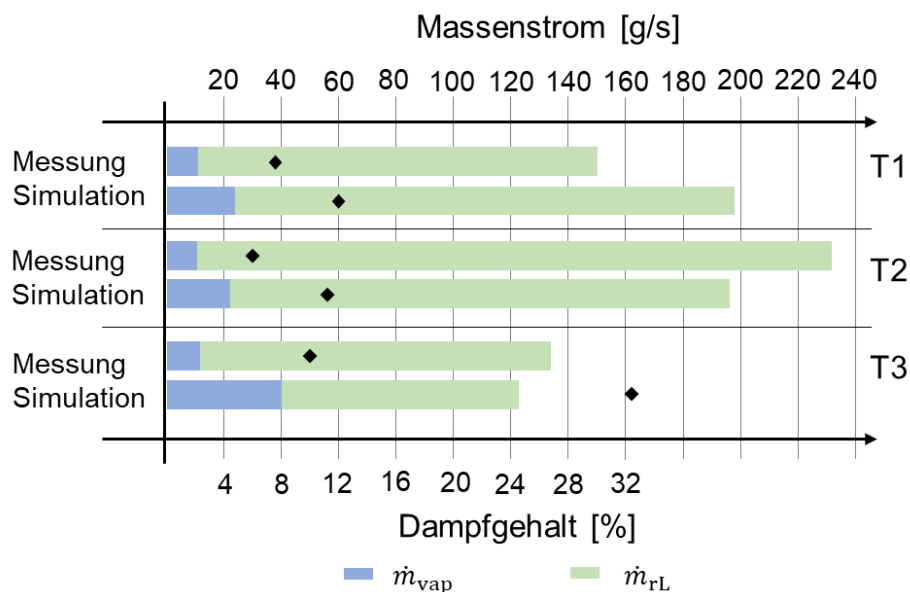


Abbildung 1-57: Massenströme und Dampfgehalt der Testpunkte

Aufgetragen sind in Abbildung 1-57 die Massenströme der reichen Lösung in grün, die jeweils dem Gesamtmassenstrom entsprechen und die Massenströme der Dampfphase in blau. Der Dampfgehalt wird durch die schwarzen Rauten markiert und stellt das Verhältnis von Dampf- zu Gesamtmassenstrom dar. Auffällig hierbei ist, dass bei hohen Heizleistungen $\dot{Q}_{WV}$ auch der Dampfgehalt tendenziell höher ausfällt. Zudem wird in der Simulation jeweils ein höherer Dampfgehalt beaufschlagt als es in den Messungen der Fall ist, wobei sich hier kein proportionaler Zusammenhang zwischen Heizleistung, Dampfgehalt und der Abweichung des Dampfgehalts in der Simulation erkennen lässt. Das Simulationsmodell kann damit als physikalisch validiert bezeichnet werden, für eine exakte Beschreibung der realen Technikumsanlage müssten entsprechend mehr Parameter an die Simulation übergeben werden, dies es in weiteren Messungen zu identifizieren und quantifizieren gilt.

Durch lange Lieferzeiten insbesondere der Dichtmaterialien, Fehllieferungen sowie kurzfristige Ausfälle einzelner Komponenten, wie beispielsweise den Gasdetektoren, die für den sicheren Betrieb notwendig sind, konnten während der Laufzeit des Projektes die abschließenden Messungen nicht final durchgeführt werden. Die Anlage ist zum Ende des Forschungsvorhabens betriebsbereit, die Anpassung der Steuerung und Regelung zum Messen von stationären und insbesondere instationären Messpunkten bei den erhöhten Temperaturen ist jedoch noch Gegenstand aktueller Arbeiten und wird nicht mehr vor Abschluss des Projektes abgeschlossen werden können. Hier gilt eine besondere Vorsicht, damit Anfahrvorgänge und Abschaltpunkte nicht zu einer Schädigung der Anlage oder einzelner Komponenten führen. Das neue Schmieröl des Verdichters ist unter Umgebungsbedingungen sehr zähflüssig und muss erst auf ein erhöhtes Temperaturniveau gebracht werden, um die Fließfähigkeit innerhalb des Ölsystems zu gewährleisten. Dennoch konnte das Simulationsmodell physikalisch validiert werden und daraus Erkenntnisse für die Anpassung der Regelstrategie abgeleitet werden. Es gilt weiterhin die Verluste in der realen Anlage zu untersuchen und diese durch entsprechende Maßnahmen zu reduzieren.

Die Befüllung der Anlage wurde nach den Erkenntnissen der vorangegangenen simulierten Betriebskennfelder in der Software EES entsprechend mit einem Massenanteil $\xi_{\text{NH}_3} = 0,5 \frac{\text{kg NH}_3}{\text{kg Gemisch}}$ vorgenommen. Um höhere Dampfgehalte zu erzielen, kann es notwendig sein einen höheren Anteil an Ammoniak einzustellen, wie es in der Simulation der Testpunkte beispielsweise der Fall war.

2 Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit

In dem Projektzeitraum wurden die AP 1 bis 3 von der Forschungseinrichtung FFI, die AP 4 bis 6 von der Forschungseinrichtung IGTE und die AP 7 bis 9 von der Forschungseinrichtung IfT planmäßig durchgeführt. Das AP 10 wurde ebenfalls zum Schluss in enger Zusammenarbeit der drei Forschungseinrichtungen bearbeitet.

Die Netzdatenanalyse des FFI (AP 1) bietet eine Orientierung für die Auslegung der AWT-Anlage des IGTE sowie die Anpassung der KWPL-Anlage des IFT. Die Erkenntnisse aus den Kreisprozesssimulationen der Energiewandler von IGTE und IFT (AP 4 bzw. AP 7), werden wiederum als Eingangsdaten für Entwicklung der Energiewandler-Teilmodell des FFI (AP 2) verwendet. Im AP 3 wurde die Gesamtsimulation durchgeführt, um die Einsatzfähigkeit sowie die Vor- und Nachteile der im Projekt entwickelten beiden Anlagekonzepte aufzuzeigen. Die Kostenberechnung ermöglicht die Analyse der Kostenstruktur des Wärmenetzes sowie der Veränderungen der WGK-Werte bei diversen Effizienzstufen, die durch den Einsatz von Energiewandlern bedingt sind.

Die Kreisprozesssimulation des AWT (AP 4) ist darüber hinaus für die Detailauslegung eines AWT als Demonstrator im Technikumsmaßstab notwendig. Der Aufbau eines AWT im Technikumsmaßstab sowie eines geeigneten Prüfstands (AP 5) ist Grundlage für im Projekt vorgesehene messtechnische Untersuchungen. Der Aufbau des AWT erfolgte am IGTE mit einem Klemmringverschraubungssystem. Es wurde iterativ eine geeignete Befüllung der Ammoniakwasserlösung ermittelt. Um einen stationären Betrieb zu realisieren wurden Umbauten zur Vermeidung von Kavitation und der damit verbundenen Betriebsinstabilitäten vorgenommen. Im Rahmen von AP 5 wurde zudem sowohl für den Prüfstand (externe Kreisläufe) als auch die internen Pumpen des Demonstrators eine Regelung erarbeitet werden. Anschließend wurde ein Betriebsfeld mit mehreren Betriebspunkten aufgezeichnet (AP 6.1). Im Rahmen des Projekts wurde herausgearbeitet, dass sich der AWT nur bedingt für den Einsatz zur dezentralen Vorlauftemperaturerhöhung im Fernwärmenetz eignet. Daher wurde der in AP 6.2. geplante Demonstrationsbetrieb speziell für Betriebsbedingungen im Fernwärmenetz nicht umgesetzt. Jedoch wurden Messungen zum dynamischen Betrieb des AWT bei sprunghaften Absenkungen der Rückkühltemperatur mit den Untersuchungen zur Betriebsstabilität in AP 5 abgedeckt.

Die Simulation der KWPL und der diversen Verschaltungen (AP7) waren notwendig, um Optimierungsmaßnahmen der bestehenden Anlage zu identifizieren und Limitierungen vorab zu erkennen. Weiterhin war die Auslegung und die Erweiterung der sekundären Kreisläufe (AP8) notwendig, um die Technikumsanlage weiterhin mit Wasser als Arbeitsmedium in den sekundären Kreisläufen nutzen zu können. Eine genaue Untersuchung der beteiligten Komponenten und insbesondere der Dichtungsmaterialien (AP 9.1, 9.2) war dann für den Umbau bzw. der Anpassung der Komponenten entscheidend. Der Abgleich mit Messungen (AP 9.3) waren schließlich notwendig, um die Simulationsergebnisse validieren zu können.

In der Forschungsarbeit erfolgte ein ständiger Austausch zwischen den Forschungseinrichtungen. Das AP 1 des FFI stellte wichtige Randbedingungen für die Auslegungssimulation der Anlagen (AP4 des IGTE und AP 7 des IfT) bereit. Nach dem Aufbau bzw. der Inbetriebnahme der Versuchsanlage (AP 5 des IGTE und AP 7 des IfT) wurden die technischen Parameter bzw. die Leistungsbereiche der Anlage als Referenzwert für das Energiewandler-Teilmodell von FFI (AP 2) verwendet. In der Gesamtsimulation sowie im Vergleich beider Anlagekonzepte (FFI, AP 3) sind ebenfalls die Messdaten vom IGTE (AP 6) und IfT (AP 9) integriert. Für die Herstellungs- und Betriebskosten der AWT und KWPL im Rahmen der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung des

FFI in AP 3 ist ebenfalls ein enger Austausch zwischen den Forschungseinrichtungen zu dem technisch sinnvoll Umsetzbaren nötig.

Der von Firma Bosch angebotene Workshop war eine Veranstaltung im Rahmen der vAW. Dadurch waren viele praxisnahe Informationen zusammengestellt. Auf dieser Basis wurden die Betriebspunkte für die geplanten Messungen der beiden Anlagen (AWT-Anlage des IGTE und KWPL-Anlage des IfT) festgelegt.

Die Kooperation der Forschungseinrichtungen FFI, IGTE und IfT war erfolgreich. Die drei Stellen haben sich gegenseitig ergänzt und unterstützt. Die durchgeführten Arbeiten waren zur Umsetzung der Projektinhalte nötig, der Personaleinsatz war dem Arbeitsumfang angemessen. Die Verzögerung in der Anfangsphase, welche von der unerwarteten langen Lieferzeit der Anlagenkomponente verursacht wurde, wurde durch die kostenneutrale Laufzeitverlängerung des Projektes kompensiert.

3 Darstellung des wissenschaftlich-technischen und wirtschaftlichen Nutzens der erzielten Ergebnisse insbesondere für KMU sowie ihres innovativen Beitrags und ihrer industriellen Anwendungsmöglichkeiten

Im Forschungsprojekt wurden zwei erprobte Anlagekonzepte zur dezentralen Anhebung der verbraucherseitigen Vorlauftemperatur über das Niveau der Fernwärmevorlauftemperatur bei nur geringem Strombedarf entwickelt. Beide Technologien sind marktvfugbar, allerdings bei Betriebsbedingungen und Baugrößen, welche sich typischerweise von denen des Projektziels unterscheiden.

Ein $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -AWT wurde am IGTE im Technikumsmaßstab bis zu einer Nutzwärmeleistung von 10 kW ausgelegt, aufgebaut und in Betrieb genommen. Im Rahmen des Projekts wurde demonstriert, dass sich die Wärmetransformation mit dem Arbeitsstoffpaar $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ eignet, um Wärme bei Temperaturen von mindestens 115 °C bereitzustellen. Damit können $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -AWT effizient Prozesswärme für die Dampferzeugung liefern. Ein in der Literatur häufig aufgeführter Nachteil des Arbeitsstoffpaares $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ist die hohe Drucklage (Kurem E. und Horuz I. 2001; Stephan 1988; Zhuo und Machielsen 1996). Während z. B. in der simulativen Arbeit von (Kurem E. und Horuz I. 2001) der Hochdruck des AWT für Verdampfungstemperaturen von 85 °C, Absorberrtemperaturen von 110 °C und Kondensatortemperaturen von 30 °C (jeweils interne Prozesstemperaturen) auf ca. 45 bar berechnet wird, wurden in dieser Arbeit für einen vergleichbaren Betriebspunkt Drücke von unter 34 bar gemessen. Dies ist vielversprechend für die praktische Anwendung von $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -AWT. Die im Rahmen des Projekts aufgezeichneten Messdaten können dazu dienen, numerische Modelle zu kalibrieren, um zukünftig $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -AWT realitätsgetreuer zu modellieren. Darüber tragen die Erkenntnisse zur Regelung und Betriebsstabilität des AWT, bzw. Maßnahmen zur Vermeidung von Kavitation, tragen zur Weiterentwicklung der Technologie bei.

Die KWPL am IfT wurden durch Voruntersuchungen an die Projektziele angepasst. Die Erweiterung und Anpassung der sekundären Kreisläufe ermöglicht es stationäre und instationäre Messungen bei Temperaturen oberhalb von 100 °C durchführen zu können. Durch Messungen konnte das Simulationsmodell physikalisch validiert werden. Die umfangreiche Simulationsstudie zu Beginn des Projektes zeigt damit Perspektiven der Technologie auf, die im Rahmen des Projektes nicht experimentell untersucht werden können.

Im Rahmen des Projektes wurde am FFI das Simulationsmodell mit der plattformunabhängigen Programmiersprache „Python“ überarbeitet. Unter Verwendung von der Bibliothek „Dash/Plotly“ können die Parameter einfach angepasst und die Ergebnisse interaktiv dargestellt werden. Die Sourcecodes sind frei verfügbar. Mit den Teilmodellen können die Betriebsbedingungen für die Auslegung der einzelnen Hauptkomponente (WE, WSP, VN, HS, WV) des Wärmenetzes ermittelt werden. Im Gesamtmodell wurde in diesem Projekt der Einsatz verschiedener Energiewandler im Wärmenetz durch umfangreiche Simulationsrechnungen untersucht. Neben den technischen Berechnungen können die Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen (WGK-Berechnung) sowie die ökologischen Betrachtungen (CO₂-Einsparung) zu verschiedenen Versorgungskonzepten des Wärmenetzes 4.0 schnell und einfach direkt von den KMUs durchgeführt werden.

Insgesamt wird die technische Machbarkeit der Energiewandler als gut angesehen und es kann von einer kurzfristigen Umsetzbarkeit ausgegangen werden. Die beiden Technologien, AWT und KWPL, wurden durch Simulationen des FFI hinsichtlich ihrer Eignung für verschiedene Anwendungsfälle analysiert und verglichen. So erhalten potenzielle Anwender eine Orientierung, um – abhängig von Faktoren wie Volllaststunden, Anschlussgröße sowie Strom- und Wärmepreis – die optimale Lösung zu identifizieren. Der Einsatz eines AWT ist sowohl aus ökonomischer als auch aus ökologischer Sicht nur dann vielversprechend, wenn große Mengen kostengünstiger Abwärme verfügbar sind. Dies stellt seine Anwendung zur Vorlauftemperaturerhöhung in Fernwärmenetzen infrage, macht die Technologie jedoch für die Wärmerückgewinnung in industriellen Betrieben besonders interessant.

4 Wissenstransfer in die Wirtschaft

Die wirtschaftlichen Erfolgsaussichten wurden im Rahmen von PA-Sitzungen mit Fernwärmenetzbetreibern und -planern sowie dem Anlagenbau überprüft und für die KWPL als gegeben bewertet. Die KWPL hat das Potenzial ein drängendes Problem der Fernwärmenetzbetreiber bei der Umstellung auf den modernsten und effizientesten Wärmenetzstandard zu lösen. Damit verbunden sind mögliche Kostenersparnisse im gesamten Fernwärmenetz und die Vermeidung möglicher zukünftiger regulatorischer Einschränkungen auch in Hinblick auf spezifischen CO₂-Emissionen. Für KMU entlang der gesamten Wertschöpfungskette besteht durch die Forschungsergebnisse ein konkreter Nutzen. Für Fernwärmenetzbetreiber besteht die Möglichkeit, durch die erleichterte Umstellung auf Wärmenetze 4.0, Kosten zu sparen und trotzdem Kunden mit dem Bedarf eines hohen Temperaturniveaus nicht zu verlieren und Liefervereinbarungen zu erfüllen. Auch der Anlagenbau sowie lokale Installationsbetriebe profitieren durch die Modernisierung von Fernwärmenetzen. Schließlich profitieren auch durch das Fernwärmenetz versorgte Kunden, unter anderem KMU, von einer effizienten, kostengünstigen und zukunftssicheren Wärmeversorgung.

5 Durchgeführte Transfermaßnahmen

Zum Ergebnistransfer wurde der bislang erreichte Erkenntnisstand des Forschungsvorhabens in der einschlägigen Fachpresse, (inter-) nationalen Tagungen und im Internet publiziert. In Tabelle 6-1 sind die durchgeführten Maßnahmen während der bisherigen Projektlaufzeit aufgeführt.

Tabelle 5-1: Durchgeführte Transfermaßnahmen

Maßnahme	Inhalt/Ziel	Ort	Datum
1.PA-Sitzungen	- Vorstellung Ergebnisse, - Wissenstransfer - Erfahrungsaustausch	Online-Meeting	29.06.2022
Kurzbeitrag in „HLK-Brief 2022“	- Öffentlichkeitsarbeit - Projektvorstellung	HLK-Brief des VdF HLK, Stuttgart	Dezember. 2022
Veröffentlichung (Forschungs-Artikel)	- Wissenstransfer - Thema: Simulation von Kompressionswärmepumpen-Kreisprozessen mit NH₃/H₂O Gemischen zur Abschätzung der Arbeitsbereiche (org. Simulation of Compression Heat Pump Cycles Using NH₃/H₂O Mixtures to Estimate Their Working Domains)	Chemie Ingenieur Technik, Vol.95, Issue 3, S.405-415, https://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/cite.202200111	22.11.2022
Veröffentlichung (Fachtagung - Vortrag)	- Öffentlichkeitsarbeit - Wissenstransfer - Thema: Innovativer Einsatz der Wärmepumpe im Wärmenetz 4.0	Oldenburg / 35. Oldenburger Rohrleitungs-forum	31.03.2023
Kurzvortrag	- Öffentlichkeitsarbeit - Vorstellung Projekt	IGTE-Forum Stuttgart	31.03.2023
2.PA-Sitzungen	- Vorstellung Ergebnisse, - Wissenstransfer, - Erfahrungsaustausch	Hannover / Präsenz+Online-Meeting	22.06.2023
Veröffentlichung (Postervortrag)	- Öffentlichkeitsarbeit - Wissenstransfer - Thema: Energiewandler für Hochtemperatur-verbraucher im Wärmenetz 4.0	Dresden / 55.Kraftwerkstechnisches kolloquium 2023	10/11.10.2023
Veröffentlichung (Vortrag)	- Öffentlichkeitsarbeit - Wissenstransfer	Hannover / FFI-Jahrestagung	12.10.2023
Kurzvortrag	- Öffentlichkeitsarbeit - Vorstellung Projekt	Mitgliederversammlung de VdF HLK	23.10.2023
Veröffentlichung (Vortrag)	- Öffentlichkeitsarbeit - Wissenstransfer - Thema: „Ein Nahblick in die Fernwärme“	Hannover / Knowember der Wissenschaft der Stadt Hannover	15.11.2023
Veröffentlichung (Konferenzbeitrag –Vortrag)	- Öffentlichkeitsarbeit - Wissenstransfer - Thema: FuE für die Fernwärme	Oldenburg / 36. Oldenburger Rohrleitungs-forum	09.02.2024
3. PA-Sitzung	- Öffentlichkeitsarbeit - Wissenstransfer - Vorstellung Ergebnisse	IGTE, Uni Stuttgart	14.03.2024
Veröffentlichung (Vortrag)	- Öffentlichkeitsarbeit - Wissenstransfer	Hannover / FFI-Jahrestagung	17.10.2024
Kurzvortrag	- Öffentlichkeitsarbeit - Vorstellung Projekt	Mitgliederversammlung de VdF HLK	11.11.2024

Maßnahme	Inhalt/Ziel	Ort	Datum
4. PA-Sitzung	• Öffentlichkeitsarbeit • Wissenstransfer • Vorstellung Ergebnisse	FFI, Hannover	19.11.2024
Veröffentlichung (Konferenzbeitrag - Vortrag + wiss. Artikel)	• Öffentlichkeitsarbeit • Wissenstransfer • Thema: NH₃/H₂O- Absorptionswärmetransformator – Erhöhung der Betriebsstabilität	DKV-Tagung Dresden	22.11.2024
Veröffentlichung in „HLK Brief 2024“	• Öffentlichkeitsarbeit • Wissenstransfer	HLK-Brief, Stuttgart	Dezember 2024

6 Geplante spezifische Transfermaßnahmen nach der Projektlaufzeit

Die nach dem Projektabschluss geplanten Transfermaßnahmen sind in Tabelle 7-1 aufgeführt.

Tabelle 6-1: Geplante Transfermaßnahmen nach Ende des Bewilligungszeitraums

Maßnahme	Inhalt/Ziel	Ort	Datum
Veröffentlichung (Fachzeitschrift)	- Öffentlichkeitsarbeit - Wissenstransfer	EuroHeat &Power	Nach Projektabschluss
Integration in Lehrveranstaltung	Ausbildung	IGTE Universität Stuttgart	Nach Projektabschluss
FFI Expert Training	Wissenstransfer, Integration Ergebnisse in Ausbildungsangebot	FFI, Hannover	Nach Projektabschluss
Integration in Lehrveranstaltung	Ausbildung	IfT, Uni Hannover	Nach Projektabschluss
Veröffentlichung (Konferenzbeitrag -Vortrag)	- Öffentlichkeitsarbeit - Wissenstransfer - Thema: NH₃/H₂O-AWT	DKV-Tagung Magdeburg	November 2025
Veröffentlichung (Konferenzbeitrag -Vortrag + wiss. Artikel)	- Öffentlichkeitsarbeit - Wissenstransfer - Thema: NH₃/H₂O-AWT	15 th IEA Heat PumpConference Wien	Mai 2026
Veröffentlichung (Konferenzbeitrag -Vortrag + wiss. Artikel)	- Öffentlichkeitsarbeit - Wissenstransfer - Thema: NH₃/H₂O-KWPL	15 th IEA Heat PumpConference Wien	Mai 2026

Ausblick

Im Rahmen dieses Forschungsprojekts wurde die Entwicklung und Prüfung von zwei Energiewandlern zur Versorgung der Hochtemperaturverbraucher im Niedertemperaturwärmenetz erfolgreich abgeschlossen. Zu diesem Zweck wurden ausgewählte Betriebspunkte getestet, um die Funktionalität und Effizienz der Energiewandler zu evaluieren.

Das am FFI entwickelte Simulationstool kann auch für andere Anwendungsfälle erweitert werden. Bislang wurden Wärmeerzeuger wie KWK, Solarwärme, Biomasse, Heizwerk und Abwärme modelliert. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit, weitere erneuerbare Energiequellen, wie beispielsweise Geothermie oder Großwärmepumpe, als Teilmodell zu integrieren. Auch andere Wärmespeicherarten (z.B. Erdbecken-Wärmespeicher, Erdsonden-Wärmespeicher oder Aquifer-Wärmespeicher) sowie das Doppelrohrsystem, welche in zukünftigen modernen Wärmenetzsysteme mehr zum Einsatz kommen werden, können in das Simulationstool ergänzt werden. Aufgrund der modularen Struktur des Modells können die weiteren tech-

nischen Konzepte zur Steigerung der Energieeffizienz des Wärmenetzes im Simulationstool zügig implementiert und evaluiert werden.

Die Ergebnisse des Projekts zeigen, dass die KWPL grundsätzlich die besser geeignete Technologie für die dezentrale Vorlauftemperaturanhebung in Fernwärmenetzen ist. Kann der AWT jedoch direkt mit kostengünstiger Abwärme betrieben werden, handelt es sich weiterhin um eine attraktive Technologie für die Dekarbonisierung der Prozesswärme.

Die zunehmende Elektrifizierung, unter anderem durch Einsatz von Wärmepumpen, führt zu erhöhten Leistungsspitzen und Lasten, was bereits heute zu Engpässen in den elektrischen Verteil- und Übertragungsnetzen verursachen kann (Deutsche Akademie der Naturforscher Leopoldina et al.). Da der Ausbau der Stromnetze in Deutschland hinter den geplanten Ausbauzielen zurückbleibt, wird sich diese Problematik weiter verschärfen. (Bürger 2018; Linnemann 2025). Im Gegensatz zur KWPL beträgt der Strombedarf von AWT nur wenige Prozent der thermischen Antriebsenergie. Insbesondere in einem Energiesystem, das zunehmend mit Netzengpässen und steigendem Strombedarf konfrontiert ist, könnte ein AWT (sofern er mit Abwärme angetrieben wird) einer KWPL oder KWP vorzuziehen sein.

Der am IGTE aufgebaute AWT soll im Hinblick auf die Regelung weiterentwickelt werden. Hierfür soll das kontinuierlich regelbare Expansionsventil in die Regelstrategie eingebunden werden. Die optimierte Regelung soll wahlweise eine Maximierung der Effizienz oder der Nutzwärmeleistung ermöglichen und wird voraussichtlich den Betriebsbereich des AWT erweitern. Mit der optimierten Regelung soll ein ausführlicheres Betriebskennfeld aufgezeichnet werden. Darüber hinaus sollen die Potenziale der Wärme- und Stoffübertragung in einem $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ -AWT umfassend untersucht und die Betriebsgrenzen experimentell bestimmt werden.

Die KWPL am IfT soll durch Messungen eine detailliertere Beschreibung der realen Technikumsanlage ermöglichen. Zudem sollten durch Langzeituntersuchungen eine Bewertung der Arbeitspakete 9.1 und 9.2 hinsichtlich der Anpassungen an Verdichter und Resorber erfolgen, um das Systemverhalten sowie die derzeitigen technischen Limitierungen weiter zu identifizieren und zu quantifizieren. Dadurch können dann weitere Optimierungsmaßnahmen simuliert und realisiert werden. Es gilt weiterhin weitere, für die Technologie sinnvolle Anwendungsfelder zu identifizieren und durch experimentelle Untersuchungen zu bewerten, so beispielsweise in der Anwendung als Energiewandler zur Speisung von Wärmenetzen.

7 Literaturverzeichnis

- AGEB (2021): Anwendungsbilanzen zur Energiebilanz Deutschland. Endenergieverbrauch nach Energieträgern und Anwendungszwecken. Hg. v. AGEB. AG Energiebilanzen e. V. Online verfügbar unter www.ag-energiebilanzen.de.
- AGO AG ENERGIE + ANLAGEN (2018). Ago calforma [online]. Wärmetransformator, 2018.
- ALTENKIRCH, E. (1920): Reversible Wärmeerzeugung. Zeitschrift für technische Physik, 1920, (1 und 5), 77 - 85 und 93 -101.
- ALTENKIRCH, E.(1950): Hg. Die Kompressionskältemaschine mit Lösungskreislauf, 1950. 2.
- Arpagaus, C. (2017): Hochtemperatur Wärmepumpen. Literaturstudie zum Stand der Technik, der Forschung, des Anwendungspotenzials und der Kältemittel. NTB Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs, Institut für Energiesysteme. Buchs.
- Arpagaus, C.; Bless, F.; Uhlman, M.; Schiffmann, J.; Bertsch, S. S. (2018): High Temperature Heat Pumps: Market Overview, State of the Art, Research Status, Refrigerants, and Application Potentials. In: Energy (Oxford, U.K.) (152), S. 985–1010.
- BAFA (Hg.) (2021): CO2-Faktoren. Bundesförderung für Energie- und Ressourceneffizienz in der Wirtschaft - Zuschuss. Informationsblatt von Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle (1.1): Berlin.
- BAFA (Hg.) (2023): Bundesförderung für effiziente Wärmenetze. technische Anforderungen der Module 1 bis 4. Bundesförderung effiziente Wärmenetze. Informationsblatt von Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle, Berlin.
- BEHRINGER, D., F. HEYDEL, B. GSCHREY, S. OSTERHELD, W. SCHWARZ, K. WARNCKE, F. FREELING, K. NÖDLER, S. HENNE, S. REIMANN, M. BLEPP, W. JÖRß, R. LIU, S. LUDIG, I. RÜDENAUER und S. GARTISER. (2020): Persistente Abbauprodukte halogenerter Kälte- und Treibmittel in der Umwelt: Art, Umweltkonzentrationen und Verbleib unter besonderer Berücksichtigung neuer halogenerter Ersatzstoffe mit kleinem Treibhauspotenzial. Abschlussbericht, FKZ 3717413050, 2020.
- BMWi (2017): Förderbekanntmachung zu den Modellvorhaben Wärmenetzsysteme 4.0 (Wärmenetze 4.0"). ARBORTEXT ADVANCED PRINT PUBLISHER 9.1.580/W UNICODE In: Bundesanzeiger, 27. Juni 2017.
- BOCK, W. und PUHL, C. (2010): Kältemaschinenöle. 1, Neuerscheinung. Berlin: VDE Verlag GmbH
- Clausen, J. (2012): Kosten und Marktpotenziale ländlicher Wärmenetze. Hg. v. Borderstep Institut für Innovation und Nachhaltigkeit gGmbH. Hannover.
- Dash/Plotly (2024): Online verfügbar unter <https://dash.plotly.com/>.
- DIN EN 378-1 (2018): Kälteanlagen und Wärmepumpen- Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen - Teil1: Grundlegende Anforderungen, Begriffe, Klassifikationen und Auswahlkriterien, Deutsches Institut für Normung (DIN). Berlin: Beuth Verlag [Zugriff am: 30. Januar 2018].
- Djørup, S.; Bertelsen, N.; Mathiesen, B. V. (2020): Zusammenfassung der Hotmaps-Handbücher für strategische Wärmeplanung. Wärme- und Kälte-Open-Source-Tool zur Entwicklung und Planung von Energiesystemen. Online verfügbar unter www.hotmaps-project.eu.

Dötsch, C.; Taschenberger, J.; Schönberg, I. (1998): Leitfaden Nahwärme. Hg. v. Fraunhofer UMSICHT. Fraunhofer UMSICHT. Stuttgart (ISBN: 3-8167-5186-5). Online verfügbar unter <https://www.umsicht.fraunhofer.de/content/dam/umsicht/de/dokumente/kompetenz/energie/leitfaden-nahwaerme.pdf>.

Europäischen Union (2023): Directive (EU) 2023/1791 of the European Parliament and of the Council of 13 September 2023 on energy efficiency and amending Regulation (EU) 2023/955 (recast) (Text with EEA relevance). EED 2023. Online verfügbar unter <https://eur-lex.europa.eu/eli/dir/2023/1791/oj>.

GARONE, S., T. TOPPI, M. GUERRA und M. MOTTA (2017): A water-ammonia heat transformer to upgrade low-temperature waste heat [online]. Applied Thermal Engineering, 2017, 127, 748-757. Verfügbar unter: doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.08.082

GROLL, E.A.(1994): Experimentelle und theoretische Untersuchungen von Kompressionskältemaschinen mit Lösungskreislauf, 1994. DKV-Forschungsbericht.

Haak, Luisa; Vollmer, Adrian; Brunder, Johannes; Stergiaropoulos, Konstantinos (2024): NH₃/H₂O-Absorptionswärmepumpe. Erhöhung der Betriebsstabilität. In: Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins. Dresden, 21.-22.11.2024.

HARTMANN, K.-H.(2017): Hochtemperatur-Kompressionswärmepumpe mit Lösungskreislauf für industrielle Anwendungen mit dem natürlichen Stoffpaar Ammoniak/Wasser. Abschlussbericht, FKZ 03ET1168A, 2017.

Herold, Keith E. (2016): Absorption Chillers and Heat Pumps. Unter Mitarbeit von Reinhard Radermacher und Sanford A. Klein. 2nd ed. Boca Raton: Taylor & Francis Group. Online verfügbar unter <https://ebookcentral.proquest.com/lib/kxp/detail.action?docID=4497372>.

Ibrahim, O. M.; Klein, S. A. (1993): Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures. In: ASHRAE Transactions: Symposia 99, S. 1495–1502.

Kleinertz, B.; Veitengruber, F.; Roon, S. V.; Pellingner, C.; Hochmuth, S.; Peckmann, H. et al. (2019): Machbarkeitsstudie eines Wärmenetzes 4.0. - Transformation des Bestandsnetzes des Liegenschaftsgeländes der Bundespolizeiinspektion Rosenheim und Erweiterung um die Hochschule Rosenheim. Hg. v. Forschungsgesellschaft für Energiewirtschaft mbH.

Kurem E.; Horuz I. (2001): A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in absorption heat transformers. In: International Communications in Heat and Mass Transfer 28 (3), S. 427–438.

LfU Bayern (2021): co2-emissionen_berechnung_lfu_02_2022.xlsx. Online verfügbar unter https://www.umweltpakt.bayern.de/download/xls/co2-emissionen_berechnung_lfu_02_2022.xlsx.

Liang, Z. Q. (2024): Simulation und Bewertung von Niedertemperatur-Fernwärmenetzen unter Berücksichtigung zweier Energiewandlern für Hochtemperaturanwendungen. Masterarbeit. Leibniz Universität Hannover, Hannover. IFT.

LOTH, M. und KABELAC, S. (2021): Zukünftige Hochtemperatur-Wärmepumpen: Anwendungsbereich der Hybrid-Wärmepumpe. BWK Energie, 2021, (3 - 4), 57-61.

MALEWSKI, F. (1988): Integrated absorption and compression heat pump cycle using mixed working fluid ammonia and water. 2nd Int. Works. on res. act. on adv. heat pumps, Graz, 1988, 35-44.

- MANDERFELD, M., A. JENTSCH, A. POHLING, C. DÖTSCH, S. RICHTER und K. BOHN (2008): Forschungsvorhaben Fernwärme in der Fläche RDH (Rural District Heating). Förderkennzeichen 0327400A - Abschlussbericht, 2008.
- MARKMANN, B., TOKAN, T., LOTH, M., STEGMANN, J., HARTMANN, K.-H., KRUSE, H. und KABELAC, S. (2019): Experimental results of an absorption-compression heat pump using the working fluid ammonia/water for heat recovery in industrial processes. *International Journal of Refrigeration*, 2019, (99), 59-68.
- MINEA, V. und CHIRIAC, F. (2006): Hybrid Absorption Heat Pump with Ammonia/Water Mixture - Some Design Guidelines and District Heating Application. *International Journal of Refrigeration*, 2006, 29, 1080-1091.
- MIRL, N., F. SCHMID, B. BIERLING und K. SPINDLER (2019): Design and analysis of an ammonia-water absorption heat pump [online]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, (165), 114531. Verfügbar unter: doi:10.1016/j.applthermaleng.2019.114531
- MIRL, N., F. SCHMID und K. SPINDLER (2018): Experimentelle Untersuchung zur Einbindung einer Ammoniak-Wasser Absorptionswärmepumpe in Fernwärmenetze. In: Jahrestagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins, 2018, AA II.1.11.
- MIRL, N., F. SCHMID und K. SPINDLER (2018 b): Reduction of the return temperature in district heating systems with an ammonia-water absorption heat pump [online]. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2018, (12), 817-822. ISSN 2214157X. Verfügbar unter: doi:10.1016/j.csite.2018.10.010
- MIRL, N., F. SCHMID und K. SPINDLER (2019): Experimentelle Untersuchungen zur Senkung der Rücklauf-temperatur im Fernwärmenetz. *EuroHeat&Power*, 2019, 48(5), 31-35.
- Mirl, Nico (2021): Analyse und Optimierung einer einstufigen Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpe. Dissertation. Universität Stuttgart, Stuttgart. Institut für Gebäudeenergetik, Thermotechnik und Energiespeicherung.
- Mirl, Nico; Doil, Maik; Spindler, Klaus; Stergiaropoulos, Konstantinos (2020): Comparison of ammonia/water equations of state under operating conditions of absorption systems. In: *Fluid Phase Equilib.* 526, S. 112748. DOI: 10.1016/j.fluid.2020.112748.
- OSENBRÜCK, A. (1895): Verfahren zur Kälteerzeugung bei Absorptionsmaschinen. Erfinder: A. OSENBRÜCK. 84084.
- PAAR, A. (2013): Transformationsstrategien Fernwärme, TRAFO - Ein Gemeinschaftsprojekt von ifeu-Institut, GEF Ingenieur AG und AGFW. Frankfurt am Main: AGFW-Projektges, 2013.
- PARHAM, K., M. KHAMOOSHI, D.B.K. TEMATIO, M. YARI und U. ATIKOL (2014): Absorption heat transformers – A comprehensive review [online]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014, 34, 430-452. ISSN 13640321. Verfügbar unter: doi:10.1016/j.rser.2014.03.036
- Pehnt, M. (2017): Wärmenetzsysteme 4.0. Kurzstudie zur Umsetzung der Maßnahme "Modellvorhaben erneuerbare Energien in hocheffizienten Niedertemperaturwärmenetzen". Endbericht. Unter Mitarbeit von Michael Nast, Christian Götz, Sebastian Blömer, Anton Barckhausen, David Schröder, Rolf Mijes et al. ifeu; adelphi; Ecofys; PwC; dena; AEE.
- Pognos (2018): Klimapfade für Deutschland, THE BOSTON CONSULTING GROUP und PROGNOSE, 2018.

Python. Online verfügbar unter <https://www.python.org/>.

QM Fernwärme (2017): Planungshandbuch Fernwärme. Hg. v. EnergieSchweiz (ISBN 3-90870505-30-4).

Rattner, Alexander S.; Garimella, Srinivas (2016): Fast, stable computation of thermodynamic properties of ammonia-water mixtures. In: International Journal of Refrigeration 62, S. 39–59. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2015.09.009.

RIVERA, W., M.J. CARDOSO, R.J. ROMERO (2001): Single-stage and advanced absorption heat transformers operating with lithium bromide mixtures used to increase solar pond's temperature. Solar Energy Materials and Solar Cells, 2001.

RIVERA, W., R. BEST, M.J. CARDOSO und R.J. ROMERO (2015): A review of absorption heat transformers [online]. Applied Thermal Engineering, 2015, 91, 654-670. Verfügbar unter: doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.08.021

Rohde, C. (2021): Erstellung von Anwendungsbilanzen für die Jahre 2018 bis 2020 für die Sektoren Industrie und GHD. Hg. v. Fraunhofer ISI. Fraunhofer ISI. Karlsruhe.

SCHEUERMANN, B. und MUČIĆ, V. (1983): Zwei-Stoff-Kompressions-Wärmepumpe mit Lösungskreislauf, 1983. BMFT-Forschungsbericht T 84 - 197.

Schneller, A.; Frank, L.; Töpfer, K. (2017): Wärmenetze 4.0 im Kontext der Waermewende. Analyse der Regelungs- und Förderlandschaft innovativer Wärmenetzsystem. Hg. v. adelphi. Berlin.

Stephan, Karl (1988): Der Wärmetransformator - Grundlagen und Anwendungen. In: Chemie Ingenieur Technik (5), S. 335–348.

Thamling, N.; Langreder, N.; Rau, D.; Wünsch, M.; Maaß, C.; Sandrock, M. et al. (2020): Perspektive der Fernwärme. Maßnahmenprogramm 2030. Aus- und Umbau städtischer Fernwärme als Beitrag einer. Prognos AG; Hamburg Institut. Online verfügbar unter <https://www.prognos.com/de/projekt/perspektiven-der-fernwaerme>.

Tillner-Roth, Reiner; Friend, Daniel G. (1998): Survey and Assessment of Available Measurements on Thermodynamic Properties of the Mixture Ammonia/Water. In: J. Phys. Chem. Ref. Data 27 (1), S. 45–61.

Verder Deutschland GmbH & Co. KG - Produktübersicht (2024): Prospekt-Verderbar-Kolbenmembranpumpen. In: Produktübersicht. Online verfügbar unter https://www.verderliquids.com/fileadmin/user_upload/Website_documents_2016/Verderbar/Documents/Documents_DE/Prospekt-Verderbar-Kolbenmembranpumpen.pdf, zuletzt geprüft am 23.01.2024.

VDI 2067 Blatt 1:2012 (2012): VDI-Richtlinien, VDI 2067 Blatt1: Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen - Grundlagen und Kostenberechnung. VDI-Verlag, Berlin

Wannerer International Ltd: Installation & Service. G03-991-DE00A.

WU, W., B. WANG, W. SHI und X. LI. (2014): An overview of ammonia-based absorption chillers and heat pumps [online]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014, 31, 681-707. ISSN: 13640321. Verfügbar unter: doi:10.1016/j.rser.2013.12.021

Yang, F., MIRL N. und FABIAN SCHMID, F. (2020): Potenziale von Absorptionswärmepumpen in zentralisierten Wärmeversorgungsnetzen. Schlussbericht, IGF-Vorhaben Nr. 19696 N. Forschungsbericht, 2020.

Yang, F., Haak, L. und Brunder, J. (2022): Optimierung von Absorptionswärmepumpen zum Einsatz im Wärmenetz 4.0. Schlussbericht, IGF-Vorhaben Nr. 21315 N, Forschungsbericht, 2022

ZETZSCHE, M.(2012): Experimentelle Untersuchungen und regelungstechnische Optimierung einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine in Kombination mit einem solar angetriebenen Kühlsystem mit Eisspeicher. Dissertation, Stuttgart, 2012.

Zhuo, C. Z.; Machielsen, C.H.M. (1996): Performance of high-temperature absorption heat transformers using Alktrate as the working pair. In: Applied Thermal Engineering 16 (3), S. 255–262. DOI: 10.1016/1359-4311(95)00069-0.