Integration von Hochtemperatur-Wärmepumpen in erneuerbare Energiesysteme

Jaromir Jeßberger*, Florian Heberle, Dieter Brüggemann

Lehrstuhl für Technische Thermodynamik und Transportprozesse
Zentrum für Energietechnik
Universität Bayreuth
jaromir.jessberger@uni-bayreuth.de

* Korrespondenzautor

Kurzfassung

Die Energiewende wurde lange Zeit als reine Stromwende betrachtet. Doch durch den hohen Anteil des Wärmemarktes am deutschen Endenergieverbrauch ist es zwingend notwendig, auch in diesem Sektor eine Dekarbonisierung zu forcieren. Hochtemperatur-Wärmepumpen (HTWP) könnten in Zukunft einen großen Teil dazu beitragen. Allerdings war die Nutzung lange nicht wirtschaftlich und die Forschung zum Teillastverhalten von HTWP steht noch am Anfang.
Mit dieser Motivation wurde in dieser Arbeit das Teillastverhalten einer HTWP auf Basis eines Simulationsmodells als auch anhand eines Versuchstandes mit einer thermischen Leistung von 35 kW untersucht. Die Erkenntnisse dienen thermo-ökonomischen Analysen für die Integration von HTWP in geothermische Energiesysteme. Dabei wurde zum einen die Vorlauftemperaturanhebung eines Fernwärmenetz bei mitteltiefer Geothermie und zum anderen die Spitzenlastdeckung mittels HTWP bei tiefer Geothermie betrachtet.
Die ersten Messungen zeigen einen *COP* von 3,99 im Auslegungspunkt bei einer thermischen Leistung von 30 kW und einem Temperaturhub von 37,4 °C. Das aktuelle Simulationsmodell basiert auf noch nicht angepassten Wärmeübertrager-Modellen und einer extrapolierten Verdichterkennlinie, gibt die Messungen aber qualitativ gut wieder. In weiterführenden Arbeiten werden die Modelle feinjustiert, um Abweichungen in gewünschten Größenordnungen zu erzielen. Die thermoökonomischen Analysen ergaben, dass die Integration von HTWP in die beiden genannten Systemen unter Berücksichtigung der derzeitigen Förderungen in Deutschland wirtschaftlich ist. Dabei wurden umfangreiche Sensitivitätsanalysen durchgeführt, die den Einfluss der verschiedenen Parameter auf die Wirtschaftlichkeit deutlichen machen.

Stichwörter:
Hochtemperatur-Wärmepumpe, Teillastverhalten, Simulation, Experiment, Thermo-ökonomische Analyse

Einleitung

Die globale Erwärmung zu stoppen, ist eine der größten Aufgaben der heutigen Zeit. Doch noch immer spielen erneuerbare Energiequellen im Wärmesektor mit etwa 21 % in 2018, eine untergeordnete Rolle, wobei dieser Sektor über 50 % des Endenergieverbrauchs in Europa ausmacht [1]. Um thermische Energie nachhaltig und ressourcenschonend bereitzustellen, ist die Integration von Hochtemperaur-Wärmepumpen (HTWP) in erneuerbare Energiesysteme ein vielversprechender Ansatz. Potenzielle Anwendungsgebiete sind geothermische Systeme oder Aufwertung von Abwärme industrieller Prozesse. Der Einsatz der HTWP bietet die Möglichkeit eine nachhaltige Spitzenlastdeckung zu gewährleisten, die thermische Leistung unterschiedlicher Systeme zu steigern oder Vorlauftemperaturen anzuheben.
Die Integration in genannte Systeme erfordert Flexibilität und gute Teillasteigenschaften, um beispielsweise Spitzenlasten oder schwankende Bedarfe auf Grund von Temperaturschwankungen oder Produktionsengpässe energieeffizient ausgleichen zu können. Ziel dieser Arbeit ist die experimentelle Untersuchung des Teillastverhalten einer HTWP im Labormaßstab. Die Ergebnisse dienen als Basis für unterschiedliche Anwendungsfälle in den genannten Bereichen, um allgemeingültige Empfehlungen für den Teillastbetrieb und die Integration in genannte

Systeme abzuleiten. Die Versuchsanlage ist eine HTWP mit einer thermischen Leistung von 35 kW und einer Vorlauftemperatur von bis zu 105 °C. Als Arbeitsmedium wird das HCFO-Kältemittel R1233zd(E), mit niedrigem Treibhauspotential (GWP) und Ozonabbaupotential (ODP), verwendet. Parallel zum Aufbau des Teststandes, wurde ein quasi-stationäres Simulationsmodell in ASPEN Plus® im On- und Off-Design aufgebaut, welches mit dem Versuchsstand validiert und als Basis für erste thermoökonomische Analysen verwendet wird.
Weiterhin werden experimentelle Messreihen sowohl auf System- als auch auf Komponentenebene analysiert. In den folgenden Kapiteln werden zunächst der Stand der Technik, der Teststand sowie das Simulationsmodell vorgestellt, um anschließend die Ergebnisse aus den experimentellen Untersuchungen sowie den thermo-ökonomischen Analysen zu diskutieren.

1 Stand der Technik

Der Begriff Hochtemperatur-Wärmepumpe (HTWP) ist in der Literatur nicht eindeutig definiert. Beispielsweise setzen Arpagaus et al. [2] die Grenze bei 90 °C, die International Energy Agency [3] definiert klassische industrielle Wärmepumpen mit einer Temperatur der Wärmequelle bis 40 °C und einer Temperatur der Wärmesenke bis 80 °C, während HTWP über diesen Werten einzuordnen sind. Dabei wird unterschieden zwischen HTWP, die eine Temperatur der Wärmequelle bis 60 °C und eine Temperatur der Wärmesenke bis 100 °C aufweisen, und Höchsttemperaturwärmepumpen, dessen Temperaturwerte wiederum oberhalb dieser Grenzen liegen. In dieser Arbeit wird sich an die Klassifizierung gemäß der International Energy Agency gehalten und eine Temperatur der Wärmequelle über 40 °C sowie der Wärmesenke über 80 °C definiert. Zu beachten ist die Begrenzung der Temperatur der Wärmesenke nach oben, was technologisch beispielsweise durch den maximal erreichbaren Temperaturhub bedingt ist. Auf eine Unterscheidung zwischen Hoch- und Höchsttemperaturwärmepumpen wird indes verzichtet.
Arpagaus [4] identifizierte 26 bereits kommerziell erhältliche HTWP mit maximalen Vorlauftemperaturen über 90 °C. Die „Steam Grow Heat Pump SGH 165“ der Firma Kobe Steel erreicht nach dieser Marktübersicht die höchste Vorlauftemperatur von 165 °C bei einer Heizleistung von 70 kW bis 660 kW und basiert auf dem Prinzip der mechanischen Brüdenverdichtung. Eingesetzt wird ein Doppelschraubenkompressor und eine Mischung der Kältemittel R134a und R245fa. Gefolgt wurde diese HTWP vom „Heat Booster“ der Firma Viking Heat Engines AS, welcher eine Vorlauftemperatur bis 150 °C ermöglicht. In der HTWP wurde ein internen Wärmeübertrager verbaut und die Kältemittel R245fa oder R1336mzz(Z) verwendet. Die größte Heizleistung von 20 MW gelang der Wärmepumpe „Unitop 50“ der Firma Friotherm mit einem zweistufigen Turboverdichter und dem Kältemittel R134a bei einer jedoch vergleichsweise niedrigeren maximalen Vorlauftemperatur von 90 °C. Das Konzept einer hybriden Absorptions-Kompressionswärmepumpe wurde durch die „Hybrid Heat Pump“ der Firma Hybrid Energy verwirklicht. Durch Verwendung eines Hubkolbenkompressors und der Wasser-Ammoniak-Substanzkombination konnten Vorlauftemperaturen bis 120 °C und eine Heizleistung bis 2500 kW erreicht werden. Insgesamt betrachtet erreichen bereits marktreife Technologien Heizleistungen zwischen 20 kW und 20 MW. Diese Arbeit fokussiert elektrisch betriebene Kompressionswärmepumpen, welche den größten Marktanteil ausmachen und durch die geringe Komplexität der Systeme derzeit am ehesten im Vergleich zu konventionellen Systemen wirtschaftlich betreibbar sind.

2 Die Versuchsanlage

Die Versuchsanlage ist eine HTWP mit einer thermischen Leistung von 30 kW im Designpunkt (DP) und einer maximalen Vorlauftemperatur von 105 °C. Die Anlage von dem Hersteller FM Automation wurde im Jahre 2021 erstmalig vermessen, um die Eignung für die geplanten Untersuchungen zu prüfen. Auf Basis dieser Messungen wurden die notwendigen Modifikationen durchgeführt:

- Invasive Temperatur- und Druckmessung vor und nach jeder Anlagen-Komponente
- Softwaregesteuertes Expansionsventil
- Softwaregesteuerte Massenstromregelung der Wasserkreisläufe
- Stufenlose Leistungsregelung mittels Frequenzumrichter
- Ölmanagementsystem
- Zylinderkopfkühlung
- Nutzung eines höher viskosen Öls
- Optimierung der Isolation
- 4 Entnahmestellen zur Stoffdatenanalyse

Mit diesen Optimierungen lassen sich nun sehr genaue Untersuchungen des Teillastverhaltens des Systems und der einzelnen Komponenten durchführen. Zusätzlich ermöglicht die Zylinderkopfkühlung den Betrieb bei Wärmesenken-Temperaturen ($T_{WS,\,aus}$) größer 105 °C.

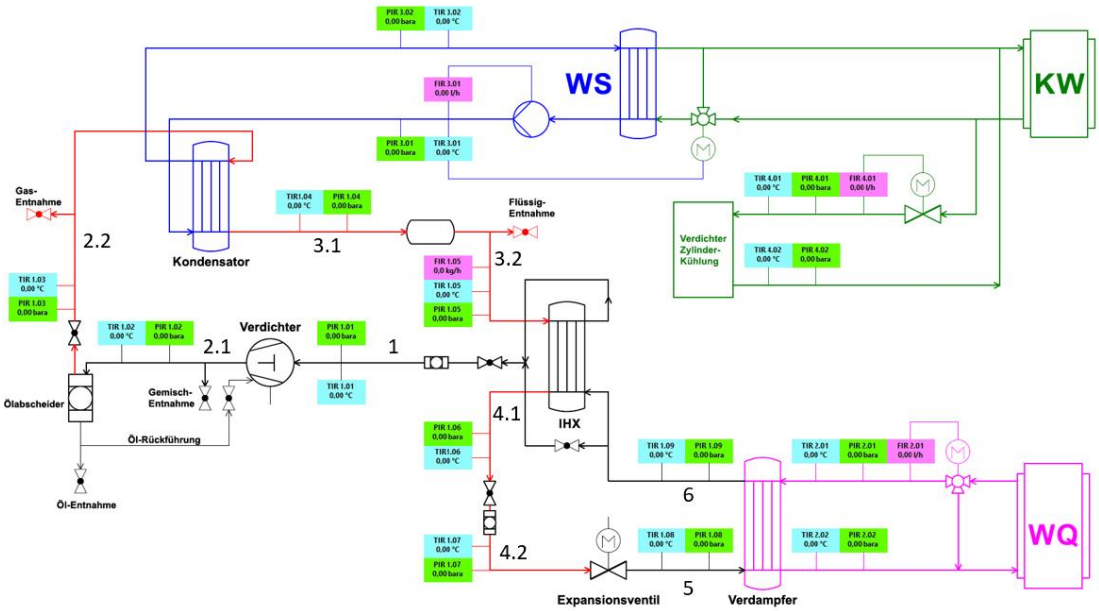

Abbildung 1: RI-Schema Hochtemperatur-Wärmepumpe

Als Arbeitsmittel wird das HCFO-Kältemittel R1233zd(E) verwendet. Das Kältemittel hat ein Treibhauspotential (GWP) von 1 und ein Ozonabbaupotential (ODP) von 0,00034 [5]. Auf Grund des überhängenden Nassdampfgebietes im *p-h*-Diagramm, dargestellt in Abbildung 2, ist eine Überhitzung der Gasphase (nach dem Verdampfer) erforderlich, um Verdichterschäden auf Grund von Tröpfchenerosion zu vermeiden.

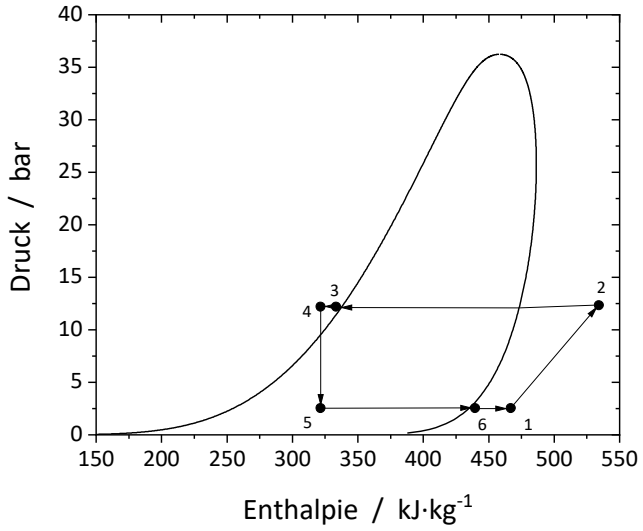

Abbildung 2: *p*,*H*-Diagramm R1233zd(E)

Daher wird ein interner Wärmeübertrager (IHX) als Rekuperator eingesetzt und überträgt Wärme von Strom 3.2 auf Strom, 6 (siehe Abbildung 1). Vom Ausgang des Rekuperators wird das überhitzte Kältemittel zum Verdichter geleitet, dort liegt ein Prozessdruck von 12,3 bar im Auslegungspunkt vor. Vom Auslass des Verdichters wird das Kältemittel in den Kondensator geleitet. Dort erfolgt ein Phasenwechsel bei einer Temperatur (T_c) von 107 °C. Schließlich wird das Fluid am Zustandspunkt 3 um 3 °C unterkühlt. Der Flüssigkeitsstrom tritt in den Rekuperator ein. Im Zustandspunkt 4.2 wird die flüssige Phase durch das Expansionsventil auf das niedrigere Druckniveau entspannt. Am Ausgang des Expansionsventils hat das Kältemittel einen Dampfanteil (x) von 0,37 und weist eine Temperatur von 45 °C und einen Druck von 2,5 bar auf. Das Expansionsventil ist softwaregesteuert und stellt eine Überhitzung von 5 K am Ausgang des Verdampfers sicher. Der Verdichter, 4JE-22Y, ist ein Hubkolbenverdichter der Firma Bitzer mit vier Zylindern auf zwei Bänken. Das verwendete Verdichter Öl ist ein Polyester-Öl (POE) von Bitzer mit der Bezeichnung BSE-85 K. Zur Leistungsregelung sind zwei verschiedene Systeme verbaut, zum einen das VARISTEP-System von Bitzer. Mit diesem System kann eine Zylinderbank abgeschaltet werden und der Verdichter kann mit 50 % der maximalen Leistung arbeiten. Um eine Verdichterleistung zwischen 50 % und 100 % zu nutzen, kann die Zylinderbank intermittierend geschaltet werden. Somit arbeitet der Kompressor für 5 s mit 100 % und dann für 5 s mit 50 %, was zu einer Verdichter Leistung von 75 % führt. Zum anderen ist ein Frequenzumrichter verbaut, welcher mit einer Frequenz zwischen 25 Hz und 70 Hz den Verdichter ansteuern kann. Wichtige Fluideigenschaften von Kältemitteln für die Auslegung und den Betrieb des Wärmepumpenprozesses sind die kritische Temperatur T_{crit} und der kritische Druck p_{crit}. Je höher T_{crit} ist, desto höher kann T_c und damit die Ausgangstemperatur der Wärmesenke sein, ohne dass der Betrieb im überkritischen Bereich stattfindet. Ein kleiner kritischer Druck ist von Vorteil, um hohe Temperaturen bei geringerer Leistungszufuhr zu erreichen. Während der kritische Druck von R1233zd(E) mit 35,73 bar im Durchschnitt der aktuell verwendeten synthetischen Kältemittel liegt, ist T_{crit} mit 165 °C eine der höchsten kritischen Temperaturen, von auf dem Markt verfügbaren Kältemitteln. Aus diesen Gründen und dem niedrigen GWP und ODP wurde das Kältemittel für die Untersuchungen ausgewählt.

Als Temperatursensoren werden PT100 Sensoren der Firma Omega eingesetzt. Diese haben einen Messbereich von -30 °C bis 350 °C und die Genauigkeitsklasse 1/3 DIN B. Damit lässt sich die maximale Abweichung nach Gleichung (1) bestimmen:

$$dT = \pm\frac{1}{3}\cdot(0{,}30°\mathrm{C} + 0{,}005\ \cdot T) \tag{1}$$

Weiter zu berücksichtigen ist die Unsicherheit der angeschlossenen Messkarte, die sich bei Raumtemperatur auf ± 0,15 °C beläuft. Die verwendeten Drucksensoren, vom Typ PAA23SY, sind ebenfalls von der Firma Omega. Hier werden im Niederdruck- sowie im Hochdruckbereich verschiedene Sensoren verwendet, um die Genauigkeit zu verbessern. Der Messbereich für den Niederdruck erstreckt sich bis 5 bar und im Hochdruck bis 20 bar. Die Messunsicherheiten belaufen je nach Temperatur auf ± 0,7 % oder ± 0,5 %, zuzüglich der Ungenauigkeit der Messkarte von ± 0,76 %.

3 Simulation

In der Softwareumgebung Aspen Plus® wurde ein Simulationsmodell von dem Teststand im DP entwickelt. Im Folgenden soll kurz auf die Regelstrategien und das implementierte Teillastverhalten der einzelnen Komponenten eingegangen werden.
Das On-Design Modell simuliert den Auslegungspunkt DP und dient als Basis für das Off-Design-Modell, welches das Teillastverhalten der Versuchsanlage beschreibt. Der Verdampfer ist für eine Überhitzung am Ausgang von 5 K ausgelegt, der Kondensator für eine Unterkühlung am Ausgang von 3 K. Das Expansionsventil hat damit einen festgesetzten Ausgangsdruck von etwa 2,5 bar. Im internen Wärmeübertrager ist eine Temperatursenkung des Kondensatstroms von etwa 8 K hinterlegt. Anschließend sind im Verdichter der Ausgangsdruck mit 12,34 bar, ein isentroper Wirkungsgrad η_{isen} von 0,8 und ein mechanischer Wirkungsgrad η_{mech} von 0,93 als Randbedingungen vorgegeben.
Im Off-Design Modell musss nun das Teillastverhalten der einzelnen Bauteile implementiert werden. Für die Wärmeübertrager wird dafür die Korrelation nach Toffolo et al. [6] (siehe Gleichung (2)) verwendet.

$$UA = UA_{\text{DP}} \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{\text{DP}}}\right)^{n} \tag{2}$$

Dabei ist *U* der Wärmedurchgangskoeffizient, $\dot{m}$ der Massenstrom des Arbeitsmediums, *A* die Wärmeübertragerfläche und *n* der Exponent der das Verhalten des Wärmeübertragers abhängig von seiner Position im Prozesskreislauf wiedergibt. Für den Verdampfer und Kondensator ist nach Toffolo et al. [6] $n = 0{,}15$, hier wird für den Kondensator der selbe Wert wie für den Verdampfer angenommen, da es sich jeweils um Wasser-Kältemittel Wärmeübertrager handelt. Für den IHX ist $n = 0{,}67$. Damit lässt sich der Verlauf des Wärmedurchgangskoeffizienten im Teillastbetrieb wie in Abbildung 3 zu sehen beschreiben.

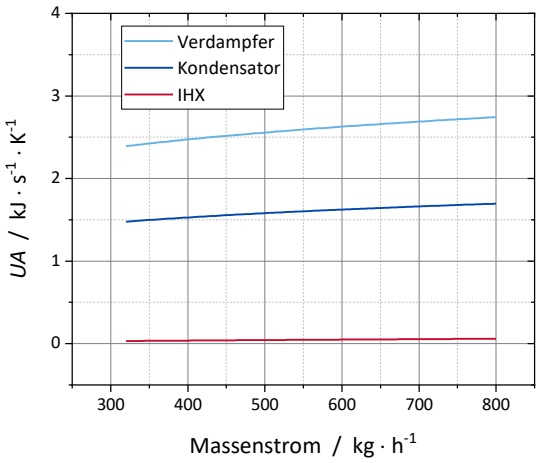

Abbildung 3: Wärmedurchgangskoeffizienten im Teillastbereich

Für das Teillastverhalten des Verdichters werden extrapolierte Kennlinien auf Basis von Referenz-Kältemitteln verwendet, da für das Kältemittel noch keine Messdaten vorliegen. In Abbildung 4 ist die Effizienz über den Massenstrom aufgetragen, sowie auch der aus dem Modell resultierende Verlauf des Coefficient of Performance (*COP*). Dabei ist ersichtlich, dass die Effizienz bei etwa 730 kg/h ein Maximum aufweist und danach wieder abfällt. Der *COP* hingegen, nimmt mit steigendem Massenstrom erheblich ab. Dieses Verhalten lässt sich zum einen durch den geringeren Temperaturhub bei niedrigeren Massenströmen erklären, zum anderen, dass die relative Fläche der Wärmeübertrager bei sinkendem Massenstrom zunimmt.

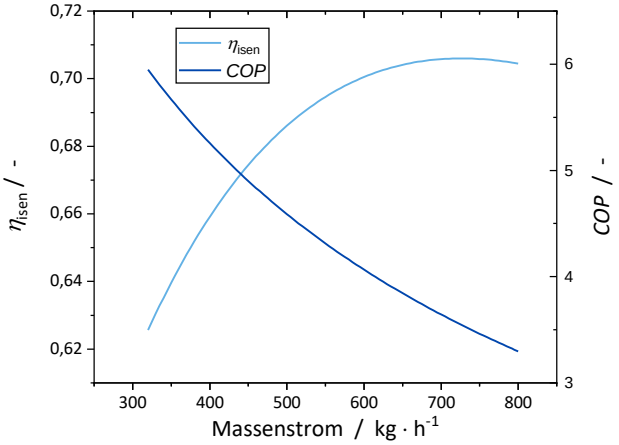

Abbildung 4: *COP* und isentroper Wirkungsgrad im Teillastbereich

Das Expansionsventil wird im Off-Design-Modell wie am Versuchsstand selbst geregelt und stellt eine Überhitzung von 5 K am Ausgang des Verdampfers sicher. Somit verändert sich der Öffnungsgrad von Betriebspunkt zu Betriebspunkt. Die vorgestellten Korrelationen und Kennlinien für das Teillastverhalten der einzelnen Komponenten sollen im nächsten Kapitel auf Ihre Gültigkeit für das verwendete Kältemittel untersucht und bewertet werden. Insbesondere die Teillastkorrelationen der Wärmeübertrager sollen auf Gültigkeit überprüft werden und eine Anpassung des Exponenten *n* an die vorliegenden Bedingungen vorgenommen werden.

4 Experimentelle Ergebnisse

Die Versuchsanlage wurde in 10 verschiedenen Teillastpunkten vermessen. Dabei wurden die Randbedingungen von Wärmequelle und Wärmesenke möglichst konstant gehalten. Die Eintrittstemperaturen lagen jeweils bei 60 °C, die Wärmequelle wurde, je nach Betriebspunkt, bis auf bis zu 49 °C heruntergekühlt, die Wärmesenke auf eine Maximaltemperatur von bis zu 104 °C aufgeheizt. Vermessen wurde die Anlage in 5 Hz-Schritten von 25 Hz bis 70 Hz, also den vom Verdichter Hersteller zugelassenen Bereich.
In Abbildung 5 ist der Verlauf des *COP*, sowie der des Temperaturhubs über die steigende Verdichterfrequenz dargestellt. Mit steigender Frequenz und damit einer Erhöhung des Massenstroms des Arbeitsmediums, nimmt der *COP* ab und der Temperaturhub nimmt zu.

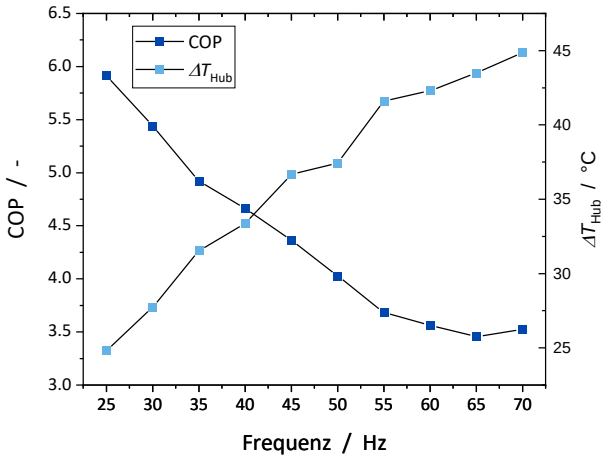

Abbildung 5: Messergebnisse *COP* und Temperaturhub über die ansteigende Verdichterfrequenz

Somit lässt sich bei 25 Hz ein maximaler *COP* von 5,92, bei einer Heizleistung von 18,8 kW und einem Temperaturhub von 24,8 °C, erreichen. Auf der anderen Seite beträgt der maximale Temperaturhub, bei einer Frequenz von 70 Hz, 44,9 °C. Die abgegebene Heizleistung beträgt in diesem Betriebspunkt damit 35,2 kW und der *COP* 3,52. In Abbildung 6 sind die thermischen Leistungen der Wärmequelle und Wärmesenke aufgetragen, sowie die vom System aufgenommene elektrische Leistung ($P_{el,Verdichter}$). Die transparenten Symbole stellen die mit dem Simulationsmodell ermittelten Werte dar.

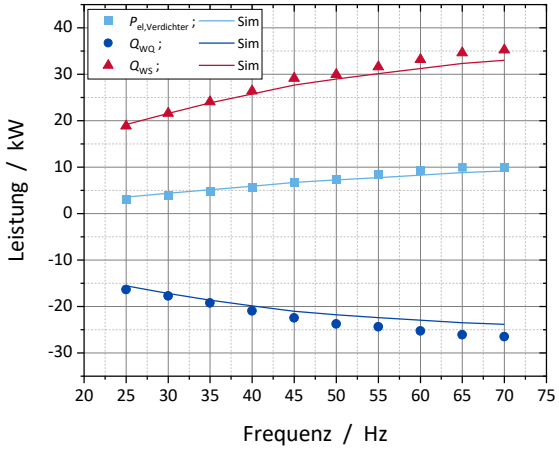

Abbildung 6: Thermische und elektrische Leistungen aus Messungen und Simulation

Die gemessenen Leistungen sind die von Wärmequelle (Q_{WQ}) und -senke (Q_{WS}) aufgenommenen, bzw. abgegebenen Leistungen. Damit werden hier also die Wasserkreisläufe betrachtet und die Wärmeverluste die an die Umgebung verloren gehen berücksichtigt. Diese sind im Simulationsmodell nicht berücksichtigt und trotzdem kann in den Messungen auf Seiten der Wärmesenke und -quelle eine höhere Leistung erzielt. Das lässt darauf schließen, dass die Korrelationen für die Wärmeübertrager noch angepasst werden müssen.

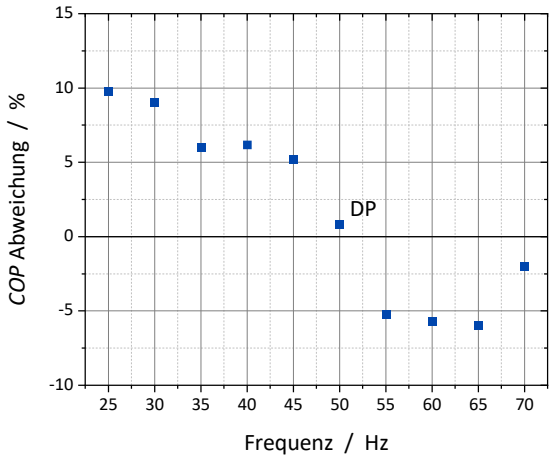

Abbildung 7: Abweichung des berechneten *COP*s zum gemessen

Dies verdeutlicht auch die Abweichung des berechneten *COP*s zu den Messwerten, in Abbildung 7 dargestellt. So steigen die Abweichungen im Teillastbereich noch verstärkt durch die Kombination von der aufgenommenen elektrischen Leistung, die im Teillastbereich zu hoch ist, und der thermischen Leistung der Wärmesenke, die im Teillastbereich zu niedrig ist. Somit ist die Anpassung der aktuellen Teillastmodelle Teil der aktuellen und weiterführenden Arbeiten.

5 Thermo-ökonomische Analysen

In dem folgenden Kapitel werden die Ergebnisse der thermo-ökonomischen Analysen zur Integration von HTWP in Geothermiesysteme vorgestellt. Zum einen wird im Anwendungsfall 1 (AF1) die Substitution bestehender Spitzenlastsysteme wie Öl- oder Gaskesseln in Geothermie-Heizwerken untersucht. Zum anderen die Anhebung der Vorlauftemperatur bei mitteltiefer Geothermie (AF2). Die Anwendungsfälle werden mit Hilfe der Annuitätenmethode nach VDI 2067 [7] im Hinblick auf Ihre Wirtschaftlichkeit bewertet.

5.1 Annuitätenmethode nach VDI 2067

Die Annuitätenmethode zählt zu den dynamischen Investitionsrechnungen und wird für die Bewertung energietechnischer Projekte standesgemäß verwendet. Sie nutzt den Annuitätenfaktor a (Gleichung (3)), um eine Vorhersage über die jährlichen Kosten im Betrachtungszeitraum T zu geben.

$$a = \frac{q^T(q-1)}{q^T-1} \tag{3}$$

Die weiteren Berechnungsgrundlagen und Randbedingungen für die thermoökonomischen Analysen wurden analog zu Jeßberger et al. [8] durchgeführt und können dort entnommen werden. Die Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen wurden zum einen auf Basis der Energiekosten aus dem ersten Quartal des Jahres 2021 (Q1/21) durchgeführt, mit Berücksichtigung des Förderprogramms „Modellvorhaben Wärmenetze 4.0“ [9]. Zum anderen wurden Preise aus dem ersten Quartal des Jahres 2022 (Q1/22) und das neue Förderprogramm „Bundesförderung für effiziente Wärmenetze (BEW)“ [10] herangezogen. Zu den Betriebskosten für Öl- und Gaskessel kommen noch die CO_2-Abgaben die in dieser Studie auf 60 €/t CO_2 festgesetzt sind. Die entsprechend betrachteten Szenarien der Energiekosten sind in Tabelle 1 dargestellt:

Tabelle 1: Energiekosten für die untersuchten Zeitpunkte

Energiequelle	Preise Q1/21 [€/MWh]	Preise Q1/22 [€/MWh]
Öl	64	100
Gas	40	100
Strom	190	300

Die Investitionskosten des Öl- und Gaskessels sind im Basisszenario auf 100 €/kW_{th} festgesetzt und die der HTWP auf 500 €/kW_{th}. Im Folgenden werden nun die für den jeweiligen Anwendungsfall spezifischen Randbedingungen vorgestellt und anschließend die Ergebnisse diskutiert.

5.2 AF1: Spitzenlastdeckung mittels HTWP in einem Geothermie Heizwerk

Das dem AF1 zugrunde liegende Heizwerk befindet sich im Süddeutschen Molasse Becken, südlich von München und hat eine installierte thermische Leistung von 15 MW [11]. Das Heizwerk verfügt über zwei Förderbohrungen und eine Reinjektionsbohrung. Zur Spitzenlastdeckung werden Ölkessel mit einer Leistung von 8 MW eingesetzt, welche es in diesem Anwendungsfall durch eine HTWP zu ersetzen gilt. Da besonders im Bereich der Spitzenlastdeckung das Teillastverhalten der HTWP von Relevanz ist, wurde dieses für die Berechnung aus der Off-Design Simulation (Abbildung 4) herangezogen und der Jahreslastgang des Spitzenlastsystems aus dem Jahr 2015 als Input-Parameter verwendet (siehe Abbildung 8).

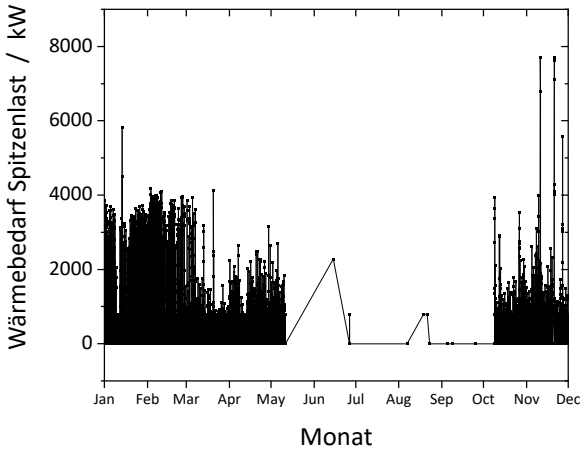

Abbildung 8: Jahreslastgangkurve des Spitzenlastsystems eines Geothermie Heizwerkes im Bayerischen Molasse Becken

So wird für jeden Betriebspunkt (alle 15 min) der entsprechende *COP* der HTWP berechnet und fließt in das ökonomische Modell mit ein. In dem Heizwerk werden die Ölkessel nicht nur zur Spitzenlastdeckung, sondern auch zur Redundanz und zum Ausgleich von wartungsbedingten Ausfällen des Heizwerks genutzt. Durch die vergleichsweise hohen Investitionskosten einer HTWP werden diese beiden Einsatzbereiche in der Studie nicht berücksichtigt. Wie in Abbildung 8 zu sehen ist, kann das Heizwerk zwischen Mitte Mai und Mitte Oktober, abgesehen von einigen wenigen Ausnahmen, den Wärmebedarf des Fernwärmenetzes (FWN) gänzlich decken. Ab Mitte Oktober steigt der Wärmebedarf dann an, um von Januar bis Mitte März etwa konstant bei etwa 4 MW zu liegen. Danach flacht der Bedarf wieder ab. Die Kurve zeigt nun, dass bei einer installierten thermischen Leistung von 8 MW die Wärmepumpe überwiegend unter 50 % der möglichen Leistung liefern muss. Außerdem ist in dem Modell eine festgesetzte Leistung von 800 kW der HTWP implementiert, wenn der Bedarf zwischen 0 % und 10 % Teillast liegt. In Abbildung 9 sind die Ergebnisse der ökonomischen Analyse dargestellt. Auf der linken Seite sind die Annuitäten für die vier betrachteten Szenarien (Gas, Öl, HTWP und HTWP unter Berücksichtigung der Fördermöglichkeiten) mit ihren Bestandteilen aufgetragen. Auf der rechten Seite die daraus resultierenden Wärmegestehungskosten (*WGK*). Die kapitalgebundenen Kosten spielen in AF1 eine sehr große Rolle, da durch die reine Spitzenlastdeckung die Vollaststunden in 2015 lediglich bei 308 h/a lagen.

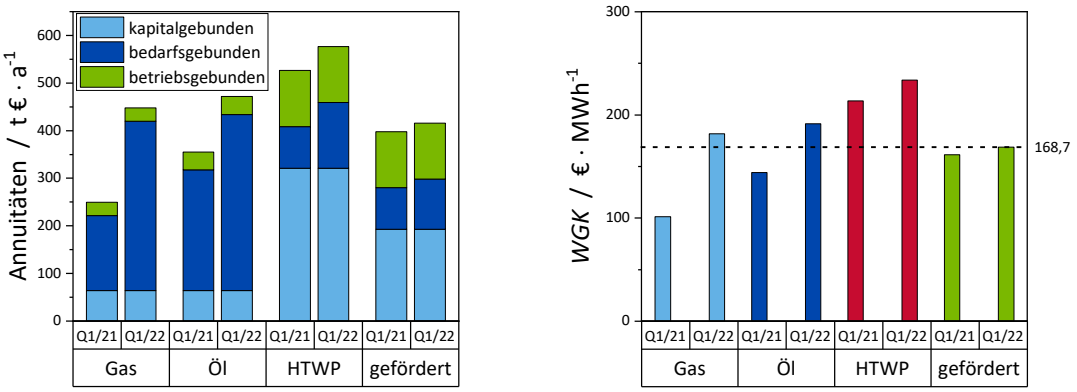

Abbildung 9: Annuitäten und WGK AF1

Neben den unterschiedlichen Energiequellen zeigt die Grafik außerdem den Einfluss der Preisänderungen zwischen Q1/21 und Q1/22. Somit steigen die bedarfsgebundenen Kosten bei Öl um 45,75 %, bei Gas um 121,61 % und bei der HTWP um 57,23 %. Im Falle der geförderten HTWP steigen sie um lediglich 20,55 % da das BEW eine Betriebskostenförderung für Wärmepumpen in Höhe von 70 €/MWh einschließt. Somit zeigen die Ergebnisse,

dass die WGK der geförderten HTWP noch 2021 etwa doppelten so hoch wie die eines Gaskessels waren, in Q1/22 aber mit etwa 169 €/MWh 7,12 % darunter lagen. Die Ergebnisse zeigen, den großen Einfluss von Parametern wie den Energiepreisen, dem *COP* und weiteren. Daher werden im Folgenden die Ergebnisse für AF2 dargestellt und Sensitivitätsanalysen durchgeführt, die den Einfluss der einzelnen Parameter auf die WGK aufzeigen sollen.

5.3 AF2: Temperaturanhebung bei mitteltiefer Geothermie

Im zweiten Anwendungsfall wird eine Betrachtung ohne Berücksichtigung des Teillastverhaltens durchgeführt. Für ein mitteltiefes, geothermisches Energiesystem wird ein *COP* der HTWP von 4, bei einem Temperaturhub ΔT_{Hub} von 25 °C und 4000 Volllaststunden angenommen [2]. Die Thermalwassertemperatur soll 60 °C betragen und die Reinjektionstemperatur 40 °C. Das führt bei einer Schüttung von 100 kg/s und einer spezifischen Wärmekapazität c_p von 3,839 kJ/kgK zu einer thermischen Leistung von 7,678 MW_{th}. In Abbildung 10 ist dieses Konzept zur Integration einer HTWP zur Anhebung der Vorlauftemperatur bei mitteltiefer Geothermie dargestellt. Die Bohrtiefe beträgt 2000 m. Auf Seiten der Wärmesenke, soll die Rücklauftemperatur des FWN 60 °C und die Vorlauftemperatur 85 °C betragen. Anhand von den gegebenen Daten lässt sich über die Energiebilanz der HTWP und Vernachlässigung der Wärmeverluste im Wärmepumpenkreislauf, die erreichbare Leistung für die Wärmesenke und damit für das FWN zu etwa 10,1 MW_{th} berechnen. Als alternative Technologien werden auch in diesem Fall wieder Öl- und Gaskessel untersucht. Um das System ökonomisch zu analysieren, sind die in Tabelle 2 aufgeführten Randbedingungen für die geologischen Gegebenheiten angenommen worden [8] .

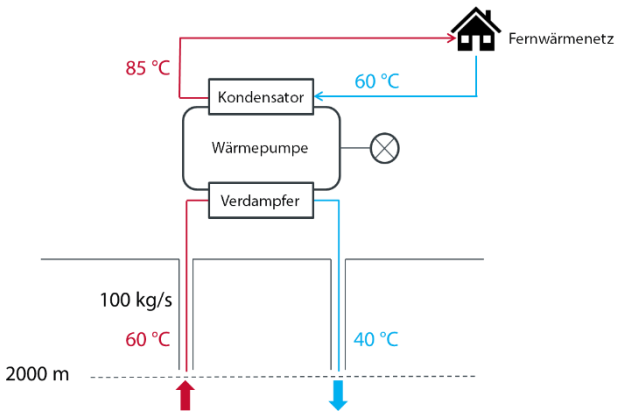

Abbildung 10: Verschaltung einer HTWP zur Anhebung der Vorlauftemperatur bei Mitteltiefer Geothermie

Tabelle 2: Ökonomische Randbedingungen Bohrung [8]

Bohrkosten	3000 €/m
Heizzentrale	2.830.000 €
Geländekosten	2.055.212 €
Nebenkosten	3.550.190 €
Tauchkreiselpumpe	799.654 €

Die Tauchkreiselpumpe (TKP) fördert das Thermalwasser an die Oberfläche. Ihre Einbautiefe ist abhängig vom Wasserspiegel im Bohrloch und von der maximalen Absenkung. In der Regel wird eine TKP in einer Tiefe von einigen hundert Metern verbaut, weshalb in diesem Fall eine Einbautiefe von 700 m angenommen wird, was zu einer Leistung von etwa 490 kW führt. Durch das stark mineralisierte Thermalwasser, haben die TKP eine Lebensdauer von etwa 3 bis 7 Jahren und müssen dann ausgetauscht werden. Im Fall der mitteltiefen Geothermie, wurde eine Nutzungsdauer von 7 Jahren angenommen, auf Grund der geringeren Belastung durch die vergleichsweise niedrigen Temperaturen. Bei den genannten Investitionskosten spielt die Lebensdauer eine große Rolle, daher wird im Folgenden ihr Einfluss auf die *WGK* genauer untersucht.

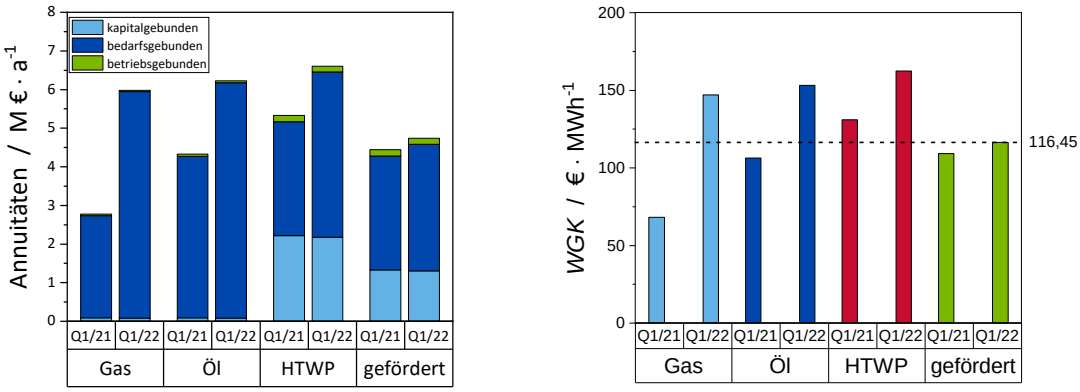

Abbildung 11: Annuitäten und WGK AF2

In Abbildung 11 sind wie im vorherigen Kapitel die Annuitäten sowie die daraus resultierenden *WGK* aufgetragen. Das Bild ist ähnlich, allerdings spielen bei Gas und Öl die Investitionskosten keine große Rolle durch den großen Anteil an bedarfsgebundenen Kosten. Auch hier ist der Einfluss der Förderungen gut zusehen. Die geförderte HTWP ist wirtschaftlicher als Gas- oder Ölkessel. Im Folgenden werden die Ergebnisse der Sensitivitätsanalysen vorgestellt.

5.4 Sensitivitätsanalysen AF2

Um aussagekräftige Ergebnisse mit den Sensitivitätsanalysen zu erzielen, wurden 8 Parameter ausgewählt, die einen Einfluss auf die *WGK* haben. Es wurden immer zwei Parameter gleichzeitig variiert, sodass ein Ergebnisraum entsteht welcher verschiedene Kombinationen der beiden Parameter und ihr Zusammenspiel darstellt. Somit sind in Abbildung 12 auf der linken Seite der Einfluss der Nutzungsdauer (TKP_{NUTZ}) sowie der Betrachtungszeitraum (T) dargestellt. Auf der rechten Seite der Einfluss der Volllaststunden (t_{vh}) sowie des Strompreises (c_{elect}).

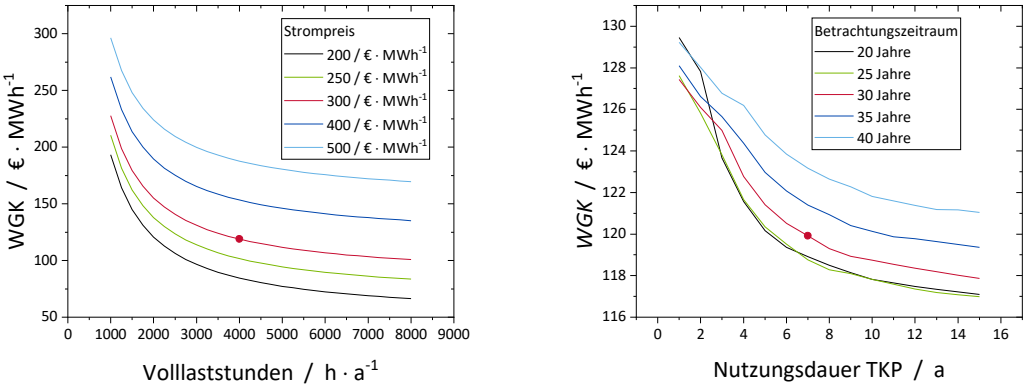

Abbildung 12: Sensitivitätsanalysen AF2 - Variation von TKP_{NUTZ}, c_{elect} , T und t_{vh}

Durch die Variation des Betrachtungszeitraums entsteht ein Optimum welches durch notwendige Ersatzbeschaffungen für TKP und Wärmeübertrager bedingt ist. Der Einfluss der Nutzungsdauer zeigt deutlich, dass durch eine Weiterentwicklung der Technik die *WGK* bei sonst konstanten Bedingungen um bis zu 2 €/MWh gesenkt werden können, verglichen mit dem Basisfall. Im Falle von Tiefer Geothermie, wo die Nutzungsdauer geringer ist, würde die Einsparung dementsprechend größer ausfallen. Die Volllaststunden sowie auch der Strompreis zeigen einen sehr großen Einfluss wie auf der rechten Seite zu sehen ist.

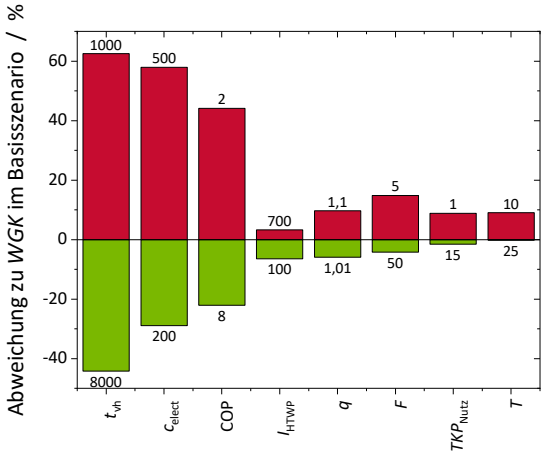

Abbildung 13: Ergebnisse der Sensitivitätsanalysen für AF2

In Abbildung 13 ist nun der Einfluss der einzelnen Parameter auf die *WGK* aufgezeigt. Daraus wird ersichtlich, dass die *WGK* am sensitivsten auf die Volllaststunden reagieren, gefolgt von dem *COP* und dem Strompreis. Aus den dargestellten Sensitivitätsanalysen lassen sich nun Schritte zur Steigerung der Wirtschaftlichkeit und Verminderung der Umweltbelastung ableiten. Durch eine intelligente Wärmenetzplanung mit beispielsweise thermischen Speichern lassen sich die Volllaststunden erhöhen, sodass die *WGK* gesenkt werden können. Auf die Entwicklung der Energiepreise kann nur passiv durch Betriebskostenförderung, wie im BEW, Einfluss genommen werden. Durch eine Steigerung der Effizienz der Wärmepumpen, durch neue Anlagenkonzepte wie eine Kaskadenschaltung, Absorptions-Kompressions-Wärmepumpen oder neuartige Kältemittel, kann zum einen die Umweltbelastung verringert, sowie die Gewinne gesteigert werden.

6 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurden der Versuchsaufbau einer HTWP beschrieben, das dazugehörige Simulationsmodell vorgestellt und erste Messungen im Teillastbereich der HTWP, sowie thermo-ökonomische Analysen für die Integration von HTWP in geothermische Energiesysteme vorgestellt. Das Off-Design Simulationsmodell basiert auf bisher noch nicht angepassten Wärmeübertrager-Korrelationen sowie einer extrapolierten Verdichterkennlinie. Dennoch gibt das Teillastmodell der HTWP die Messwerte ausreichend genau wieder. Die ersten Messergebnisse zeigen einen maximaler COP von 5,92 bei einem Temperaturhub von 24,8 °C und einen maximaler Temperaturhub von 44,9 °C bei einem COP von 3,52. Zudem konnten weitere Forschungsaspekte für weiterführende Untersuchungen identifiziert werden. Hierzu zählen Einbauten wie eine Zylinderkopfkühlung, die Regelung der Durchströmung des IHX oder Anpassung der Überhitzung. Die thermo-ökonomischen Analysen zeigen im Fall der Temperaturanhebung bei mitteltiefer Geothermie als auch bei der Spitzenlastdeckung, dass die Integration von HTWP in Geothermiesysteme unter Berücksichtigung der aktuellen Förderbedingungen in Deutschland wirtschaftlicher ist als die Nutzung von Gas oder Öl.
Auf Basis dieser Arbeit werden in einem iterativen Prozess nun die Versuchsanlage und die Modelle optimiert und damit die ökonomischen Analysen verfeinert. Zusätzlich werden Stoffdatenanalysen durchgeführt, in welchen das Kältemittel und das Öl auf Dichte und Viskosität im Laufe der Messungen untersucht werden. In diesem Zusammenhang werden die Stoffe auch mittels gaschromatographischen Analysen auf mögliche Zersetzungsreaktionen untersucht.

Danksagung

Wir danken dem Bayerischen Staatsministerium für Wissenschaft und Kunst im Rahmen des Projekts „Geothermie-Allianz Bayern“ für die Förderung.

7 Nomenklatur

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
ΔT_{Hub}	°C	Temperaturhub
a	-	Annuitätenfaktor
A_0	€/a	Investitionsbetrag
$A_{\mathrm{N,B}}$	€/a	Annuität betriebsgebundene Kosten
$A_{\mathrm{N,E}}$	€/a	Annuität Erlöse
$A_{\mathrm{N,K}}$	€/a	Annuität kapitalgebundene Kosten
$A_{\mathrm{N,V}}$	€/a	Annuität bedarfsgebundene Kosten
BEW	-	Bundesförderung für effiziente Wärmenetze
b_{x}	-	Preisdynamischer Barwertfaktor
c_{elect}	€/MWh	Strompreis
c_p	kJ/kgK	Spezifische Wärmekapazität
DP	-	Designpunkt
f_{inst}	-	Faktor für Instandsetzung
$f_{\mathrm{W+Insp}}$	-	Faktor für Wartung und Inspektion
GWP	-	Treibhauspotential
HTWP	-	Hochtemperatur-Wärmepumpe
IHX	-	Interner Wärmeübertrager
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
n	-	Exponent aus Gleichung (2)
p_{crit}	MPa	Kritischer Druck
$P_{\mathrm{el,Verdichter}}$	kW	Vom System aufgenommen elektr. Leistung
POE-Öl	-	Polyester-Öl
q	-	Zinsfaktor
Q_{WQ}	kW	Thermische Leistung Wärmequelle
Q_{WS}	kW	Thermische Leistung Wärmesenke
r_{x}	-	Preisänderungsfaktor
T	a	Betrachtungszeitraum
T_{c}	°C	Kondensationstemperatur
T_{crit}	°C	Kritische Temperatur
TKP_{NUTZ}	a	Nutzungsdauer TKP
t_{vh}	h/a	Volllaststunden
$T_{\mathrm{WS,\ aus}}$	°C	Austrittstemperatur Wärmesenke
U	W/m^{2}K	Wärmedurchgangskoeffizient
WGK	€/a	Wärmegestehungskosten
x	-	Dampfanteil
η_{isen}	-	Isentroper Wirkungsgrad
η_{mech}	-	Mechanischer Wirkungsgrad

8 References

1. World Energy Council, *Der europäische Wärmemarkt: Überblick und Herausforderungen* (2020).
2. C. Arpagaus, F. Bless, M. Uhlmann, J. Schiffmann, and S. Bertsch, International Refrigeration and Air Conditioning Conference (2018).
3. International Energy Agency, *Application of Industrial Heat Pumps: EA Industrial Energy-related Systems and Technologies Annex 13; IEA Heat Pump Programme Annex 35; Final Report Part 1* (2014).
4. C. Arpagaus, *Hochtemperatur-Wärmepumpen: Marktübersicht, Stand der Technik und Anwendungspotenziale* (VDE VERLAG GMBH, Berlin, Offenbach, 2019).
5. IPCC, *Climate Change 2014: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change* (Geneva, Switzerland, 2014).
6. A. Toffolo, A. Lazzaretto, G. Manente, and M. Paci, in *THE 25TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS*, vol. 295, 1–14 .
7. Verein Deutscher Ingenieure, *Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen* (Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2012), 2067.
8. J. Jeßberger, F. Heberle, and D. Brüggemann, in *European Geothermal Congress 2022* .
9. Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle: *Modellvorhaben Wärmenetze 4.0 Modul II* (2019).
10. Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle: *BEW-Merkblatt Antragstellung* (2022).
11. enercharge 2022, *Informationsportal Tiefe Geothermie*. https://www.tiefegeothermie.de/projekte/pullach. Accessed 11 October 2022.