



KIT SCIENTIFIC REPORTS 7585

Parameterstudie zur Simulation von Niedertemperatur-Kreisprozessen

Christian Vetter

Christian Vetter

**Parameterstudie zur Simulation
von Niedertemperatur-Kreisprozessen**

Karlsruhe Institute of Technology
KIT SCIENTIFIC REPORTS 7585

Parameterstudie zur Simulation von Niedertemperatur-Kreisprozessen

von
Christian Vetter

Report-Nr. KIT-SR 7585

Impressum

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
KIT Scientific Publishing
Straße am Forum 2
D-76131 Karlsruhe
www.ksp.kit.edu

KIT – Universität des Landes Baden-Württemberg und nationales
Forschungszentrum in der Helmholtz-Gemeinschaft



Diese Veröffentlichung ist im Internet unter folgender Creative Commons-Lizenz
publiziert: <http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0/de/>

KIT Scientific Publishing 2011
Print on Demand

ISSN 1869-9669
ISBN 978-3-86644-673-1

Danksagung

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Andreas Class und Herrn Dr.-Ing. Dietmar Kuhn möchte ich für die interessante Aufgabenstellung und die Ermöglichung der Durchführung meiner Diplomarbeit am Institut für Kern- und Energietechnik am Karlsruher Institut für Technologie danken.

Weiterhin bedanke ich mich bei meinem Betreuer Dipl.-Ing. Hans-Joachim Wiemer für die hervorragende Betreuung bei der Durchführung und Korrektur meiner Arbeit, sowie für die Beantwortung meiner vielen Fragen.

Allen Doktoranden und Diplomanden am Institut für Kern- und Energietechnik danke ich für die angenehme Arbeitsatmosphäre und die anregenden fachlichen Diskussionen, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Mein besonderer Dank gilt meinen Eltern, meiner Schwester Hannah und meiner Freundin Nadine, die mich während der Anfertigung dieser Arbeit und während meines gesamten Studiums immer unterstützt haben.

Der Inhalt in Kürze

Bei der geothermischen Stromerzeugung wird warmes Wasser mit Temperaturen zwischen 100°C und 200°C aus tiefen Gesteinsschichten im Erdinneren gepumpt und über einen Niedertemperatur-Kreisprozess zu elektrischem Strom gewandelt. Üblicherweise erfolgt die Stromerzeugung aufgrund der geringen Temperaturen über einen ORC-Prozess (Organic-Rankine-Cycle). Im Rahmen dieser Arbeit wurde das Potential von unter- und überkritischen Niedertemperatur-Prozessen mit Propan und CO₂ als Arbeitsmittel untersucht. Der Fokus lag hierbei auf der Leistungs-Optimierung in Abhängigkeit der Frischdampfparameter. Dazu wurden die Kraftwerksprozesse mit Stoffdaten aus der NIST-Datenbank modelliert und simuliert. Der Einfluss weiterer Parameter (u.a. Turbinenwirkungsgrad, Grädigkeit des Wärmeübertragers, Kondensationstemperatur) wurde untersucht. Gegenüber herkömmlichen Prozessen konnten Verbesserungen der Netto-Leistung von bis zu 30% erzielt werden.

Die Ergebnisse der Berechnung des thermischen Wirkungsgrades und der Netto-Leistung von unter- und überkritischen Prozessen mit Propan und CO₂ als Arbeitsmittel werden vorgestellt, diskutiert und mit Kreislaufrechnungen von weiteren Arbeitsmitteln (R41, R143a) verglichen.

Abstract

When producing geothermal power warm water with temperatures between 100°C and 200°C is pumped from deep rock beds in the interior of the earth and its heat is transformed to electric power using a low-temperature thermodynamic cycle. Due to the low temperatures the power generation usually is realised by an organic Rankine-Cycle (ORC-process). Within the scope of this work the potential of sub- and supercritical low-temperature processes with propane and carbon dioxide as working fluids has been analysed. The focus has been set on the optimization of the power output depending on the live steam temperature. For this purpose the power plant processes have been modelled and simulated with the fluid data of the NIST database. The effect of other parameters (further others turbine efficiency, terminal temperature difference of the heat exchanger, condensation temperature) has been analyzed. Compared to conventional processes raise of the power output up to 30% could be achieved.

The results of the calculation of the thermal efficiency and the power output of sub- and supercritical processes with propane and carbon dioxide as working fluids are presented, discussed and compared with calculations of thermodynamic cycles with other working fluids (R41, R143a).

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Grundlagen	3
2.1	Geothermie - Stand der Forschung	3
2.2	Thermodynamik des Organic-Rankine-Cycle (ORC)	6
2.2.1	Allgemeine Thermodynamik von Kreisprozessen	6
2.2.2	Der Organic-Rankine-Cycle (ORC)	8
2.2.3	Arbeitsmittel in Organic-Rankine-Prozessen	10
2.3	Der Organic-Rankine-Cycle in der geothermischen Anwendung	14
2.3.1	Dreiecksvergleichsprozess	14
2.3.2	Wärmetauscher	14
2.3.3	Systemgrenze und Leistungsdefinition	17
3	Modellierung des Simulationsprogramms	21
3.1	Reference Fluid Properties (REFPROP)	21
3.2	Struktur des Simulationsprogramms GESI	22
3.2.1	Allgemeiner Aufbau	22
3.2.2	Variationsrechnung des thermischen Wirkungsgrades	24
3.2.3	Berechnung der Leistung	25
3.2.4	Alternative Versionen des Simulationsmodells	27
3.3	Validierung der Berechnungen	30
3.3.1	Vergleichsmodell in IPSEpro	30
3.3.2	Ergebnisse der Validierungsrechnungen	31
3.4	Fehlerfortpflanzung	35
4	Simulationsergebnisse	39
4.1	Simulationsergebnisse Propan	40
4.1.1	Thermischer Wirkungsgrad	40
4.1.2	Leistung	42
4.2	Simulationsergebnisse CO ₂	48
4.2.1	Thermischer Wirkungsgrad	48
4.2.2	Leistung	49
4.3	Einfluss des internen Wärmetauschers	52

4.4	Sensitivitätsanalyse	54
4.4.1	Änderung der Randbedingungen	54
4.4.2	Variation spezifischer Parameter	56
4.5	Vergleich mit weiteren Fluiden	59
5	Zusammenfassung	69

1 Einleitung

Im Rahmen einer nachhaltigen Entwicklung ist die intelligente Bereitstellung von Energie eine der zentralen Herausforderungen des 21. Jahrhunderts. Zur Absicherung gegenüber Kostensteigerungen der fossilen Energieträger sowie bei der Absenkung der Treibhausgasemissionen ist der Einsatz erneuerbarer Energien unabdingbar. 2008 lag der Anteil der erneuerbaren Energien an der Bruttostromerzeugung in Deutschland bei 15,1% (*BMU2009* [3]). Die Treibhausgasemissionen sollen bis 2020 um 40% gegenüber 1990 verringert werden. Deswegen ist ein kontinuierlicher Ausbau der erneuerbaren Energien bis auf 50% des Energieverbrauchs im Jahr 2050 Ziel der Bundesregierung.

Neben der Wasserkraft, der Wind- und Solarenergie bietet die Geothermie ein großes Potential zur Stromerzeugung. Hohe Temperaturen im Erdkern von 3000 K bis 6000 K führen zu einem Wärmestrom zur Erdoberfläche, der ca. das Dreifache des Weltenergieverbrauchs von 1995 beträgt (*Zahoransky2007* [23]). Weltweit wird dieser Wärmestrom bereits zur Stromerzeugung genutzt. Derzeit sind Wärmekraftwerke mit einer elektrischen Leistung von rund 8000 MW_{el} im Betrieb. Dabei werden überwiegend Heißdampfvorkommen in geologisch jungen Zerrungsgebieten genutzt. In Deutschland liegen solche Heißdampfquellen nicht vor. Dennoch ist die Nutzung der Geothermie zur Stromerzeugung auch hier möglich, da diese ab Temperaturen von ca. 100°C technisch realisierbar ist (*Kaltschmitt2006* [10]). Das Büro für Technikfolgen-Abschätzung beim Deutschen Bundestag (TAB) hat ein jährliches technisches Angebotspotential zur geothermischen Stromerzeugung von ca. 300 TWh/a ermittelt. Dies entspricht der Hälfte der gegenwärtigen Bruttostromerzeugung in Deutschland.

Eine Analyse der Umweltauswirkungen hat erwiesen, dass bezüglich des Treibhauseffektes, der Versauerung und des Primärenergieverbrauchs die Geothermie ähnlich günstig wie andere regenerative Quellen abschneidet. Gegenüber der Stromerzeugung aus Erdgas oder Steinkohle sind die CO₂-Emissionen sogar um den Faktor 5-10 geringer. Der wesentliche Vorteil der Geothermie gegenüber anderen erneuerbaren Energiequellen ist ihre witterungsunabhängige Verfügbarkeit. Mit bis zu 8000 Betriebsstunden im Jahr sind Geothermiekraftwerke grundlastfähig und können somit einen substanziellen Beitrag zum Klimaschutz leisten (*Paschen2003* [18]).

Für die direkte Nutzung des Thermalwassers in einem Kraftwerkskreislauf werden hohe Temperaturen vorausgesetzt. Da zudem Korrosionsprobleme auftreten können und es zu mineralischen Ablagerungen in der Turbine kommen kann, erfolgt die geothermische Stromerzeugung in Deutschland über binäre Kreisläufe. Warmes Thermalwasser mit Temperaturen zwischen 100°C und 200°C wird aus tiefen Gesteinsschichten im Erdinneren gepumpt und gibt

in einem Wärmeübertrager seine Wärme an ein Arbeitsfluid ab. Über einen Niedertemperatur-Kreisprozess wird die thermische Energie zu elektrischem Strom gewandelt. Diese Niedertemperatur-Kreisprozesse werden aufgrund der eingesetzten organischen Arbeitsmittel Organic-Rankine-Cycle (ORC) genannt.

Bei bestehendem Nah- oder Fernwärmenetz kann zudem eine Kraft-Wärme-Kopplung realisiert werden. Die auf diese Weise zu Heizzwecken genutzte Wärme führt wiederum zur Einsparung fossiler Energieträger.

Im Rahmen dieser Arbeit wird das Potential von unter- und überkritischen Niedertemperatur-Prozessen mit Propan und CO₂ als Arbeitsmittel untersucht. Die Modellierung und Simulation der Kraftwerksprozesse erfolgt dabei über ein in Microsoft Excel entwickeltes Simulationsprogramm. Die benötigten thermodynamischen Daten der Stoffe beruhen auf der Datenbank des National Institute of Standards and Technology (NIST [17]). Ziel der Auslegung ist eine Leistungsoptimierung in Abhängigkeit der Frischdampfparameter. Dazu werden die Prozesse über einen weiten Frischdampfdruck- und Frischdampftemperaturbereich berechnet und die Zusammenhänge zwischen der Rücklauftemperatur des Thermalwassers, der dem Prozess zugeführten Wärme, dem thermischen Wirkungsgrad und der Netto-Leistung erläutert. Der Einfluss der Randbedingungen wird durch eine Variation der Thermalwassertemperatur und der Kondensationstemperatur untersucht. Desweiteren werden über eine Sensitivitätsanalyse die durch die einzelnen Komponenten verursachten Verluste quantifiziert.

Die Auswahl des Arbeitsfluids hat wesentlichen Einfluss auf die maximal erzielbare Leistung. Deswegen wird ein Vergleich der erzielten Ergebnisse mit Isopentan, das als gängiges Kältemittel in bereits realisierten geothermischen Kraftwerken eingesetzt wird, gezogen. Zudem werden mit R41 und R143a zwei weitere organische Fluide untersucht, so dass allgemeinere Aussagen bezüglich der Wahl des Arbeitsmittels in Abhängigkeit der Thermalwassertemperatur möglich sind.

Im 2. Kapitel werden zunächst die Grundlagen der Thermodynamik der ORC-Prozesse und die bei der geothermischen Anwendung zu beachtenden Besonderheiten erläutert. Ebenso werden die charakteristischen Merkmale der untersuchten Fluide aufgeführt. Der Aufbau und die Funktionen des entwickelten Simulationsprogramms GESI - GEothermal SIMulation - werden im 3. Kapitel dargelegt. Eine Validierung dieses Simulationsprogramms über Vergleichsrechnungen mit IPSEpro sind ebenfalls Teil dieses Abschnittes. Den Hauptteil mit den Ergebnissen der durchgeführten Simulationen bildet der vierte Abschnitt dieser Arbeit. Dieser beinhaltet zunächst die Ergebnisse der Berechnungen mit Propan und CO₂ als Arbeitsmittel sowie die Variation der Randbedingungen und der spezifischen Parameter. Abschließend sind die Ergebnisse der Vergleichsrechnungen von Prozessen mit weiteren Arbeitsmitteln aufgeführt.

2 Grundlagen

2.1 Geothermie - Stand der Forschung

Geothermie ist die Nutzung der unter der Erdoberfläche gespeicherten Wärmeenergie. Es wird im Allgemeinen zwischen oberflächennaher Geothermie und tiefer Geothermie unterschieden. Die oberflächennahe Geothermie wird mit Bohrungen bis zu 400 m Tiefe und in Verbindung mit dem Einsatz von Wärmepumpen hauptsächlich zu Heizzwecken genutzt. Demgegenüber bietet die tiefe Geothermie mit Bohrtiefen von rund 5000 m aufgrund der dort auftretenden höheren Temperaturen zusätzlich die Möglichkeit die Wärme in elektrische Energie zu wandeln. Im Bereich von 30 m bis 7500 m Tiefe steigt die Temperatur durchschnittlich um 30 K/km an. Somit treten in 5 km Tiefe Temperaturen von ungefähr 150 °C auf. Aufgrund geologischer Anomalien wie aufsteigende Tiefenwässer (Soultz-sous-Forêt/ Elsass) oder vulkanische Gesteine dicht unter der Oberfläche (Larderello/Italien) kann es lokal zu höheren Temperaturgradienten kommen, so dass schon in geringerer Tiefe zur Stromerzeugung ausreichende Temperaturen vorhanden sind (*Loose2007* [15]). Abbildung 2.1 zeigt die Temperaturverläufe ausgewählter Standorte. Der durchschnittliche Gradient von 30 K/km wird durch das Temperaturprofil der kontinentalen Tiefbohrung in der Oberpfalz gut wiedergegeben.

Bei größeren Bohrtiefen sinkt zum einen die Durchlässigkeit des Gesteins, gleichzeitig steigt zudem der Energieaufwand für die Förderung. Deshalb sind Standorte mit erhöhtem Temperaturgradienten für die Errichtung eines Geothermie-Kraftwerkes von besonderem Interesse.

Die tiefe Geothermie kann nach Art der Erschließung der in der Erde gespeicherten Wärme weiter in zwei Gruppen unterteilt werden. Die Hydrogeothermie nutzt das Vorkommen von porösen wasserführenden Schichten, sogenannten Heißwasser-Aquiferen. Über eine Förderbohrung wird heißes Thermalwasser gefördert. Nach Abgabe seiner Wärme an einen potentiellen Verbraucher wird es anschließend über eine Injektionsbohrung wieder dem Erdreich zugeführt. Förder- und Injektionsbohrung werden unter dem Begriff Dublette zusammengefasst. Die entzogene Wärme kann entweder in einem thermodynamischen Kreisprozess in elektrische Energie gewandelt werden oder über ein Nahwärmenetz direkt als Heiz- bzw. Prozesswärme genutzt werden. Häufig wird eine Kombination der beiden Nutzungsmöglichkeiten realisiert (*Kaltschmitt2006* [10]). In Abbildung 2.2 ist der schematische Aufbau eines solchen Kraftwerkes abgebildet.

Die Thermalwässer sind häufig hochmineralisiert. Sie weisen einen hohen Salzgehalt und eingebundene Gase wie z.B. Kohlendioxid auf. Dies verhindert eine direkte Nutzung als Arbeitsfluid, da bei einem Druckabfall mit Ausfällungen zu rechnen ist, die sich in den Leitungen und auf Tur-

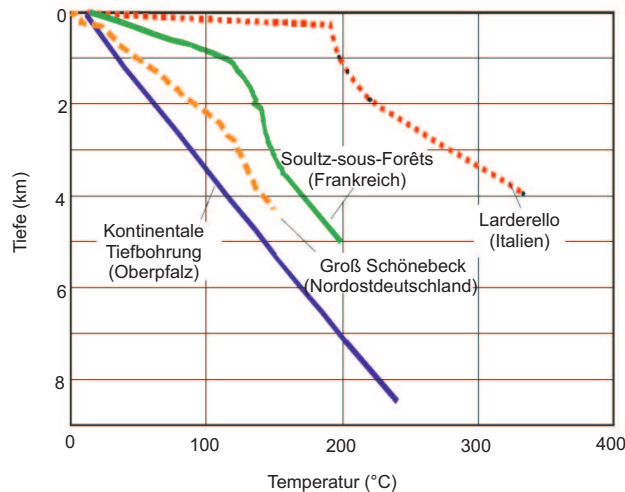


Abbildung 2.1: Temperaturtiefenverteilung an ausgewählten Standorten nach Köhler2005 [11]

binenschaukeln absetzen können. Deshalb wird dem Thermalwasser in einem Wärmetauscher die Wärme entzogen und auf ein geeignetes Arbeitsfluid übertragen.

Heißwasser-Aquifere sind in Deutschland im norddeutschen Becken, im Voralpenland südlich der Donau (Molassebecken) und im Oberrheingraben vorhanden. So ist seit 2007 ein Kraftwerk in Landau mit dieser Technik in Betrieb. Der Anteil der Hydrogeothermie am gesamten Potential geothermischer Stromerzeugung in Deutschland liegt bei 1% (Paschen2003 [18]).

Wesentlich häufiger ist die Wärme jedoch in kristallinen trockenen Gesteinsschichten gespeichert. Beim Hot-Dry-Rock Verfahren (HDR) wird deshalb Wasser über eine Injektionsbohrung in das Gestein gepumpt und an anderer Stelle über eine Förderbohrung wieder zu Tage gefördert. Da das Gestein häufig massiv und undurchlässig ist, muss in diesem Fall zunächst durch hydraulische Stimulation des Untergrundes ein Rissystem erzeugt werden. Dieses Verfahren wird Hydraulic Fracturing genannt. Unter hohem Druck wird Wasser ins Erdreich verpresst, so dass mehrere 100 m lange und bis zu 10 mm breite Risse entstehen. Die dabei entstehenden Mikroerdbeben werden detektiert und geben Auskunft über die Ausbreitung der Risse. Eine erste Versuchsanlage, bei der dieses Verfahren erfolgreich angewendet wurde, wurde im französischen Soutz-sous-Forêt als gemeinsames europäisches Forschungsprojekt errichtet.

Zur Verbesserung der natürlich gegebenen Durchlässigkeit des Gesteins wird diese Technik bei hydrothermalen Quellen ebenfalls eingesetzt. Die vorhandenen Poren und Klüfte werden hierbei vergrößert, so dass der Energieaufwand zur Förderung des Thermalwassers sinkt bzw. die Förderrate steigt.

Die je nach Art des Gesteins verschiedenen Stimulationsverfahren werden unter dem Begriff Enhanced Geothermal Systems (EGS) zusammengefasst (Köhler2005 [11]).

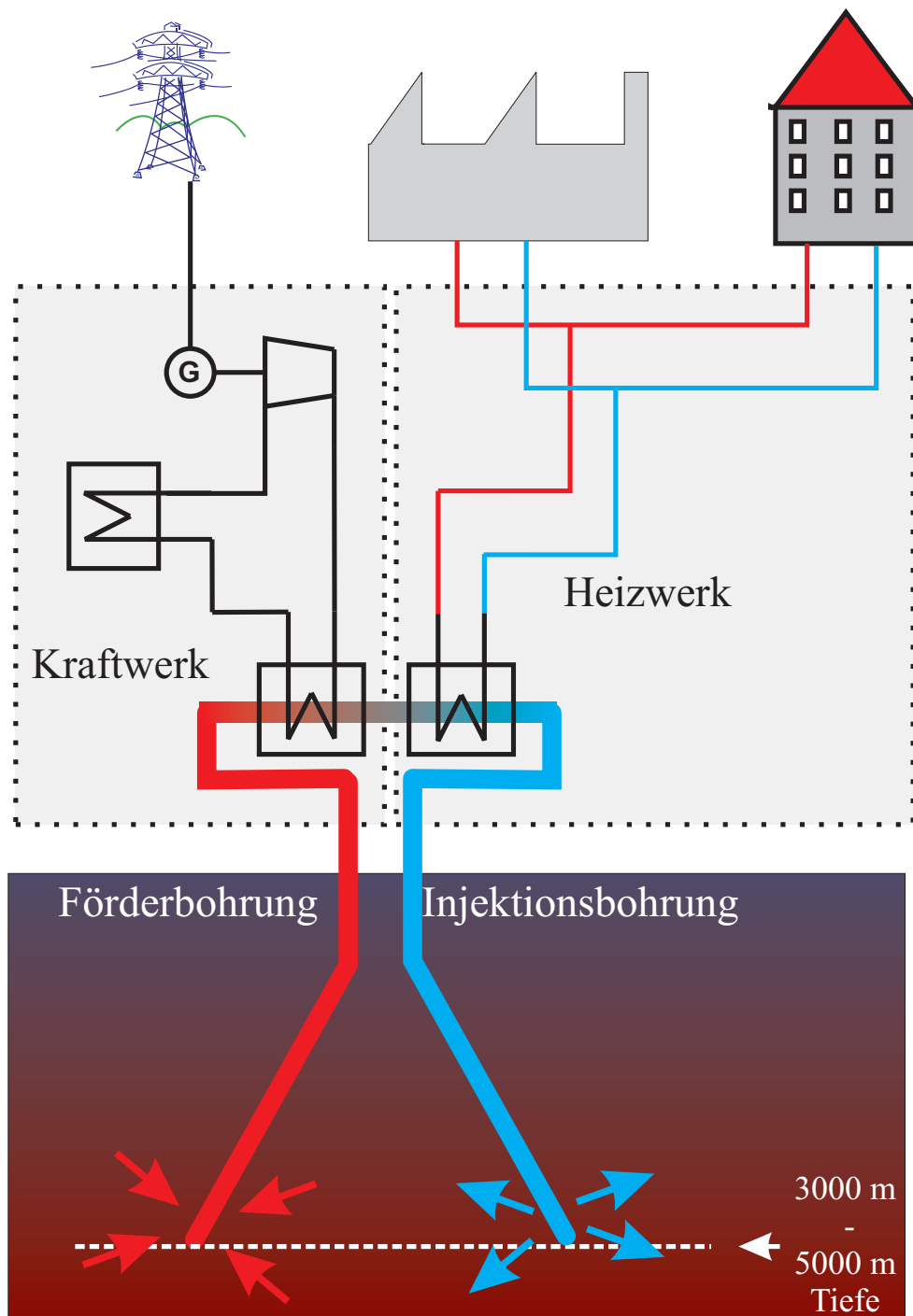


Abbildung 2.2: Schema eines Geothermie-Kraftwerkes mit Wärmeauskopplung im angeschlossenen Heizwerk

Tabelle 2.1 gibt einen Überblick über die in Deutschland bisher realisierten Kraftwerksprojekte mit Stromerzeugung sowie die bisher einzige HDR-Anlage in Soultz-sous-Forêt in Frankreich. In Landau wird Isopentan als Arbeitsfluid im Kraftwerkskreislauf eingesetzt, in Neustadt-Glewe kommt Perfluorethan zum Einsatz. In Unterhaching wird ein Gemisch aus Ammoniak und Wasser (*Kalina*-Prozess) verwendet. Die Förderraten des Thermalwassers liegen zwischen 50 l/s und 150 l/s. Weitere Kraftwerke sind u.a. in Sauerlach (Bayern), Bruchsal (Baden-Württemberg) und Insheim (Rheinland-Pfalz) in Bau (*Geothermie2009* [7]).

Projekt (Inbetriebnahmejahr)	Elektrische Leistung	Wärme- leistung	Temperatur Thermalwasser
Neustadt-Glewe (2003)	0,23 MW	7 MW	98 °C
Landau (2007)	3,80 MW	ca. 6 MW	ca. 155 °C
Unterhaching (2008)	3,36 MW	38 MW	ca. 122 °C
Soultz-sous-Forêts (2008)	ca. 1,5 MW	ca. 30 MW	ca. 175 °C

Tabelle 2.1: Übersicht der in Deutschland realisierten Geothermiekraftwerke mit Stromerzeugung nach *BMU2009* [2], *Geothermie2009* [7]

2.2 Thermodynamik des Organic-Rankine-Cycle (ORC)

2.2.1 Allgemeine Thermodynamik von Kreisprozessen

In thermischen Kraftwerken wird Wärme in elektrische Energie mit Hilfe von thermodynamischen Kreisprozessen gewandelt. Ein Arbeitsmittel durchläuft dabei mehrere Zustandsänderungen, wobei Anfangs- und Endzustand des Arbeitsmittles identisch sind. Daher gilt für Kreisprozesse nach dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik:

$$\oint du = \oint dw + \oint dq = 0. \quad (2.1)$$

Das heißt, die innere Energie du des Systems bleibt konstant. Von außen zugeführte Energie in Form von Wärme dq wird teilweise in der Kraftmaschine zunächst in mechanische Energie dw gewandelt. Dieser Anteil wird Exergie genannt. Der nicht wandelbare Anteil der Wärme, die Anergie, muss dem System wieder entzogen werden, damit der Kreisprozess geschlossen ist.

Kreisprozesse lassen sich gut in Zustandsdiagrammen darstellen, da der thermodynamische Zustand des Arbeitsmittels meist durch zwei Größen eindeutig bestimmt ist. Der Carnot-Prozess in Abbildung 2.3 ist hier als Beispiel eines Idealprozesses aufgeführt. Dabei bezeichnet T die Temperatur und s die Entropie des Arbeitsmittels. Die Zustandsänderungen sind im Einzelnen:

- 1 → 2: Isotherme Expansion, Zufuhr von Wärme
- 2 → 3: Isentrope Expansion, Abgabe von Arbeit

- 3 → 4: Isotherme Kompression, Abfuhr von Wärme
- 4 → 1: Isentrope Kompression, Zufuhr von Arbeit .

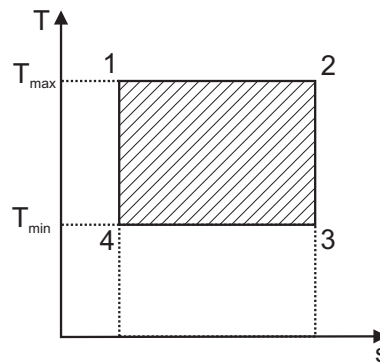


Abbildung 2.3: Carnot-Prozess im T,s -Diagramm

Im T,s -Diagramm stellt die eingeschlossene Fläche die Differenz der zu- und abgeführten Wärmemengen dar:

$$q_{ges} = \oint dq = \oint T ds = q_{zu} - |q_{ab}| . \quad (2.2)$$

Damit und mit Gleichung 2.1 lässt sich die mit dem Prozess gewonnene Nutzarbeit berechnen:

$$|w_N| = |q_{zu}| - |q_{ab}| . \quad (2.3)$$

Der thermische Wirkungsgrad ist als Verhältnis der Nutzarbeit zur zugeführten Wärme definiert:

$$\eta_{th} = \frac{|w_N|}{q_{zu}} = \frac{q_{zu} - |q_{ab}|}{q_{zu}} . \quad (2.4)$$

Für den Wirkungsgrad des Carnot-Prozesses gilt damit und mit Gleichung 2.3:

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} . \quad (2.5)$$

Der Carnot-Prozess ist reversibel, d. h. alle Zustandsänderungen können vollständig rückgängig gemacht werden. Aus Gleichung 2.5 ist zu erkennen, dass für hohe Wirkungsgrade die Wärmezufuhr auf einem möglichst hohem Temperaturniveau und die Wärmeabfuhr auf einem möglichst geringem Temperaturniveau erfolgen sollte (Strauss2006 [20]).

Eine wichtige Größe bei der Berechnung von Zustandsänderungen ist die Enthalpie h . Sie setzt sich additiv aus der inneren Energie u und der Volumenarbeit pv zusammen:

$$h = u + pv . \quad (2.6)$$

Die Enthalpie ist eine intensive Zustandsgröße und hängt von zwei unabhängigen Zustandsgrößen (z.B. T und p) ab. Ihr Wert ist nicht absolut, sondern bezieht sich immer auf einen definierten Referenzzustand. In technischen Anwendungen sind in der Regel lediglich Enthalpiedifferenzen von Bedeutung. Diese sind unabhängig von der Lage des Referenzpunktes, der deshalb frei wählbar ist. Bei einem direkten Vergleich von Enthalpiewerten muss jedoch beachtet werden, dass ihnen derselbe Referenzzustand zugrunde liegt.

Für eine isobare Zustandsänderung in einem kleinen Temperaturintervall ΔT gilt näherungsweise nach *Baehr2005* [1]:

$$\Delta h = c_p \Delta T . \quad (2.7)$$

Die spezifische isobare Wärmekapazität c_p ist dabei die partielle Ableitung der Enthalpie nach der Temperatur bei konstantem Druck:

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p . \quad (2.8)$$

In der technischen Umsetzung lassen sich die oben beschriebenen Zustandsänderungen jedoch nur annähern, da Verluste nicht vermieden werden können. Der Carnot-Prozess als idealer, reversibler Prozess stellt deshalb eine Obergrenze für die Wandlung von Wärme in Arbeit dar.

2.2.2 Der Organic-Rankine-Cycle (ORC)

Der Clausius-Rankine-Prozess mit Wasser als Arbeitsmittel ist in Kohle- und Kernkraftwerken Stand der Technik. Für die Wandlung von Niedertemperaturwärme eignet sich Wasser als Arbeitsmittel aufgrund der hohen Verdampfungstemperatur bei Umgebungsdruck jedoch nur bedingt. Deshalb werden im Organic-Rankine-Cycle organische Fluide mit geringeren Verdampfungstemperaturen als Arbeitsmittel verwendet (siehe dazu Kapitel 2.2.3).

In Abbildung 2.4 ist der Organic-Rankine-Cycle mit Propan als Arbeitsmittel im T,s -Diagramm und im Prozess-Fließbild dargestellt. Das Arbeitsmedium wird in der Speisepumpe komprimiert, im Wärmeübertrager erwärmt, verdampft und gegebenenfalls überhitzt bevor es in der Turbine entspannt wird. Schließlich wird im Kondensator zum Schließen des Kreises die überschüssige Wärme abgeführt. Die dabei auftretenden Zustandsänderungen sind im Einzelnen:

- 1 → 2: Isentrope Kompression, Zufuhr von Arbeit
- 2 → 3: Isobare Wärmezufuhr im Wärmeübertrager
- 3 → 4: Isentrope Expansion, Abgabe von Arbeit
- 4 → 1: Isobare Wärmeabfuhr im Kondensator .

Abhängig vom Druck, bei dem die Wärmezufuhr erfolgt, verläuft der Prozess unterkritisch, d.h. mit Verdampfen des Fluids beim Durchgang durch das Zweiphasengebiet (in Abbildung 2.4 blau

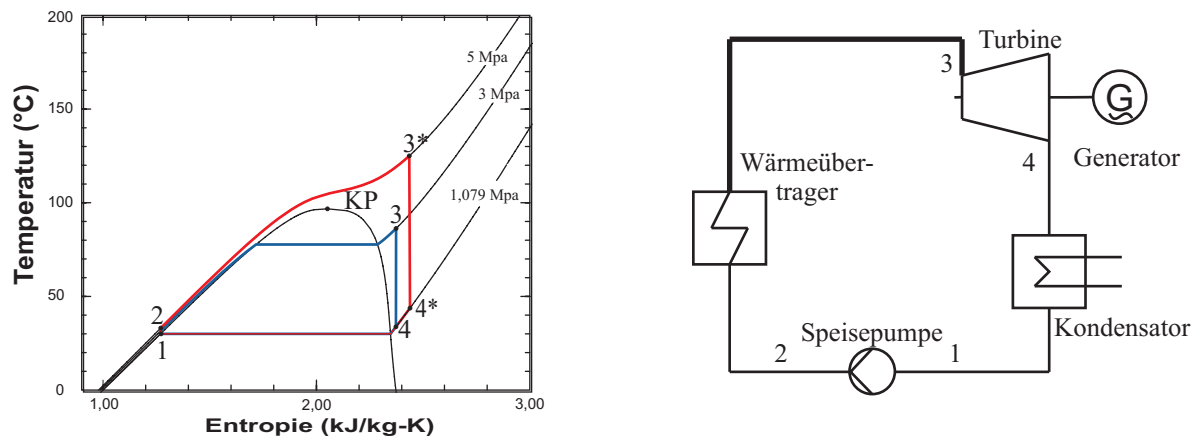


Abbildung 2.4: Organic-Rankine-Cycle im T,s-Diagramm (links) und als Prozess-Fließbild (rechts)

ingezeichnet), oder überkritisch (in Abbildung 2.4 rot eingezeichnet). Die Lage des kritischen Punktes (KP) ist fluidabhängig.

Aus den Enthalpiedifferenzen zwischen den einzelnen Zuständen lässt sich der spezifische Energieanteil der einzelnen Komponenten berechnen:

- Arbeitsaufwand der Speisepumpe: $|w_{Pumpe}| = h_2 - h_1$
- Wärmezufuhr im Wärmeübertrager: $|q_{zu}| = h_3 - h_2$
- Spezifische Arbeit der Turbine: $|w_{Turbine}| = h_3 - h_4$
- Wärmeabfuhr im Kondensator: $|q_{ab}| = h_4 - h_1$

Daraus und mit Gleichung 2.4 lässt sich der thermische Wirkungsgrad des Prozesses bestimmen:

$$\eta_{th} = \frac{|q_{zu}| - |q_{ab}|}{|q_{zu}|} = \frac{|w_{Turbine}| - |w_{Pumpe}|}{|q_{zu}|} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (2.9)$$

Die Enthalpiewerte der einzelnen Zustände können nicht direkt berechnet werden. Sie müssen aus bestehenden Dampftafeln entnommen oder mittels aus Messwerten bestimmten Näherungsgleichungen berechnet werden.

Der bisher beschriebene Prozess ist ein Idealfall, der in der Realität durch Verluste beeinträchtigt wird. Druckverluste in den Leitungen, im Wärmetauscher und im Kondensator, die nicht zu vermeiden sind, werden hierbei vernachlässigt. Ebenso ist die Kompression in der Pumpe und die Entspannung in der Turbine verlustbehaftet. Diese Verluste bedeuten eine Entropiezunahme bei Kompression und Entspannung. Dies wird mit dem Pumpenwirkungsgrad η_{Pumpe} bzw. dem Turbinenwirkungsgrad $\eta_{Turbine}$ beschrieben:

$$\eta_{Pumpe} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.10)$$

$$\eta_{Turbine} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}. \quad (2.11)$$

Der Index s steht dabei für den Zustand der sich bei isentroper Zustandsänderung einstellt.

Die wesentlichen Vorteile des Organic-Rankine-Prozesses bei der Wandlung von Niedertemperaturwärme sind:

- Relativ hohe Dampfdrücke schon bei niedrigen Temperaturen
- Durch geringere Verdampfungswärme bessere Ausnutzung des verfügbaren Temperaturgefälles
- Im allgemeinen bessere Stromerzeugungswirkungsgrade
- Durch höheres Molekulargewicht Vergrößerung des pro Turbinenstufe zu verarbeitenden Wärmegefälles, was zu einer Verkleinerung, Vereinfachung und Verbilligung der Turbine führt.

2.2.3 Arbeitsmittel in Organic-Rankine-Prozessen

Beim Organic-Rankine-Prozess werden organische Fluide als Arbeitsmittel verwendet. Dabei ist die Wahl des Arbeitsmittels abhängig von dessen thermo-physikalischen Eigenschaften. Nach *Maizza1996* [16] sollte das Arbeitsmittel u.a. folgende Kriterien erfüllen:

- Niedrige kritische Temperatur und niedriger kritischer Druck
- Kleines spez. Volumen
- Hohe Wärmeleitfähigkeit
- Therm. Stabilität im eingesetzten Temperaturbereich
- Nicht korrosiv, ungiftig, nicht brennbar

Zudem sind ein geringes Ozonabbaupotential (ODP) und ein geringer Treibhauseffekt (GWP) wichtige Voraussetzungen für die Eignung eines Fluides als Arbeitsmittel.

Zur Effizienzsteigerung des Prozesses ist eine gute Anpassung des Fluids an die jeweilige Wärmequelle entscheidend. Für die bei der Geothermie üblichen Temperaturen im Bereich von 100 °C bis 200 °C eignen sich organische Kältemittel sowie einige brennbare Stoffe (z.B. Propan, Butan). Nach *Cerbe2005* [5] werden in ORC-Anlagen überwiegend Gemische aus Fluorkohlenwasserstoffen verwendet, da die früher eingesetzten Fluorchlorkohlenwasserstoffe (FCKW) aufgrund ihrer umweltschädigenden Effekte gesetzlich verboten sind.

Abbildung 2.5 zeigt die Nassdampfgebiete verschiedener organischer Medien im T,s -Diagramm. Zum Vergleich ist in der linken Grafik zusätzlich das Zweiphasengebiet von Wasser eingetragen. Je nach Steigung der Taulinie unterscheidet man zwischen trockenen (retrograden) und feuchten Fluiden. Während Wasser als feuchtes Fluid eine negative Steigung der Taulinie aufweist,

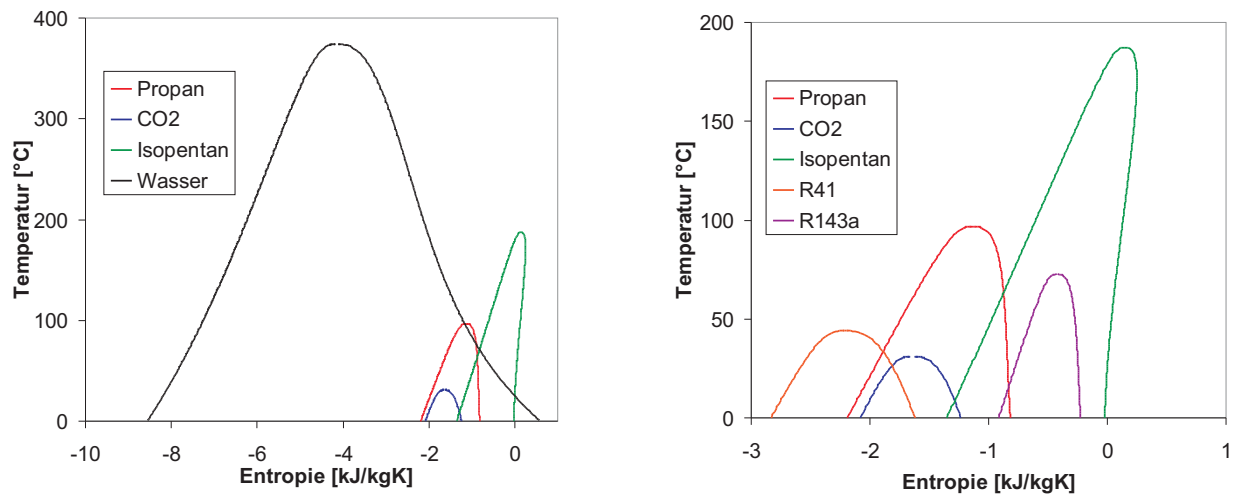


Abbildung 2.5: Zweiphasengebiete ausgewählter Fluide beruhend auf Daten von *NIST2007* [17], im Bild links Wasser, Propan, CO_2 und Isopentan, im Bild rechts alle untersuchten Fluide ohne Wasser, Wahl des Referenzpunktes für die Entropie nach *Koehler2005* [11]

sind viele organische Medien retrograd, d.h. sie besitzen eine Taulinie mit zumindest teilweiser positiver Steigung (siehe *Isopentan* in Abbildung 2.5).

Um bei feuchten Medien einen zu hohen Nässegehalt nach der Entspannung in der Turbine zu verhindern, müssen diese überhitzt werden. Bei retrograden Fluiden ist dagegen eine Entspannung in das Zweiphasengebiet nicht möglich und somit keine Überhitzung notwendig. Im Gegenteil muss beachtet werden, dass sich der Dampf nicht auf Umgebungstemperatur entspannen kann und somit ein größerer Teil der zugeführten Wärme nicht genutzt werden kann. Deshalb werden bei Verwendung von retrograden Fluiden zusätzliche interne Wärmetauscher eingesetzt. Mittels eines sog. Rekuperators wird ein Teil der anfallenden Abwärme zur Vorwärmung des Fluids verwendet.

Ein hohes Enthalpiegefälle in der Turbine und damit einen großen Exergieanteil erhält man jedoch bei Entspannung auf die Kondensationstemperatur. Nach *Förster2006* [6] ist bei feuchten Arbeitsmitteln eine höhere mittlere Temperatur der Wärmezufuhr und eine tiefere mittlere Temperatur der Wärmeabfuhr realisierbar, was nach Carnot zu einem höheren Wirkungsgrad führt (siehe Kapitel 2.2.1). Deshalb ist der Verlauf der Taulinie ein relevantes Kriterium für die Wahl des Arbeitsmittels.

Die in dieser Arbeit untersuchten Fluide sind in Tabelle 2.2 aufgeführt. Der Fokus liegt hierbei auf Propan und Kohlenstoffdioxid. Beide Stoffe sind aufgrund der Lage ihrer kritischen Punkte und der negativ steigenden Taulinie (nicht retrograd) interessant für zukünftige Anwendungen. Zudem besitzen sie im Gegensatz zu den bisher eingesetzten Kältemitteln nur ein sehr geringes Treibhauspotenzial. Dieses wird über das GWP (Greenhouse Warming Potential) quantifiziert. Das GWP beschreibt den Einfluss eines Stoffes auf den Treibhauseffekt im Verhältnis zu CO_2 . CO_2 hat demnach ein GWP von 1, das GWP von Propan beträgt 3. Im Vergleich dazu

liegen die GWP's bisher üblicher Kältemittel über 1000. Desweiteren weisen CO₂ und Propan keine ozonschädigenden Effekte auf. Das ODP (Ozon Deplation Potential) beider Stoffe ist 0. Anhand von Propan und Kohlenstoffdioxid sollen Aussagen über Wirkungsgrad- und Leistungsverläufe je nach eingestellten Prozessparametern getroffen werden. Weitere Untersuchungen an den Stoffen R41 (Fluormethan) und R143a sollen dabei helfen den anhand von Propan und CO₂ gewonnenen Erkenntnissen einen allgemeineren, weniger fluidspezifischen Charakter zu verleihen. Berechnungen mit Isopentan dienen zur Verifizierung des Simulationsmodells in MS Excel (siehe Kapitel 3.3). Zum Vergleich ist Wasser als Arbeitsfluid ebenfalls aufgeführt.

Fluid	Summenformel	krit. Druck [MPa]	krit. Temperatur [°C]
R744 (Kohlenstoffdioxid)	CO ₂	7,377	30,98
R290 (Propan)	C ₃ H ₈	4,251	96,74
R41 (Fluormethan)	CH ₃ F	5,897	44,13
R143a	C ₂ H ₃ F ₃	3,761	72,71
R601a (Isopentan)	C ₅ H ₁₂	3,378	187,2
R718 (Wasser)	H ₂ O	22,064	373,95

Tabelle 2.2: Übersicht über die untersuchten Fluide und Wasser: Summenformel und kritische Daten nach NIST2007 [17], R-Bezeichnung nach DIN 8960 Abs. 6

Abbildung 2.6 und 2.7 zeigen das p - v - T -Diagramm von R290 (Propan) und R744 (CO₂) mit jeweils einem möglichen überkritischen Prozess (schwarz eingezeichnet). Alle möglichen Zustände eines Fluids liegen bei dieser Darstellung auf der von Isobaren und Isothermen aufgespannten Oberfläche. In Abbildung 2.6 und 2.7 sind die Tau- und Siedelinie blau, die Isobaren grün und die Isothermen rot dargestellt. Das Fluid liegt links des Zweiphasengebietes flüssig, rechts des Zweiphasengebietes dampfförmig vor.

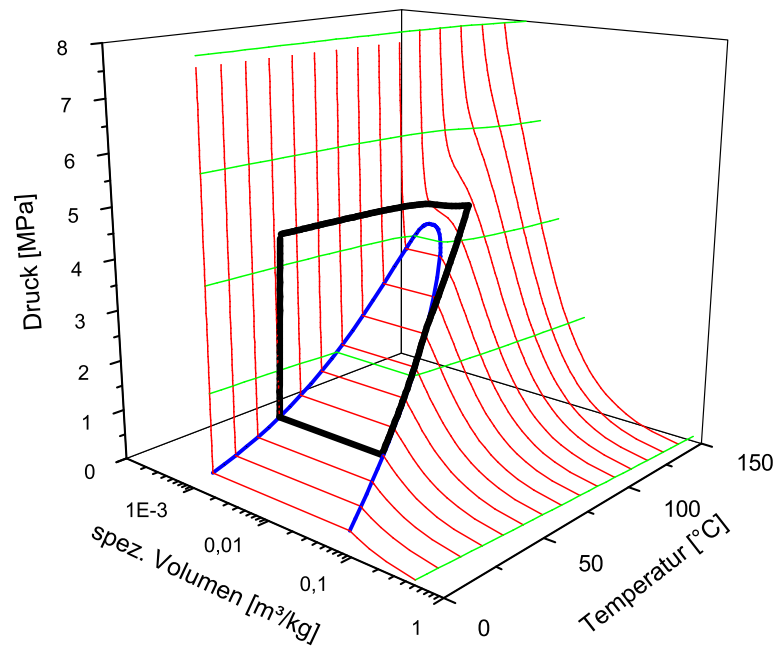


Abbildung 2.6: p - v - T -Diagramm von R290 (Propan)

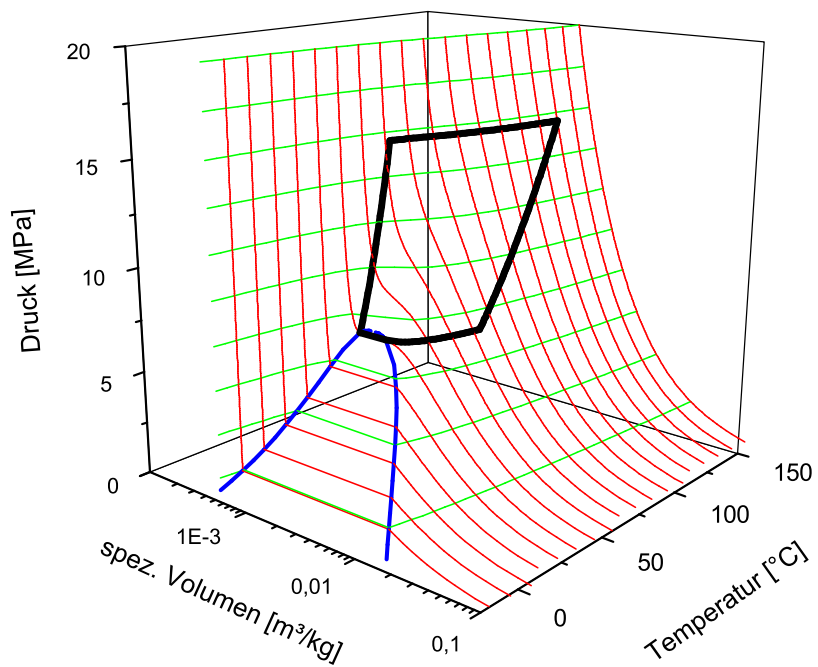


Abbildung 2.7: p - v - T -Diagramm R744 (CO₂)

2.3 Der Organic-Rankine-Cycle in der geothermischen Anwendung

2.3.1 Dreiecksvergleichsprozess

Die bei der tiefen Geothermie dem Prozess zu Verfügung stehende Wärmequelle ist das Thermalwasser, dem über einen Wärmetauscher die Wärme entzogen wird. Hierbei handelt es sich um eine sensible Wärmequelle, da sich die Temperatur des Thermalwassers während der Wärmeabfuhr ändert. Als Vergleichsprozess wird deswegen häufig anstatt des Carnot-Prozesses ein Dreiecksprozess verwendet. Dieser aus der Kältetechnik kommende Prozess besteht aus einer isobaren Wärmezufuhr, einer isentropen Entspannung und einer isothermen Wärmeabfuhr (Abbildung 2.8).

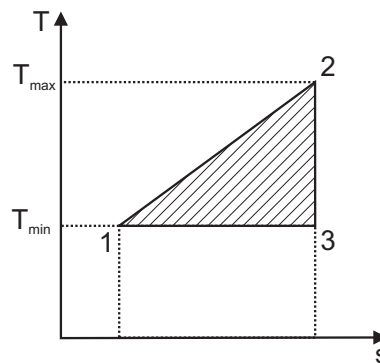


Abbildung 2.8: Dreiecksvergleichsprozess nach Foerster2006 [6]

Der Wirkungsgrad dieses Prozesses lässt sich wie der Carnot-Wirkungsgrad über die obere und untere Prozesstemperatur berechnen:

$$\eta_{th,Dreieck} = \frac{T_{max} - T_{min}}{T_{max} + T_{min}}. \quad (2.12)$$

Bei einer oberen Prozesstemperatur von 150°C und einer unteren Temperatur von 30°C liegt der Wirkungsgrad dieses Prozesses bei 16,5%. Dieser Wert liegt deutlich unter dem Carnot-Wirkungsgrad, der bei diesen Temperaturen 28,3% beträgt. Er stellt jedoch eine realistischere Obergrenze für Prozesse mit geothermischer Wärmequelle dar. Zur Effizienzsteigerung sollte also versucht werden, den realen Prozess an diese Dreiecksform anzunähern (Foerster2006 [6]).

2.3.2 Wärmetauscher

Bei Annahme eines idealen Wärmetauschers wird die gesamte vom Thermalwasser abgegebene Wärme vom ORC-Fluid aufgenommen. In der Realität tritt ein nicht zu verhindernder Wärme-

verlust an die Umgebung auf, dem mittels eines Wärmeübertragerwirkungsgrades Rechnung getragen wird.

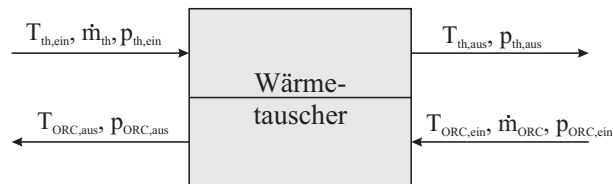


Abbildung 2.9: Schematische Darstellungen des idealen Wärmeübertragers und der ein- und austretenden Stoffströme

Ein idealer Wärmeübertrager ist in Abbildung 2.9 schematisch dargestellt. Auf der Primärseite tritt der Thermalwassermassenstrom \dot{m}_{th} mit der Temperatur $T_{th,ein}$, dem Druck $p_{th,ein}$ in den Wärmeübertrager ein, überträgt seine Wärme auf das Arbeitsmedium des ORC-Kreises und kühlt sich dabei ab. Er verlässt den Wärmeübertrager mit der Temperatur $T_{th,aus}$ und dem Druck $p_{th,aus}$. Die vom Thermalwasser entnehmbare Wärmemenge \dot{Q}_{th} lässt sich aus der Differenz der Thermalwassertemperaturen zwischen Eintritt in den und Austritt aus dem Wärmeübertrager berechnen.

$$\dot{Q}_{th} = \dot{m}_{th} \cdot (h_{th,ein} - h_{th,aus}) \cong \dot{m}_{th} \cdot \bar{c}_{p,th} \cdot (T_{th,ein} - T_{th,aus}) \quad (2.13)$$

Die mittlere spez. Wärmekapazität $\bar{c}_{p,th}$ bezieht sich hierbei auf eine arithmetisch aus Ein- und Austrittstemperatur gemittelte Wassertemperatur. Wie Abbildung 2.10 zeigt weisen die c_p -Werte von Wasser im betrachteten Temperatur- und Druckbereich nur geringe Änderungen auf, so dass diese Näherung zulässig ist.

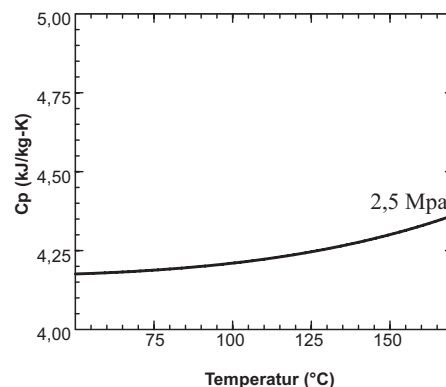


Abbildung 2.10: Verlauf des c_p -Wertes von Wasser abhängig von der Temperatur bei einem Druck von 2,5 MPa nach NIST2007[17]

Auf der Sekundärseite wird das ORC-Fluid im Gegenstrom durch den Wärmeübertrager geführt. Am Eintritt besitzt der Massenstrom \dot{m}_{ORC} die Temperatur $T_{ORC,ein}$ und den Druck $p_{ORC,ein}$.

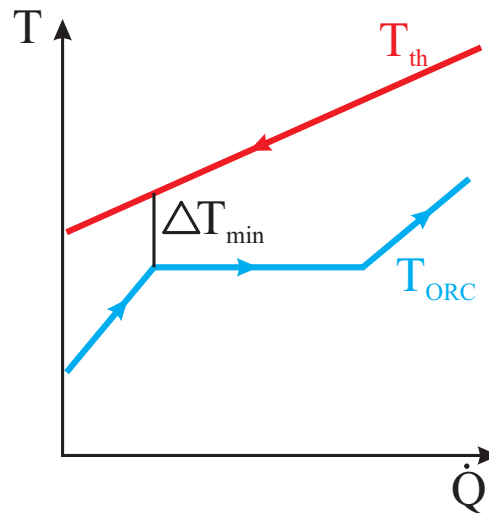


Abbildung 2.11: Temperaturverlauf des Thermalwassers (rot) und des ORC-Fluids (blau) im Wärmeübertrager eines unterkritischen Prozesses

Am Austritt liegt das nun aufgeheizte und verdampfte Fluid mit der Temperatur $T_{ORC,aus}$ und dem Druck $p_{ORC,aus}$ vor.

Eine Energiebilanz über den in Abbildung 2.9 gezeigten idealen Wärmetauscher ergibt:

$$\dot{Q}_{th} = \dot{m}_{th} \cdot \bar{c}_{p,th} \cdot (T_{th,ein} - T_{th,aus}) = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_3 - h_2) = \dot{Q}_{zu,ORC} \quad (2.14)$$

Für die Auslegung des ORC-Kreises ist vor allem die lokal minimale Temperaturdifferenz ΔT_{min} zwischen heißem und kaltem Fluid wichtig. Sie wird als Grädigkeit bezeichnet und steht in Relation zur Größe der Wärmeübertragungsfläche. Eine unendlich große Wärmeübertragungsfläche würde theoretisch eine Grädigkeit von 0 K ergeben.

In Abbildung 2.11 ist der Temperaturverlauf des Thermalwassers und des ORC-Fluids über der übertragenen Wärme \dot{Q} am Beispiel eines unterkritischen Prozesses aufgetragen. Die Isobare des ORC-Fluids ist dabei näherungsweise in drei Abschnitte konstanter Steigung aufgeteilt. Der waagrechte Anteil beschreibt das Verdampfen im Zweiphasengebiet. Es ist zu erkennen, dass der Punkt, an dem die Temperaturdifferenz am geringsten ist, am Eintritt in das Zweiphasengebiet liegt. Dieser Punkt wird *Pinch Point* genannt. Die Temperatur des Thermalwassers am *Pinch Point* muss mindestens um die Grädigkeit des Wärmeübertragers höher als die Verdampfungstemperatur des ORC-Fluids sein.

Für den Bereich der Verdampfung und Überhitzung (rechts des *Pinch Points*) gilt bei einem idealen Wärmeübertrager für die dem ORC-Fluid maximal übertragbare Wärme \dot{Q}_{zu} demnach:

$$\dot{Q}_{zu,a} = \dot{m}_{ORC} (h_3 - h_{3a}) = \dot{m}_{th} \bar{c}_{p,th} (T_{th,ein} - (T_{3a} + \Delta T_{min})) \quad (2.15)$$

Der Index $3a$ bezeichnet den Zustand am *Pinch Point*. Analog dazu gilt für die übertragene Wärme links des *Pinch Points*:

$$\dot{Q}_{zu,b} = \dot{m}_{ORC} (h_{3a} - h_2) = \dot{m}_{th} \bar{c}_{p,th} (T_{3a} + \Delta T_{min} - T_{th,aus}) \quad (2.16)$$

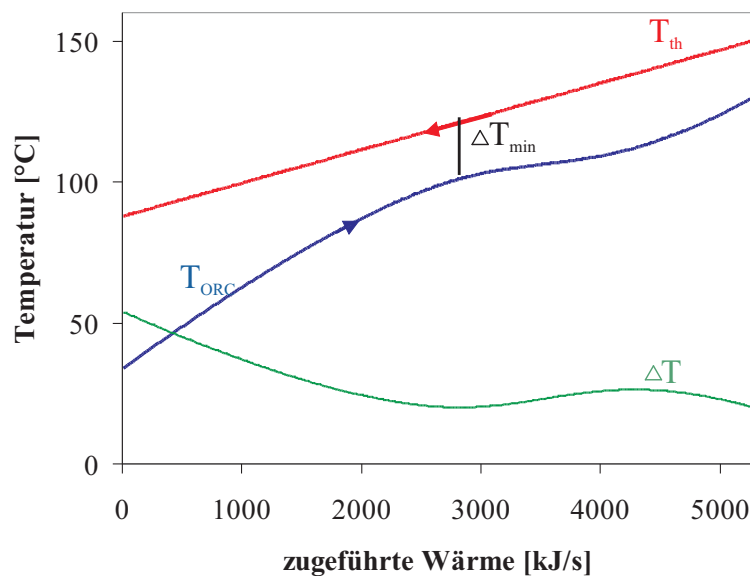


Abbildung 2.12: Temperaturverlauf des Thermalwassers (rot), des ORC-Fluids (blau) und von ΔT (grün) im Wärmeübertrager eines überkritischen Prozesses

Durch die Aufteilung der gesamt-übertragenen Wärme in zwei Teile ist mit dieser Näherung eine erste Auslegung des unterkritischen Prozesses möglich, die die Grädigkeit des Wärmetauschers berücksichtigt.

Bei überkritischen Prozessen ist die Lage des *Pinch Points* nicht bekannt. Aufgrund unterschiedlicher Druck- und Temperaturbereiche lässt sich keine allgemeine Aussage über den Verlauf der Temperaturzunahme treffen. Ein Beispiel für einen überkritischen Prozess ist in Abbildung 2.12 gegeben. Zusätzlich ist hier noch die Differenz der Temperaturen ΔT in grün aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass an zwei Stellen ein Minimum der Temperaturdifferenz auftritt. Das Minimum am Eintritt des Thermalwassers in den Wärmetauscher zeigt zugleich, dass durch die Grädigkeit die obere Prozesstemperatur T_3 des ORC-Fluids abhängig von der Temperatur des Thermalwassers begrenzt ist.

Für Auslegungsrechnungen müssen einzelne Parameter, wie z.B. die Thermalwasserrücklauftemperatur $T_{th,aus}$ schrittweise so variiert werden, dass die Grädigkeit an allen Punkten des Wärmetauschers eingehalten wird (siehe Kapitel 3.2). Dieses Verfahren kann auch auf unterkritische Prozesse angewendet werden, die auf diese Weise genauer berechnet werden können.

2.3.3 Systemgrenze und Leistungsdefinition

Je nach Ziel der Optimierung und Wahl der Systemgrenze können sich unterschiedliche Schlussfolgerungen aus einer Simulation des Kraftwerkprozesses ergeben. Die betriebswirtschaftlich

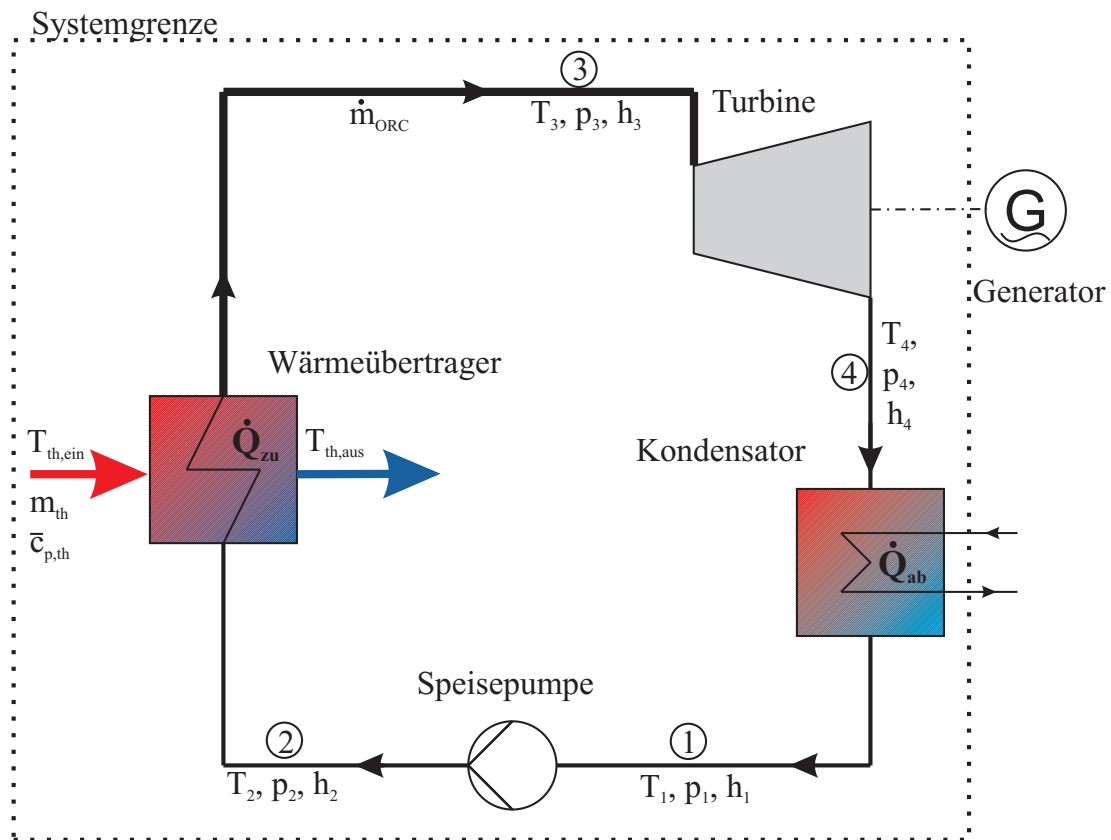


Abbildung 2.13: ORC-Prozess mit geothermischer Wärmequelle, gewählte Systemgrenze und Bezeichnung der Zustandsgrößen

beste Lösung muss beispielsweise nicht die energetisch effektivste sein. Deswegen ist es wichtig die Systemgrenze der Simulation genau zu definieren. Abbildung 2.13 zeigt die in dieser Arbeit gewählte Systemgrenze, sowie alle relevanten Größen des Thermalwasserkreises und des ORC-Prozesses.

Die Tiefenpumpe, die das Thermalwasser fördert, liegt außerhalb der Systemgrenze. Die Tiefe der Bohrung und die standortspezifischen Gegebenheiten des Gesteins sind die entscheidenden Kriterien für die Wahl der Tiefenpumpe. Auf die Optimierung des ORC-Prozesses hat sie keinen direkten Einfluss.

Auf der Kühlseite ist die Kühlleistung des Kondensators inkl. Massenstrom und Temperaturen des Kühlmediums ebenfalls nicht Teil des betrachteten Systems. Die Auswahl des Kühlmediums (Luft- oder Wasserkühlung) ist entscheidend für die Berechnung der zur Abfuhr der Wärme erforderlichen Parameter. Im Rahmen dieser Arbeit wird deswegen vorausgesetzt, dass die anfallende Abwärme jederzeit bei der gewählten Kondensationstemperatur abgeführt wird, ohne dass eine nähere Betrachtung der Wärmeübertragung im Kondensator vorgenommen wird. Die Leistung der Tiefenpumpe und die zur Abfuhr der Wärme erforderliche Leistung dürfen jedoch bei einer Betrachtung des gesamten Kraftwerkes nicht außer Acht gelassen werden.

Der Generator wandelt die mechanische Energie der Turbine in elektrische Energie. Er weist

einen Wirkungsgrad von bis zu 99% auf und liegt als Standardmodul der Stromerzeugung außerhalb des betrachteten Systems.

Bei der Betrachtung der Leistung des Prozesses muss zwischen Brutto- und Netto-Leistung unterschieden werden. Die spezifische Arbeit der Turbine multipliziert mit dem Massenstrom des Arbeitsmittels \dot{m}_{ORC} ergibt die nutzbare Wellenleistung P_{brutto} , die als Brutto-Leistung bezeichnet wird:

$$P_{brutto} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_3 - h_4) . \quad (2.17)$$

Die Netto-Leistung P_{netto} entspricht der Brutto-Leistung abzüglich des Eigenbedarfs des Kraftwerkes. Dies ist im wesentlichen der Energiebedarf der Speisepumpe sowie weiterer kleiner Verbraucher, die jedoch vernachlässigt werden können. Damit berechnet sich die Netto-Leistung aus:

$$P_{netto} = \dot{m}_{ORC} \cdot (h_3 - h_4 - (h_2 - h_1)) . \quad (2.18)$$

Mit Gleichung 2.9 und Gleichung 2.14 lässt sich die Netto-Leistung auch als Produkt des Wirkungsgrades η_{th} mit der zugeführten Wärme \dot{Q}_{zu} berechnen:

$$P_{netto} = \eta_{th} \cdot \dot{Q}_{zu,ORC} . \quad (2.19)$$

3 Modellierung des Simulationsprogramms

Zur Simulation verschiedener Organic-Rankine-Prozesse wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Programmcode in Microsoft Excel und Microsoft Visual Basic for Applications (VBA) entwickelt, der es ermöglicht sowohl unter- als auch überkritische Prozesse mit verschiedenen Arbeitsmitteln zu berechnen. Für eine Einführung in die Programmierung mit Excel-VBA und weitere Informationen sei auf *Gogolok1999* [8] und *Kofler2004* [12] verwiesen.

3.1 Reference Fluid Properties (REFPROP)

Reference Fluid Properties (REFPROP) ist ein vom National Institute of Standards and Technology (NIST) entwickeltes Programm. Es stellt thermodynamische Eigenschaften und Transporteigenschaften von für industrielle Zwecke interessanten Stoffen zur Verfügung, unter anderem von vielen Kältemitteln und Kohlenwasserstoffverbindungen.

Die vom Programm bereitgestellten Werte beruhen auf den zur Zeit genauesten Modellen für reine Fluide, die der Helmholtz-Energie explizite Zustandsgleichungen, die modifizierte Benedict-Rubin-Zustandsgleichung und ein „Extended Corresponding States (ECS)“ Modell beinhalten. All diesen Modellen liegen Messungen der thermodynamischen Eigenschaften der Fluide zugrunde. Mit REFPROP ist es möglich bei Definition eines Zustandes über zwei unabhängige Größen alle thermodynamischen Größen dieses Zustandes zu ermitteln. Damit können sowohl Tabellen mit Fluideigenschaften als auch Diagramme wie z.B. das T,s -Diagramm einzelner Stoffe erstellt werden. Alle thermodynamischen Zustandsgrößen der Fluide wurden in dieser Arbeit mittels REFPROP ermittelt.

Die REFPROP-Software unterstützt dynamische Bibliotheken (DLL), die die Nutzung in anderen Anwendungen ermöglichen. Zur Verbindung mit Microsoft Excel ist ein Microsoft Visual-Basic-Modul Teil des Software-Paketes. Dieses Modul kann als Add-In in Excel eingebunden werden. Dadurch stehen die Berechnungsfunktionen von REFPROP in Excel zur Verfügung. Die Funktionssyntax zur Berechnung einer Größe lautet:

=Name der Größe(Fluidname;Kürzel ZG1 Kürzel ZG2;Einheiten;Wert ZG1;WertZG2)

Zum Bsp.:

=Density("Propane";"TP";"SI with C";150;3) .

$ZG1$ und $ZG2$ sind die zwei unabhängigen Zustandsgrößen, die zur Festlegung des Zustandes vorgegeben werden müssen. Die Angabe der Einheiten gilt sowohl für $ZG1$ und $ZG2$ als auch für die zu berechnende Größe. Im Beispiel wird die Dichte von Propan bei 150°C und 3 MPa berechnet und in kg/m^3 angegeben. Eine vollständige Liste der berechenbaren Größen und weitere Informationen zur Verwendung des Add-In's stehen bei *NIST2007* [17] zur Verfügung. Die Genauigkeit der berechneten thermodynamischen Werte wurde im Rahmen einer Fehlerbeurteilung untersucht (siehe Kapitel 3.3).

3.2 Struktur des Simulationsprogramms GESI

Mit Hilfe der Funktionen von REFPROP wurde ein Simulationsmodell in Excel entwickelt, das die Berechnung von ORC-Prozessen mit geothermisch bereitgestellter Wärme ermöglicht. Dieses Programm wird im folgenden *GESI - GEothermal Simulation* - genannt. In diesem Kapitel wird der allgemeine Aufbau, die Funktion der einzelnen Module sowie die Möglichkeit von Variationsrechnungen mit *GESI* beschrieben.

3.2.1 Allgemeiner Aufbau

Abbildung 3.1 zeigt die Bedienoberfläche von *GESI* in Excel. Im oberen Bereich werden allgemeine Einstellungen vorgenommen. Dazu gehören auf ORC-Seite die Fluidauswahl, die Angabe von Turbinen- und Pumpenwirkungsgrad, die Kondensationstemperatur sowie der gewünschte Frischdampfzustand (über Temperatur T_3 und Druck p_3 definiert). Bei der Angabe des Arbeitsmittels kann dabei über ein Auswahlfenster auf alle in REFPROP enthaltenen Fluide zurückgegriffen werden. Des Weiteren müssen sowohl Thermalwassertemperatur und -massenstrom als auch die Grädigkeit des Wärmetauschers und der Druckverlust des Arbeitsmittels im Wärmetauscher angegeben werden. Optional kann ein beliebig wählbarer Referenzzustand für Enthalpie und Entropie angegeben werden. Bei keiner Angabe eines Referenzzustandes wird der von REFPROP vordefinierte Standardreferenzzustand des jeweiligen Fluides gewählt.

Über mehrere Schaltflächen am linken Rand können die einzelnen Berechnungsmodule (u.a. zur Ermittlung des Wirkungsgrades, der Leistung, des Massenstroms des Arbeitsmittels und der Thermalwasserrücklauftemperatur (siehe Kapitel 3.2.2 und 3.2.3)) aufgerufen werden. Der berechnete Kreisprozess wird im T,s -Diagramm in der Mitte der Oberfläche dargestellt. Die darin enthaltenen Tau- und Siedelinien des Zweiphasengebiets werden bei Änderung des gewählten Fluids über die eingebundenen REFPROP-Funktionen automatisch berechnet. Einen Überblick über die Ergebnisse der Berechnungen liefern die rechts dunkelblau hinterlegten Felder.

Eine detailliertere Aufführung aller in die Berechnung eingegangenen Daten sowie aller Ergebnisse ist auf mehrere Registerkarten verteilt.

Mit den oben erwähnten Angaben ist der Kreisprozess eindeutig definiert. Abbildung 3.2 zeigt die Berechnung der thermodynamischen Größen für alle Zustände, die für weitere Berechnungen von Bedeutung sind. Die fettgedruckten, blauen Werte sind die jeweiligen Vorgaben, die den Zustand definieren und über die die restlichen Werte berechnet werden. Quality ist hierbei

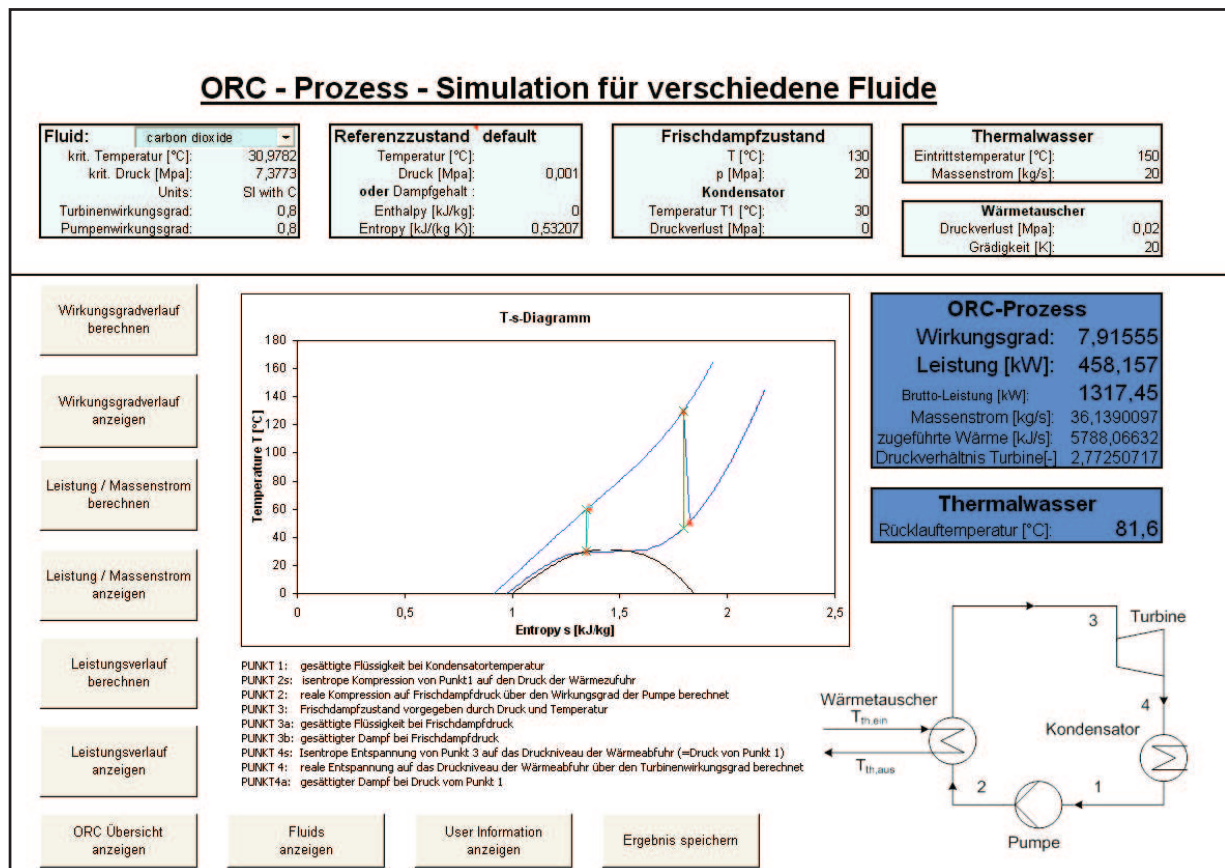


Abbildung 3.1: Bedienoberfläche des Simulationsprogramms GESI

die Angabe des Nassdampfgehaltes des Fluids. Werte größer als eins bedeuten, dass überhitzter Dampf vorliegt.

$$x = \frac{\text{Masse des gesättigten Dampfes}}{\text{Masse des nassen Dampfes}} = \frac{m''}{m' + m''} \quad (3.1)$$

In Gleichung 3.1 bezeichnet x den Nassdampfgehalt des Fluids, m' die Masse der siedenden Flüssigkeit und m'' die Masse des gesättigten Dampfes.

Die Berechnung des idealen Prozesses verläuft nach folgendem Schema:

- Punkt 1: definiert durch Kondensationstemperatur und Lage auf der Siedelinie (Quality=0)
- Punkt 2s: definiert durch Entropie von Punkt 1 und Frischdampfdruck (isobare Wärmezufuhr)
- Punkt 3: definiert durch Frischdampfdruck und -temperatur
- Punkt 4s: definiert durch Entropie von Punkt 3 und Druck von Punkt 1 (isobare Wärmeabfuhr)

	T °C	P MPa	ρ kg/m ³	h kJ/kg	s kJ/(kg-K)	Quality
1	30,0000	7,2137	593,3130	304,5534	1,3435	0,0000
2	61,5473	20,0200	714,2184	328,3308	1,3577	#Supercritical state (T>Tc, p>pc)
2s	59,6506	20,0200	726,1963	323,5753	1,3435	#Supercritical state (T>Tc, p>pc)
3	130,0000	20,0000	371,8773	488,4920	1,7956	#Supercritical state (T>Tc, p>pc)
3a	supercritical	supercritical	supercritical	supercritical	supercritical	supercritical
3b	supercritical	supercritical	supercritical	supercritical	supercritical	supercritical
4a	30,0000	7,2137	345,1023	365,1289	1,5433	1,0000
4s	46,3905	7,2137	189,8860	442,9232	1,7956	#Supercritical state (T>Tc, p>pc)
4	50,7588	7,2137	179,3658	452,0370	1,8239	2,4347

Abbildung 3.2: Berechnung der thermodynamischen Größen einzelner Zustände im ORC-Prozess

Die Punkte 3a und 3b sind die Schnittpunkte der Isobaren der Wärmezufuhr mit dem Zweiphasengebiet und existieren daher nur bei unterkritischen Prozessen. Der Punkt 4a ist der Schnittpunkt der Isobaren der Wärmeabfuhr mit der Taulinie.

Ausgehend vom Enthalpiewert des Punktes 4s kann über den Turbinenwirkungsgrad nach Gleichung 2.11 die Enthalpie am Punkt 4 berechnet werden. Damit und mit dem Kondensationsdruck von Punkt 1 können die thermodynamischen Größen bei realer Entspannung am Punkt 4 ermittelt werden. Analog dazu ergeben sich die Werte für den Zustand bei realer Kompression über Gleichung 2.10.

Bei Berücksichtigung des Druckverlustes im Wärmetauscher muss die Speisepumpe einen erhöhten Druck vor dem Eintritt in den Wärmetauscher erzeugen, so dass trotz der Verluste der vorgegebene Frischdampfdruck erreicht wird. Dies ist gewährleistet, wenn am Punkt 2 (und Punkt 2s) zum Frischdampfdruck der Druckverlust des Wärmetauschers addiert wird.

Der berechnete Kreisprozess wird automatisch im T,s -Diagramm graphisch dargestellt (siehe Abbildung 3.1).

3.2.2 Variationsrechnung des thermischen Wirkungsgrades

Der thermische Wirkungsgrad des Kreis-Prozesses kann über die Enthalpie-Werte der einzelnen Zustände über Gleichung 2.9 berechnet werden. *GESI* berechnet zum einen den Wirkungsgrad η_{ideal} des idealen Prozesses sowie den Wirkungsgrad des realen Prozesses η_{th} :

$$\eta_{ideal} = \frac{h_3 - h_{4s} - (h_{2s} - h_1)}{h_3 - h_{2s}} \quad (3.2)$$

$$\eta_{th} = \frac{h_3 - h_4 - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (3.3)$$

Zur Berechnung von Wirkungsgradverläufen in Abhängigkeit der Frischdampfzustände besteht ein VBA-Modul, das in *GESI* über die Schaltfläche „Wirkungsgradverlauf berechnen“ aufgerufen werden kann. Es ermöglicht die Berechnung mehrerer Kreisprozesse durch Änderung des Frischdampfzustandes. Dabei wird jeweils bei einem konstanten Frischdampfdruck die Frischdampftemperatur variiert, der jeweilige Wirkungsgrad in ein neues Tabellenblatt übertragen und

anschließend der Verlauf der ermittelten Wirkungsgrade in einem Diagramm graphisch dargestellt. Dies wird automatisiert für mehrere Frischdampfdrücke durchgeführt.

Der Benutzer wird nach Aufruf des Unterprogramms Schritt für Schritt aufgefordert die notwendigen Eingaben zu tätigen. Neben der Kondensationstemperatur ist dies der Temperatur- und Druckbereich, in dem der Frischdampfzustand variiert werden soll. Die Schrittweite der Variation kann für Temperatur und Druck individuell eingegeben werden.

3.2.3 Berechnung der Leistung

Bei der Berechnung der Leistung in *GESI* wird zunächst der ORC-Prozess durch Eingabe des Frischdampfzustandes und der Kondensationstemperatur vorgegeben. Bei Vorgabe der Thermalwassereintrittstemperatur $T_{th,ein}$ und des Thermalwassermassenstroms \dot{m}_{th} lassen sich bei unterkritischen Prozessen die Rücklaufstemperatur des Thermalwassers $T_{th,aus}$, die dem ORC-Prozess übertragene Wärme \dot{Q}_{zu} und der Massenstrom des Arbeitsmittels \dot{m}_{ORC} berechnen. Gleichung 2.15 und Gleichung 2.16 müssen dazu folgendermaßen umgestellt werden:

$$\dot{m}_{ORC} = \frac{\dot{m}_{th} \bar{c}_{p,th}}{h_3 - h_{3a}} (T_{th,ein} - (T_{3a} + \Delta T_{min})) \quad (3.4)$$

$$T_{th,aus} = T_{3a} + \Delta T_{min} - \frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{th} \bar{c}_{p,th}} (h_{3a} - h_2) . \quad (3.5)$$

Daraus kann die Netto-Leistung nach Gleichung 2.18 bzw. nach Gleichung 2.19 berechnet werden. Diese Leistung stellt unter den getroffenen Randbedingungen ein Maximum dar. Bei Verringerung des berechneten Massenstroms sinkt die dem Prozess zugeführte Wärme und die Thermalwasserrücklaufstemperatur steigt. Bei Erhöhung des Massenstroms reicht die dem Prozess übertragene Wärme nicht aus, um das Arbeitsmittel auf die gewünschte Frischdampfstemperatur zu erhitzen.

Wie bereits in Kapitel 2.3.2 erläutert, kann diese Berechnung nur bei Kenntnis der Lage des Pinch Points angewendet werden. Dies ist bei unterkritischen Einkomponenten-Prozessen näherungsweise gewährleistet.

Bei überkritischen Prozessen ist aufgrund der unbekanntenen Lage des Pinch Points keine direkte Berechnung der Leistung möglich. In *GESI* wird deswegen numerisch durch Variation der Rücklaufstemperatur des Thermalwassers die maximal mögliche Leistung für den jeweils vorgegebenen Frischdampfzustand und die vorgegebene Kondensationstemperatur ermittelt. Diese erhält man bei der maximal übertragbaren Wärme \dot{Q}_{zu} , d.h. nach Gleichung 2.13 bei der geringsten Rücklaufstemperatur des Thermalwassers $T_{th,aus}$, bei der die Grädigkeit im Wärmetauscher eingehalten wird. Um diese zu ermitteln wird deshalb die kleinstmögliche Thermalwasseraustrittstemperatur als Startwert der numerischen Iteration vorgegeben. Dies ist die Eintrittstemperatur des Arbeitsmittels in den Wärmetauscher zuzüglich der Grädigkeit des Wärmetauschers. Damit kann nach Gleichung 2.14 der Massenstrom des Arbeitsmittels berechnet werden:

$$\dot{m}_{ORC} = \frac{\dot{m}_{th} \bar{c}_{p,th} (T_{th,ein} - T_{th,aus})}{h_3 - h_2} . \quad (3.6)$$

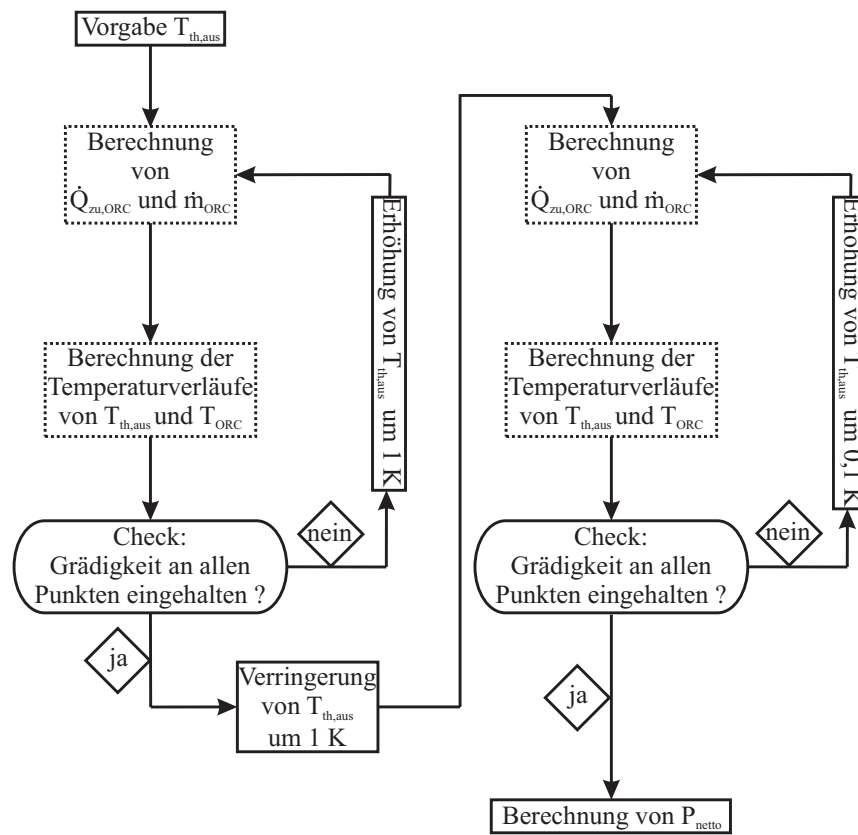


Abbildung 3.3: Schematischer Programmablauf zur Berechnung der Thermalwasserrücklauftemperatur, des ORC-Massenstroms und der Leistung

Zur Kontrolle der Einhaltung der Grädigkeit an allen Punkten im Wärmetauscher werden nun die Temperaturverläufe des Thermalwassers und des organischen Fluids abhängig von der ab- bzw. zugeführten Wärme berechnet. Dies geschieht, indem die Enthalpie des organischen Fluids schrittweise um 1 kJ/kg erhöht wird. Über REFPROP kann damit und mit dem bekannten Druck die Temperatur des neuen Zustandes ermittelt werden. Die für die Enthalpiezunahme benötigte Wärme wird dem Thermalwasser entzogen, daraus berechnet sich nach Gleichung 2.13 die verringerte Temperatur.

Wird an einem Punkt die Grädigkeit unterschritten, bricht das Programm die Berechnung ab, erhöht die Thermalwasserrücklauftemperatur um 1 K und beginnt mit der Berechnung neu. Der Frischdampfzustand und die Kondensationstemperatur des ORC-Fluides werden dabei konstant gehalten. Wurde die Grädigkeit an allen Punkten eingehalten, wird die Schrittweite verkleinert, indem im letzten Temperaturintervall die Berechnung in 0,1 K-Schritten wiederholt wird. Dadurch kann bei geringer Rechenzeit ein ausreichend genaues Ergebnis erzielt werden. In Abbildung 3.3 ist das Schema der numerischen Rechnung dargestellt.

Mit der ermittelten Rücklauftemperatur ist die dem ORC-Prozess zugeführte Wärme festgelegt, damit kann über Gleichung 2.19 die Leistung des Prozesses berechnet werden. Diese Leistung stellt für die durch den Frischdampfzustand und die Kondensationstemperatur vorgegebenen

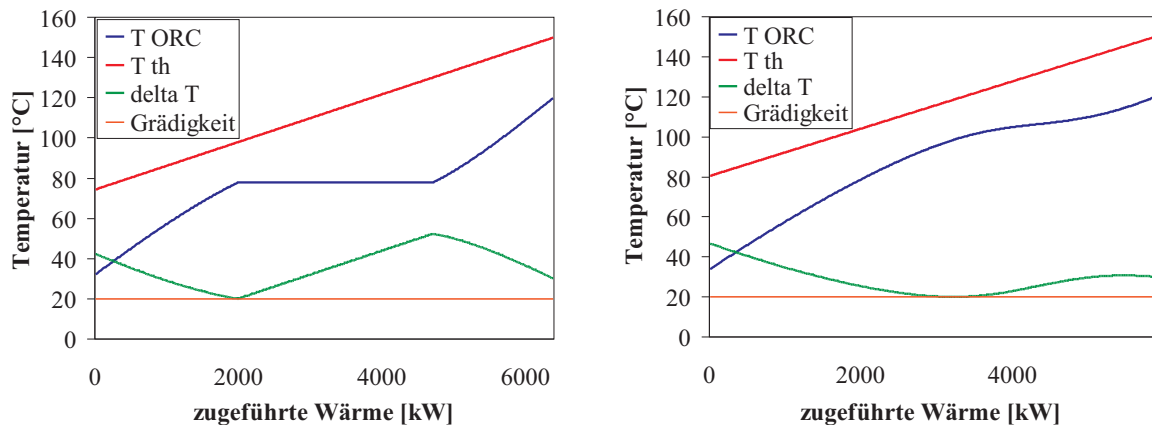


Abbildung 3.4: Temperaturverläufe des Arbeitsmittels Propan und des Thermalwassers im Wärmetauscher eines unterkritischen (links) und eines überkritischen Prozesses (rechts)

Randbedingungen einen Maximalwert dar. Eine geringere Thermalwasseraustrittstemperatur ist nur bei gleichzeitiger Änderung des Frischdampfzustandes möglich, eine höhere Thermalwasseraustrittstemperatur führt zu einer geringeren Wärmezufuhr in den Prozess. Beide Änderungen bedeuten eine Abnahme der Netto-Leistung.

Die berechneten Ergebnisse werden in einem separaten Tabellenblatt aufgeführt. Die ermittelten Temperaturverläufe des Arbeitsmittels, des Thermalwassers und deren Differenz im Wärmetauscher werden graphisch dargestellt. Dies ermöglicht eine einfache Kontrolle des Ergebnisses. Diese Berechnungsmethode kann sowohl für unterkritische als auch für überkritische Prozesse angewendet werden. In Abbildung 3.4 sind beispielhaft die so ermittelten Temperaturverläufe eines unter- und eines überkritischen Prozesses mit Propan als Arbeitsmittel dargestellt.

Ähnlich wie bei der Variation des thermischen Wirkungsgrades (siehe Kapitel 3.2.2) kann auch bei der Leistungsberechnung eine Variation des Frischdampfzustandes des Arbeitsmittels automatisiert vorgenommen werden. Der Benutzer kann nach Aufruf der Leistungsverlaufsberechnung zwischen der Variation der Frischdampf Temperatur bei konstantem Druck und der Variation des Frischdampfdruckes bei konstanter Temperatur wählen. Die Schrittweite der zu variierenden Größe kann auch hier individuell vorgegeben werden. Die berechneten Ergebnisse werden in ein separates Tabellenblatt übertragen. Der Leistungsverlauf, der Massenstromverlauf, der Verlauf der zugeführten Wärme und der Verlauf der Rücklauf Temperatur des Thermalwassers werden in Abhängigkeit des Frischdampfzustandes in Diagrammen graphisch dargestellt.

3.2.4 Alternative Versionen des Simulationsmodells

Bei den bisher beschriebenen Funktionen von *GESI* wurde der ORC-Prozess immer durch Vorgabe des Frischdampfzustandes und der Kondensationstemperatur definiert. Für alternative Vorgaben wurden weitere Versionen des Simulationsmodells entwickelt, die u.U. einen abgeänderten

bzw. erweiterten Programmablauf erforderten. Dies sind im einzelnen:

- Vorgabe der Kondensationstemperatur und des Frischdampfdruckes, Entspannung ins Zweiphasengebiet auf definierten Dampfgehalt
- Vorgabe der Kondensationstemperatur, des Frischdampfdruckes und der Thermalwasserrücklauftemperatur.
- Vorgabe der Kondensationstemperatur und der Frischdampftemperatur, gesättigter Dampf bei Eintritt in die Turbine

Eine weitere Version enthält den Einsatz eines Rekuperators zur internen Wärmeübertragung, sofern diese möglich ist.

Entspannung auf definierten Dampfgehalt

Bei dieser Version von *GESI* werden dem ORC-Prozess die Kondensationstemperatur und der Druck der Wärmezufuhr vorgegeben. Zudem kann der Benutzer den Dampfgehalt des Fluids nach der Entspannung in der Turbine vorgeben. Das Programm ermittelt dann abhängig vom eingestellten Turbinenwirkungsgrad automatisch die dafür erforderliche Frischdampftemperatur. Da der Frischdampfzustand (Punkt 3) sich jedoch nur in Abhängigkeit des Zustandes, der sich bei isentroper Entspannung einstellt (Punkt 4s), beschreiben lässt, ermittelt das Programm den Punkt 4 der realen Entspannung schrittweise. Der gewünschte Dampfgehalt wird zunächst für die isentrope Expansion festgesetzt und dann schrittweise verkleinert, bis er sich bei der realen Entspannung mit einer Genauigkeit von drei Nachkommastellen einstellt. Je nach gewähltem Frischdampfdruck stellen sich dadurch unterschiedliche Frischdampftemperaturen ein. Funktion und Ablauf der Wirkungsgrad- und Leistungsberechnung sind bei dieser Version unverändert.

Vorgabe der Thermalwasserrücklauftemperatur

Bei gekoppelter Kraft- und Wärmebereitstellung ist die Vorgabe der Thermalwasserrücklauftemperatur nach dem Kraftwerk gegebenenfalls erforderlich, beispielsweise wenn Kraft- und Heizwerk nacheinander in Reihe geschaltet sind.

Bei dieser Version von *GESI* werden deshalb dem ORC-Prozess die Kondensationstemperatur und der Druck der Wärmezufuhr vorgegeben. Die maximale Frischdampftemperatur wird durch eine Variation des ORC-Massenstroms ermittelt. Die dem Prozess zugeführte Wärme ist aufgrund der Vorgabe der Thermalwasserrücklauftemperatur konstant. Deshalb sinkt die Frischdampftemperatur mit steigendem ORC-Massenstrom. Die Frischdampftemperatur ist durch die Thermalwassertemperatur und die Grädigkeit des Wärmetauschers nach oben begrenzt, dadurch existiert auch eine untere Grenze für den Massenstrom des Arbeitsmittels. Dieser minimale Massenstrom und die sich daraus ergebende Leistung können mit dieser Version berechnet werden.

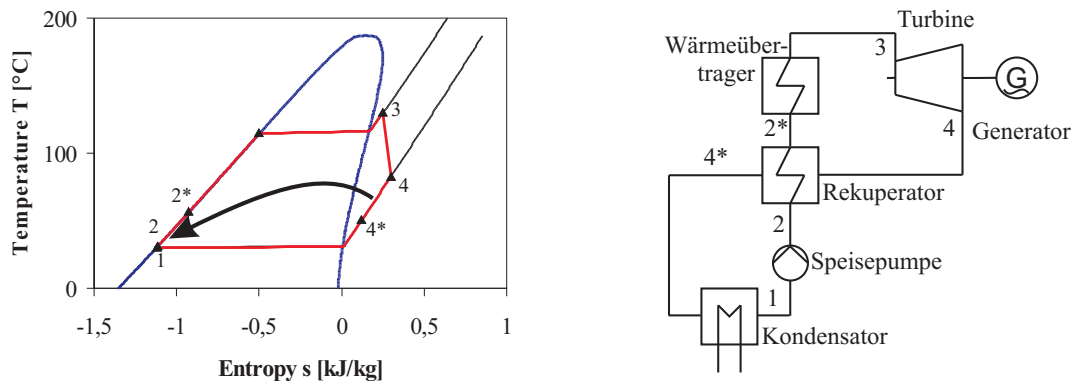


Abbildung 3.5: ORC-Prozess mit interner Wärmeübertragung im T,s -Diagramm mit Isopentan als Arbeitsmittel (links) und als Fließbild (rechts)

Zusätzlich kann eine Variation des Massenstroms in einem vorgegebenen Intervall mit bestimmter Schrittweite vorgenommen werden.

Gesättigter Dampf bei Eintritt in die Turbine

Zur Validierung des Simulationsprogramms (siehe 3.3.2) wird bei dieser Version der Frischdampfzustand darüber definiert, dass vor Eintritt in die Turbine gesättigter Dampf vorliegt. Durch Angabe der Frischdampf Temperatur ist dadurch der Frischdampfdruck ebenfalls festgelegt. Bei feuchten Fluiden muss allerdings beachtet werden, dass es zu einer Entspannung ins Zweiphasengebiet kommt, die gegebenenfalls nicht zulässig ist.

Integration eines internen Wärmetauschers (Rekuperator)

Vor allem bei retrograden Arbeitsmitteln ist der Einsatz eines Rekuperators zur Nutzung der vorhandenen Restwärme sinnvoll. Da sich das Arbeitsmittel bei der Entspannung in der Turbine überhitzt, liegt ein Teil der Abwärme bei einem erhöhten Temperaturniveau vor. Dieser Teil kann zur Vorwärmung genutzt und damit die Effizienz des Prozesses gesteigert werden. Bei feuchten Fluiden ist dies nur bei einer starken Überhitzung des Arbeitsmittels der Fall. Abbildung 3.5 zeigt das Fließbild des modifizierten Prozesses sowie das T,s -Diagramm am Beispiel von Isopentan. Der Pfeil stellt die intern übertragene Wärme dar.

Zur Berechnung des Kreisprozesses mit internem Wärmeübertrager wird die Enthalpie am Punkt 4* berechnet. Dieser Zustand ist durch den Druck der Wärmeabfuhr und die Eintrittstemperatur des Arbeitsfluids in den Rekuperator auf der kalten Seite zuzüglich der Grädigkeit des Rekuperators definiert. Da die Wärmezufuhr bei einem höheren Druck erfolgt und die Steigung der Isobaren mit dem Druck zunimmt, ist durch diese Definition die Einhaltung der erforderlichen Temperaturdifferenz an allen Stellen des Rekuperators gewährleistet. Die Enthalpiedifferenz zwischen Zustand 4 und Zustand 4* kann deshalb direkt mit der Enthalpie von Zustand 2 addiert wer-

den. Damit und mit dem Druck der Wärmezufuhr können nun die restlichen thermodynamischen Größen des vorgewärmten Fluides am Austritt des Rekuperators bestimmt werden. Dieser Zustand (Punkt 2*) ist zugleich der neue Eintrittszustand in den Wärmetauscher.

Der Wirkungsgrad dieses Prozesses berechnet sich nach Gleichung 3.7:

$$\eta_{th,Rekuperator} = \frac{h_3 - h_4 - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_{2^*}} \quad (3.7)$$

3.3 Validierung der Berechnungen

Die Validierung des entwickelten Simulationsmodells erfolgte über Vergleichsrechnungen mit IPSEpro.

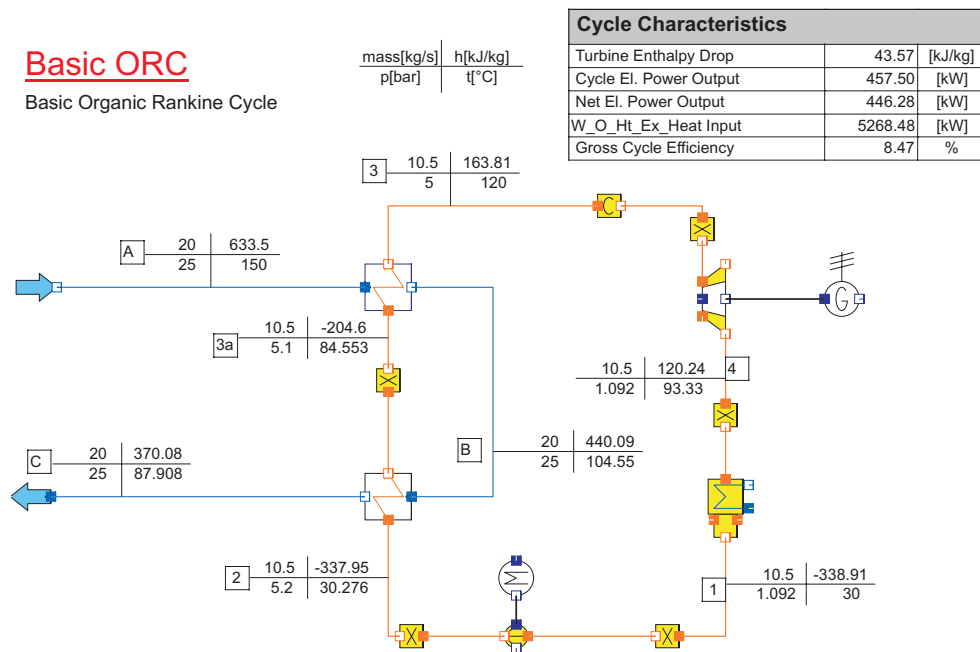


Abbildung 3.6: Mit IPSEpro simulierter ORC-Prozess mit Isopentan als Arbeitsmittel

3.3.1 Vergleichsmodell in IPSEpro

IPSEpro ist eine kommerzielle Simulationssoftware der Firma Sim Tech, die in vielen Bereichen der Kraftwerkstechnik einsetzbar ist. Neben der wärmetechnischen Auslegung einzelner Komponenten wie z.B. Kessel, Brennkammer oder Turbine ist mit dieser Software die Berechnung ganzer Kraftwerkskreisläufe möglich, u.a. auch die Simulation von ORC-Prozessen. Allerdings beinhaltet das Programm derzeit lediglich eine Bibliothek mit sechs organischen Arbeitsmitteln. In der Diplomarbeit von Frau Ginka Herbst (*Herbst2009* [9]) wurden Simulationsrechnungen in IPSEpro von ORC-Prozessen mit Isopentan und R245fa als Arbeitsmittel durchgeführt. Zur Validierung des in dieser Arbeit verwendeten Simulationsmodells *GESI* wurde das von Frau

Herbst entwickelte Modell in IPSEpro abgeändert und vereinfacht, so dass Vergleichsrechnungen mit Isopentan als Arbeitsmittel möglich waren. Abbildung 3.6 zeigt beispielhaft einen auf diese Weise in IPSEpro berechneten Kreislauf. Der ORC-Kreis ist orange, der Thermalwasserkreis blau dargestellt. Das Modell besteht aus Speisepumpe, Wärmetauscher, Turbine mit Generator und Kondensator, die in IPSEpro als vordefinierte Module vorhanden sind. Das Modell des Gegenstromwärmetauschers berücksichtigt die Grädigkeit jedoch nicht. Da bei unterkritischen Prozessen der Pinch Point am Eintritt des Arbeitsmittels in das Zweiphasengebiet liegt, wurde deswegen der Wärmetauscher in Vorwärmer und Verdampfer/Überhitzer aufgeteilt. Nach dem Vorwärmer liegt das Arbeitsmittel am Punkt 3a als gesättigte Flüssigkeit beim vorgegebenen Druck vor. Die Temperatur des Thermalwassers zwischen Verdampfer und Vorwärmer (Punkt B) muss demnach die Temperatur des Punktes 3a zuzüglich der Grädigkeit betragen.

Als weitere Vorgaben werden die Kondensationstemperatur, der Frischdampfzustand, der Druckverlust im Wärmetauscher sowie Pumpen- und Turbinenwirkungsgrad festgelegt. Das Thermalwasser ist über seinen Massenstrom \dot{m}_{th} , seinen Druck und seine Eintrittstemperatur $T_{th, ein}$ beschrieben.

3.3.2 Ergebnisse der Validierungsrechnungen

Die für die Validierungsrechnungen in beiden Programmen vorgenommenen Einstellungen sind in Tabelle 3.1 aufgeführt. Der gewählte Referenzpunkt für die spez. Enthalpie und die spez. Entropie wurde aus der Arbeit von Frau Herbst (*Herbst2009* [9]) übernommen.

ORC-Prozess	
Arbeitsmittel	R601a (Isopentan)
Kondensationstemperatur	30 °C
Pumpenwirkungsgrad η_{Pumpe}	0,63
Turbinenwirkungsgrad $\eta_{Turbine}$	0,7
Grädigkeit Wärmetauscher	20 K
Thermalwasser	
Massenstrom \dot{m}_{th}	20 kg/s
Druck	2,5 MPa
Eintrittstemperatur $T_{th, ein}$	150 °C
Referenzangabe	
Temperatur	25 °C
Druck	0,001 MPa
spez. Enthalpie	0 kJ/kg
spez. Entropie	0,53207 kJ/(kg K)

Tabelle 3.1: Einstellungen der Validierungsrechnungen

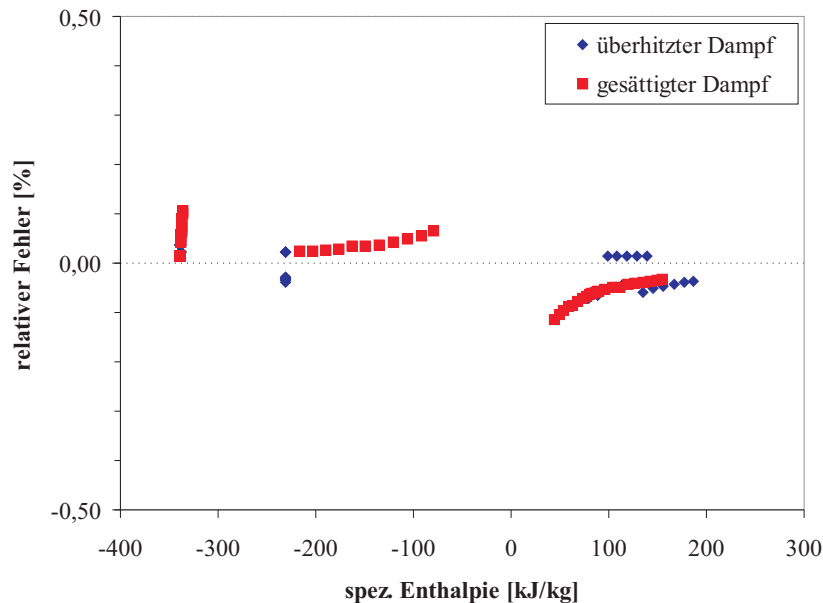


Abbildung 3.7: rel. Fehler in % der berechneten Enthalpie, Variationsrechnung mit gesättigtem (rot) und überhitztem Dampf (blau)

Die Validierung des *GESI*-Modells erfolgte anhand von zwei Variationsrechnungen:

1. gesättigter Dampf bei Eintritt in die Turbine, Variation der Frischdampfptemperatur von 80 °C bis 125 °C in 5 K-Schritten
2. konstanter Frischdampfdruck $p_3 = 0,4$ MPa, Variation der Frischdampfptemperatur von 80 °C bis 125 °C in 5 K-Schritten, 0,2 MPa Druckverlust im Wärmetauscher auf ORC-Seite.

Es wurden sowohl die Absolutwerte der thermodynamischen Größen an den einzelnen Zuständen als auch die Berechnungsergebnisse verglichen. Die Abweichungen wurden jeweils auf den mit IPSEpro berechneten Wert bezogen. Dieser rel. Fehler berechnet sich nach Gleichung 3.8:

$$\text{rel. Fehler [\%]} = \frac{\text{Wert}_{\text{IPSEpro}} - \text{Wert}_{\text{GESI}}}{\text{Wert}_{\text{IPSEpro}}} \cdot 100. \quad (3.8)$$

Abbildung 3.7 zeigt den relativen Fehler der Enthalpiewerte von *GESI* der beiden Variationsrechnungen. Es ist zu erkennen, dass die meisten Werte in einem Bereich von +/- 0,1% liegen, die maximale Abweichung beträgt 0,12%. Dies liegt im Bereich der in *Herbst2009* [9] untersuchten Abweichungen zwischen den mit REFPROP und IPSEpro berechneten Werten.

Die sich daraus einstellenden Abweichungen des thermischen Wirkungsgrades sind in Abbildung 3.8 dargestellt. Hierbei ergab sich eine maximale Abweichung von 0,06%. Es besteht also eine sehr gute Übereinstimmung der über das REFPROP Add-in in *GESI* berechneten thermodynamischen Daten und IPSEpro.

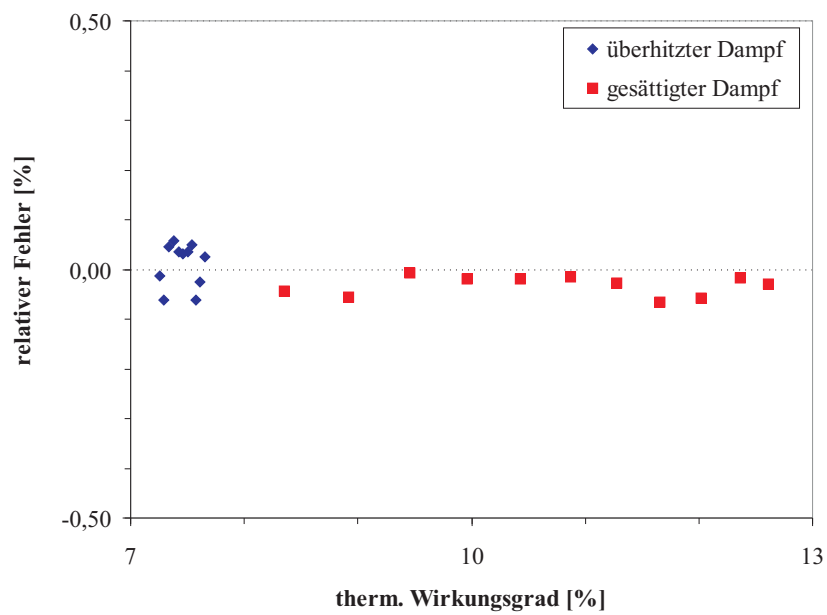


Abbildung 3.8: rel. Fehler in % der berechneten thermischen Wirkungsgrade, Variationsrechnung mit gesättigtem (rot) und überhitztem Dampf (blau)

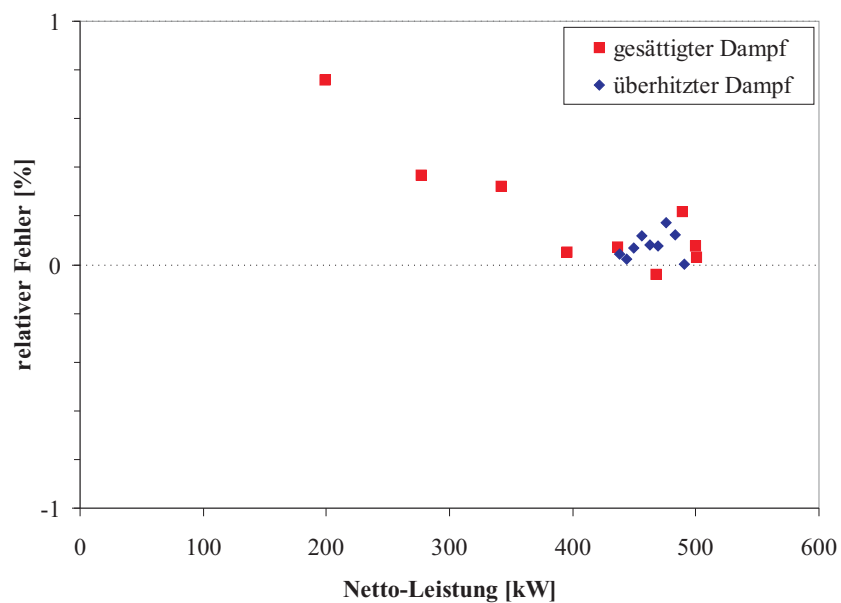


Abbildung 3.9: rel. Fehler in % der berechneten Netto-Leistung, Variationsrechnung mit gesättigtem (rot) und überhitztem Dampf (blau)

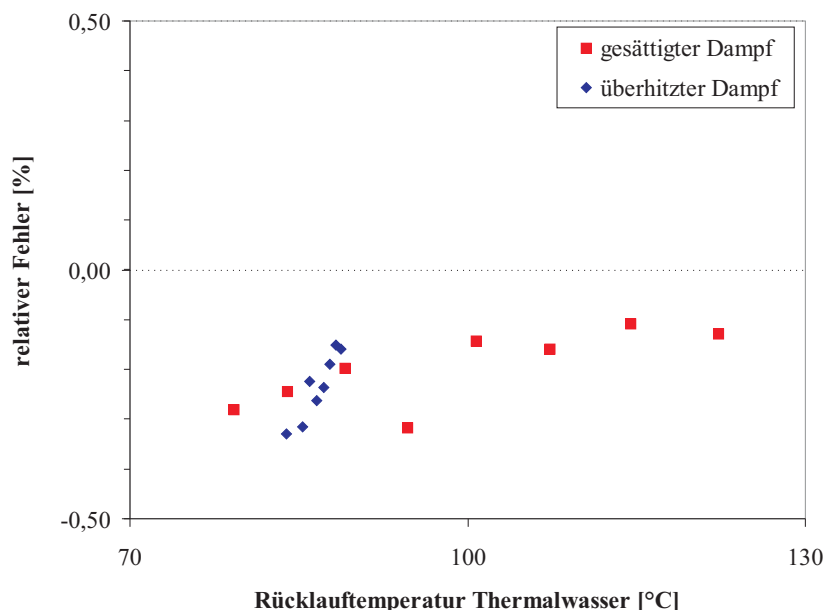


Abbildung 3.10: rel. Fehler in % der berechneten Rücklauftemperatur des Thermalwassers, Variationsrechnung mit gesättigtem (rot) und überhitztem Dampf (blau)

Abbildung 3.9 und Abbildung 3.10 zeigen den relativen Fehler der in *GESI* berechneten Netto-Leistung und der Rücklauftemperatur im Vergleich zu den mit IPSEpro ermittelten Werten. Die Abweichung der Rücklauftemperatur liegt für alle Werte unter 0,4%, die Abweichung der Leistung beträgt maximal 0,75%, ein Großteil der ermittelten Werte wies lediglich einen relativen Fehler von weniger als 0,2% auf.

Diese geringen Abweichungen des in Excel entwickelten Berechnungsmodells zu den Werten von IPSEpro bestätigen die Richtigkeit der Berechnungen. Die Mittelung des $c_{p,th}$ -Wertes des Thermalwassers (siehe Kapitel 2.3.2) ist somit legitim und beeinflusst das Ergebnis nur minimal.

Desweiteren beweist die gute Übereinstimmung der Ergebnisse, dass die gewählten Schrittweiten der numerischen Berechnung ausreichend sind. Berechnungen mit einer veränderten Schrittweite der zugeführten Enthalpie zur Berechnung der Temperaturverläufe im Wärmetauscher ergaben geringe bis keine Auswirkungen auf die Ergebnisse. Demgegenüber hat die Genauigkeit der Rücklauftemperatur einen großen Einfluss auf die Abweichungen der Netto-Leistungen. Abbildung 3.11 zeigt dies anhand des relativen Fehlers, der sich bei unterschiedlichen Schrittweiten der Variation der Rücklauftemperatur für jeweils denselben ORC-Prozess ergab. Die Berechnungen wurden exemplarisch für einen Kreislauf mit gesättigtem Dampf bei 100°C durchgeführt. Dabei zeigte sich, dass mit zunehmender Schrittweite der relative Fehler erheblich steigt. Auf der anderen Seite ergab eine Verringerung der Schrittweite von 0,1 K auf 0,01 K keine Verbesserung.

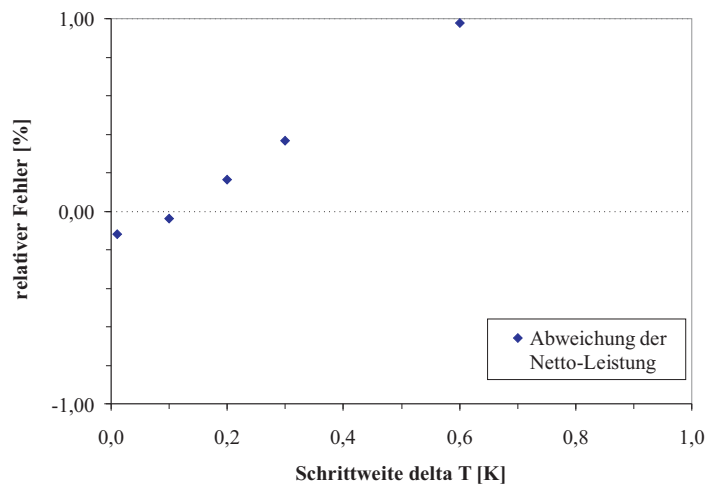


Abbildung 3.11: Rel. Fehler in % der berechneten Netto-Leistung bei verschiedenen Schrittweiten

3.4 Fehlerfortpflanzung

Die in REFPROP berechneten thermodynamischen Größen beruhen auf Eigenschaftsmodellen, die möglichst genau an gemessene Werte angepasst wurden. Dennoch ist eine bestimmte Unsicherheit in Bezug auf die Genauigkeit der Werte immer gegeben. Je nach Fluid und thermodynamischem Zustand kann dieser Fehler unterschiedlich groß sein, z.B. sind in der Nähe des kritischen Punktes genaue Aussagen besonders schwierig. Eine allgemeine Aussage über den Fehler der Größen kann deshalb nicht getroffen werden.

Den zugrunde liegenden Modellen können jedoch für den jeweiligen Temperatur- und Druckbereich Grenzen für den jeweiligen absoluten oder relativen Fehler entnommen werden. Für die Wirkungsgrad- und Leistungsberechnung ist vor allem die Genauigkeit der Enthalpiewerte von Interesse. Tabelle 3.2 gibt einen Überblick der Unsicherheiten dieser Werte für alle untersuchten Fluide.

	rel. Fehler [%]			
	h_1	h_2	h_3	h_4
R744 (Kohlenstoffdioxid)	0,3	0,6	0,6	0,3
R290 (Propan)	0,0128	0,0131	0,6341	0,1541
R41 (Fluormethan)	0,26	0,26	0,21	0,26
R143a	0,5	0,5	0,5	0,5
R601a (Isopentan)	0,1	0,1	0,1	0,1

Tabelle 3.2: rel. Fehler der Enthalpiewerte der einzelnen Fluide im untersuchten Temperatur- und Druckbereich nach Lemmon2000 [13], Lemmon2006 [14], Span1996 [19], Younglove1987 [22]

Diese Fehler bezeichnen die Grenze, in der der tatsächliche Wert der Größe von dem über die

Näherungsgleichung ermitteltem Wert maximal abweicht. Diese Abweichung kann sowohl positiv als auch negativ sein. Deshalb kann sich bei weiteren Rechnungen die Unsicherheit der Ergebnisse möglicherweise vergrößern. Deswegen wurde zur Ermittlung der Unsicherheit von Wirkungsgrad und Netto-Leistung eine Analyse nach dem Fehlerfortpflanzungsgesetz von *Gauß* vorgenommen. Damit berechnet sich der absolute Fehler ΔG einer Größe G , die aus mehreren fehlerbehafteten Größen $x, y, z \dots$ berechnet wird, nach folgender Gleichung:

$$\Delta G = \sqrt{\left(\frac{\delta G}{\delta x} \Delta x\right)^2 + \left(\frac{\delta G}{\delta y} \Delta y\right)^2 + \left(\frac{\delta G}{\delta z} \Delta z\right)^2 + \dots} \quad (3.9)$$

$\Delta x, \Delta y, \Delta z$ sind darin die absoluten Fehler der Größen x, y, z (*Bronstein2001* [4]).

Auf diese Weise kann zunächst der absolute Fehler des Wirkungsgrades, der als Funktion der Enthalpiewerte nach Gleichung 2.9 betrachtet werden kann, ermittelt werden.

Die partiellen Ableitungen des thermischen Wirkungsgrades η_{th} nach Gleichung 2.9 lauten:

$$\frac{\delta \eta_{th}}{\delta h_1} = \frac{1}{h_3 - h_2} \quad (3.10)$$

$$\frac{\delta \eta_{th}}{\delta h_2} = -\frac{h_4 - h_1}{(h_3 - h_2)^2} \quad (3.11)$$

$$\frac{\delta \eta_{th}}{\delta h_3} = \frac{h_4 - h_1}{(h_3 - h_2)^2} \quad (3.12)$$

$$\frac{\delta \eta_{th}}{\delta h_4} = -\frac{1}{h_3 - h_2} \quad (3.13)$$

Zur Berechnung des Fehlers der Netto-Leistung nach Gleichung 2.19 muss der Fehler der zugeführten Wärme $\dot{Q}_{zu,ORC}$ ermittelt werden. Da die spez. isobare Wärmekapazität $c_{p,th}$ bei der Berechnung von $\dot{Q}_{zu,ORC}$ die einzige fehlerbehaftete Größe ist, gilt deren Unsicherheit ebenfalls für $\dot{Q}_{zu,ORC}$. Die Unsicherheit des c_p -Wertes von Wasser ist in REFPROP mit +/- 0,1% angegeben (*NIST2007* [17]). Damit und mit dem Fehler des Wirkungsgrades lässt sich nun ebenfalls mit Gleichung 3.9 die Unsicherheit des Leistungswertes bestimmen.

	absoluter Fehler		relativer Fehler	
	P_{netto} [kW]	η_{th} [%]	P_{Netto} [%]	η_{th} [%]
R744 (Kohlenstoffdioxid)	40,48	0,627	7,904	7,904
R290 (Propan)	2,54	0,036	0,357	0,343
R41 (Fluormethan)	26,98	0,380	3,906	3,905
R143a	45,83	0,624	6,135	6,134
R601a (Isopentan)	6,167	0,110	1,092	1,088

Tabelle 3.3: Absoluter und relativer Fehler der Leistung und des Wirkungsgrades aufgrund der Ungenauigkeit der Stoffdaten-Modelle

Eine Übersicht der an ausgewählten Punkten berechneten absoluten und relativen Fehler gibt Tabelle 3.3. Der rel. Fehler der Wirkungsgrade liegt zwischen 0,03% und 7,9%. Dies entspricht einer absoluten Abweichung von maximal 0,6%-Punkten und ist damit tolerierbar. Die Leistungsabweichung bewegt sich im gleichen Rahmen, da die Unsicherheit der spez. Wärmekapazität $c_{p,th}$ nur geringen Einfluss hat.

Die mit *GESI* ermittelten Ergebnisse weisen somit eine Unsicherheit von bis zu 7,9% auf, die darin begründet ist, dass die den Berechnungen zugrundeliegenden Werte fehlerbehaftet sind. Dieser Fehler ist bei einem Vergleich verschiedener Fluide zu berücksichtigen.

4 Simulationsergebnisse

Die Ergebnisse der simulierten Organic-Rankine-Prozesse mit den in dieser Arbeit untersuchten Arbeitsmitteln werden in diesem Kapitel vorgestellt.

Die mit Propan und CO₂ als Arbeitsmittel untersuchten Kreisläufe werden hierbei detaillierter vorgestellt, bevor ein Vergleich mit den in Kapitel 2.2.3 erwähnten weiteren Arbeitsmitteln getroffen wird.

Als Grundeinstellung für die Berechnungen wurden die folgenden, in Tabelle 4.1 aufgeführten Werte festgesetzt:

ORC-Prozess	
Kondensationstemperatur	30 °C
Pumpenwirkungsgrad η_{Pumpe}	0,8
Turbinenwirkungsgrad $\eta_{Turbine}$	0,8
Grädigkeit Wärmetauscher	20 K
Druckverlust im Wärmetauscher	0,02 MPa
Thermalwasser	
Massenstrom \dot{m}_{th}	20 kg/s
Druck	2,5 MPa
Eintrittstemperatur $T_{th,ein}$	150 °C
Referenzangabe	
Temperatur	25 °C
Druck	0,001 MPa
spez. Enthalpie	0 kJ/kg
spez. Entropie	0,53207 kJ/(kg K)

Tabelle 4.1: Einstellungen der Simulationsrechnungen mit *GESI*

Die Thermalwassereigenschaften, die Kondensationstemperatur sowie die Lage des Referenzpunktes wurden zur Vergleichbarkeit der Ergebnisse aus den Arbeiten von Frau Herbst (*Herbst2009* [9]) und Frau Köhler (*Koehler2005* [11]) übernommen.

Turbinen- und Pumpenwirkungsgrad können abhängig von der Größe der Maschine und des eingesetzten Arbeitsmittels variieren, die getroffenen Annahmen stellen einen Mittelwert dar.

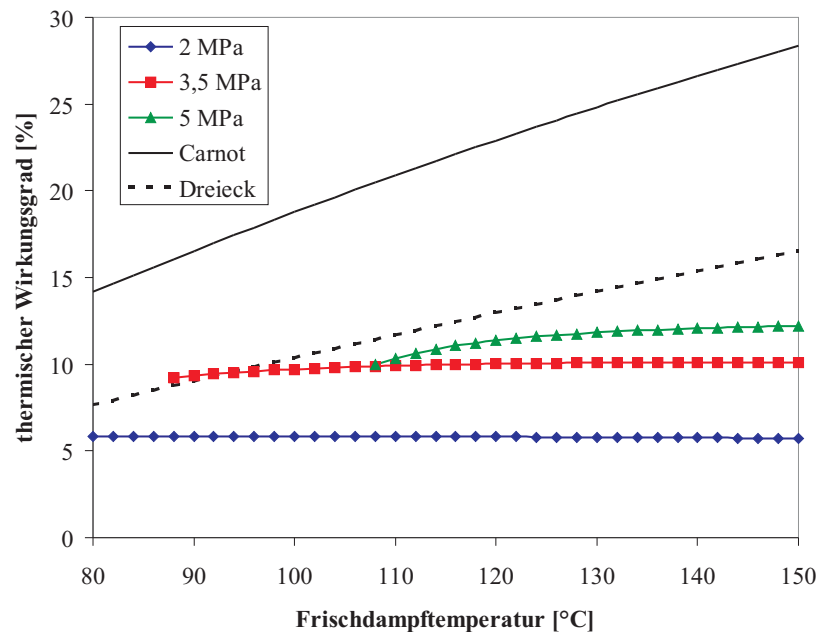


Abbildung 4.1: Wirkungsgradverläufe in Abhängigkeit der Frischdampf Temperatur bei konstantem Druck, Carnot-Wirkungsgrad zum Vergleich, Propan als Arbeitsmittel

Verluste in den Leitungen wurden mit Ausnahme des Druckverlustes des Arbeitsmittels im Wärmetauscher nicht berücksichtigt.

Kapitel 4.4 enthält desweiteren eine Untersuchung des Einflusses der einzelnen Parameter auf Wirkungsgrad und Leistung.

4.1 Simulationsergebnisse Propan

4.1.1 Thermischer Wirkungsgrad

Der thermische Wirkungsgrad eines ORC-Prozesses mit Propan als Arbeitsmittel wurde für verschiedene Frischdampfzustände berechnet. Es wurden Prozesse mit Frischdampf Temperaturen zwischen 80°C und 150°C bei Frischdampfdrücken von 2 MPa bis 8 MPa simuliert. Abbildung 4.1 zeigt den Verlauf des Wirkungsgrades bei konstantem Druck. Der Wirkungsgrad in Prozent ist für verschiedene Drücke jeweils über der Frischdampf Temperatur in Grad Celsius aufgetragen. Zusätzlich wurde der Carnot-Wirkungsgrad nach Gleichung 2.5 berechnet und zum Vergleich ebenfalls aufgetragen. Die mögliche Frischdampf Temperatur ist abhängig vom Druck nach unten begrenzt. Bei zu geringer Temperatur findet entweder keine Verdampfung statt, oder es kann zu einer zu weiten Entspannung ins Zweiphasengebiet kommen. Dies ist wegen der dann auftretenden Nassdampfeffekte nicht zulässig. Die Grenze für die Entspannung ins Zweiphasengebiet wurde bei den in dieser Arbeit durchgeführten Berechnungen auf einen Dampfgehalt von $x = 0,9$ festgelegt.

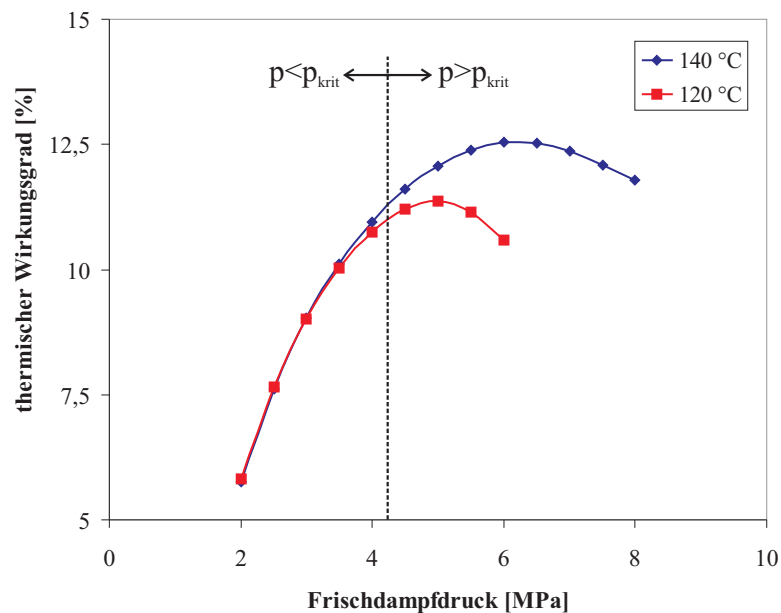


Abbildung 4.2: Wirkungsgradverläufe in Abhängigkeit des Frischdampfdruckes bei konstanter Temperatur, Propan als Arbeitsmittel

Die berechneten Wirkungsgrade in Abbildung 4.1 liegen bei knapp 6% für einen Frischdampfdruck von 2 MPa, rund 10% bei 3,5 MPa Frischdampfdruck und bis zu 12% beim überkritischen Prozess mit 5 MPa. Der druckunabhängige Carnot-Wirkungsgrad weist ein Maximum bei 150°C Frischdampf Temperatur von 28% auf, während der Wirkungsgrad des Dreiecksvergleichsprozesses (in Abbildung 4.1 gestrichelt dargestellt) mit maximal 14% nur geringfügig über den Werten von Propan liegt. Der Verlauf der Kurven zeigt, dass nur eine sehr geringe Abhängigkeit des thermischen Wirkungsgrades von der Frischdampf Temperatur bei konstantem Frischdampfdruck besteht. Es wird deutlich, dass insbesondere bei unterkritischen Drücken eine Überhitzung des Fluides zu keiner Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades führt. Das bei höheren Frischdampf Temperaturen größere Enthalpiegefälle nimmt somit im gleichen Maße zu wie die dem Prozess zuzuführende Wärme.

Die Lage der Wirkungsgradkurven in Abbildung 4.1 zeigt jedoch eine deutliche Abhängigkeit vom gewählten Frischdampfdruck. Deswegen wurden in Abbildung 4.2 die Wirkungsgrade in % über den Frischdampfdruck in MPa aufgetragen. Die Frischdampf Temperatur wurde dabei konstant auf 120°C (rot) bzw. 140°C (blau) gehalten. Bei beiden Temperaturen steigt der Wirkungsgrad zunächst mit dem Druck an. Zudem weisen beide Verläufe ein Maximum auf, d.h. ab einem gewissen Punkt ist eine weitere Druckerhöhung zur Steigerung des Wirkungsgrades nicht mehr möglich. Das ist in der mit dem Druck ebenfalls zunehmenden Pumpenarbeit des Speisepumpe begründet. Desweiteren tritt beim Übergang von unterkritischen zu überkritischen Drücken bei ca. 4,5 MPa keine sprunghafte Änderung des Wirkungsgrades auf. Es ist jedoch zu erkennen,

dass bei unterkritischen Drücken ein nahezu identischer Verlauf vorliegt. Erst bei überkritischen Drücken tritt ein Einfluss der Frischdampf­temperatur auf. Bei 120°C Frischdampf­temperatur tritt das Maximum des thermischen Wirkungsgrades in Höhe von ungefähr 11% bei 5 MPa auf. Höhere Frischdampf­temperaturen verschieben diesen Punkt hin zu höheren Drücken, so liegt beispielsweise das Maximum bei 140°C Frischdampf­temperatur zwischen 6 und 6,5 MPa und weist einen Wert von 12,5% auf. Eine Verbesserung des Wirkungsgrades wird somit durch eine Erhöhung der Frischdampf­temperatur und des Frischdampf­druckes erreicht.

4.1.2 Leistung

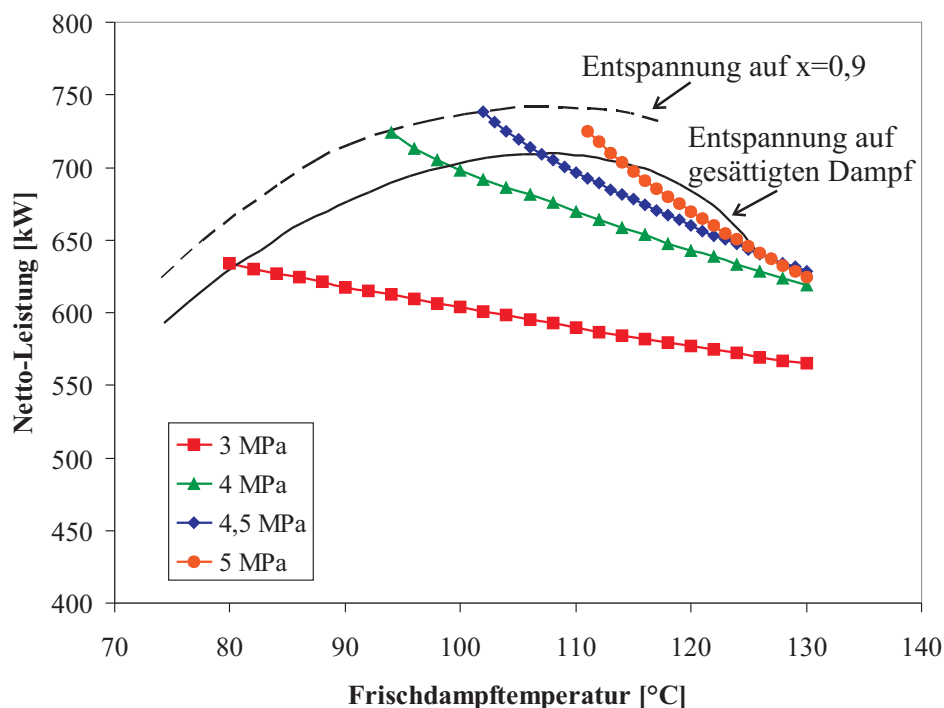


Abbildung 4.3: Netto-Leistungsverläufe in Abhängigkeit der Frischdampf­temperatur bei konstantem Druck, Propan als Arbeitsmittel

Die Netto-Leistung verschiedener ORC-Prozesse wurde wie der thermische Wirkungsgrad für Frischdampf­zustände über einen weiten Temperatur- und Druckbereich berechnet. Die maximale Temperatur des Frischdampfes ist hierbei jedoch durch die Temperatur des Thermalwassers und durch die Grädigkeit des Wärmetauschers begrenzt. Bei einer Thermalwassertemperatur von 150°C und einer Grädigkeit von 20 K sind Frischdampf­temperaturen bis 130°C möglich. Abbildung 4.3 zeigt Leistungsverläufe in Abhängigkeit der Frischdampf­temperatur für verschiedene Frischdampf­drücke. Die Werte liegen hierbei zwischen 550 kW und knapp 735 kW. Bei konstantem Druck sinkt die Leistung des Prozesses mit zunehmender Frischdampf­temperatur. Der

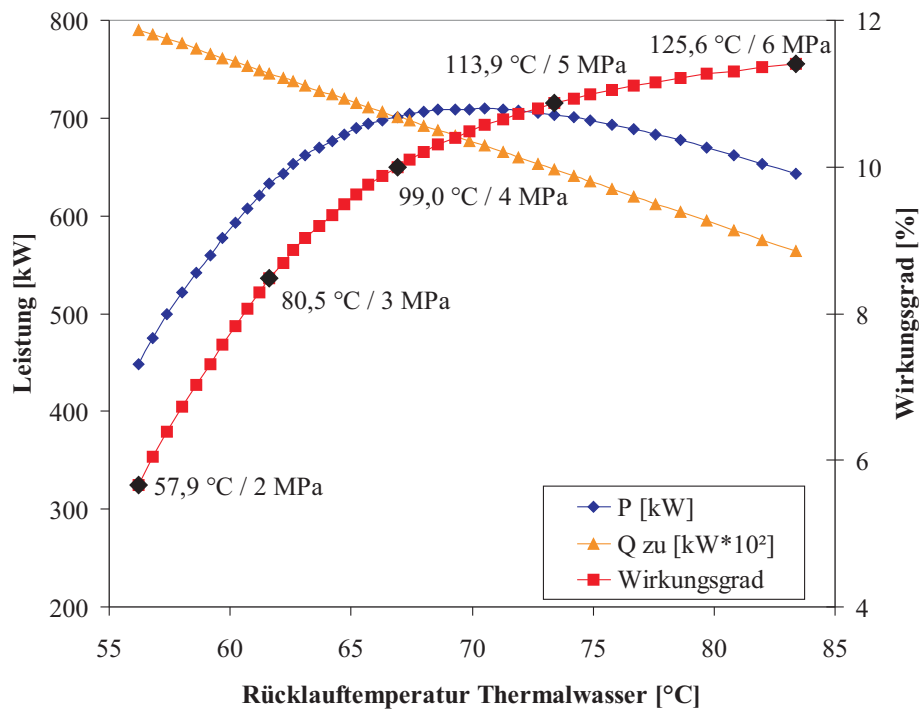


Abbildung 4.4: Netto-Leistung bei Entspannung auf 90% Dampfgehalt, zugeführte Wärme und Wirkungsgrad des ORC-Prozesses in Abhängigkeit der Thermalwasserrücklauf­temperatur, Propan als Arbeitsmittel

maximale Wert stellt sich jeweils bei Erreichen der zulässigen Entspannung ins Zweiphasengebiet auf einen Dampfgehalt von 90% ein. Die in Abbildung 4.3 eingetragene schwarze durchgezogene Kurve stellt die berechneten Netto-Leistungen bei einer Entspannung des Fluids auf die Sättigungslinie des Zweiphasengebietes dar. Die Frischdampfdrücke sind dabei unterschiedlich. Entsprechend stellt die gestrichelte schwarze Linie die Netto-Leistungen bei Entspannung auf den zulässigen Nassdampfgehalt von 90% dar. Die Punkte dieser Kurve stellen für den jeweiligen Frischdampfdruck und der damit zusammenhängenden Frischdampf­temperatur jeweils die maximal erreichbare Leistung dar.

Der Verlauf der Leistungskurven ergibt sich aus dem Wirkungsgrad und der dem ORC-Prozess zugeführten Wärme. Diese wiederum ist abhängig von der Thermalwasserrücklauf­temperatur. Die Thermalwasserrücklauf­temperatur stellt sich je nach Lage des Pinch Points ein, der wiederum vom gewählten Frischdampfzustand abhängt. In Abbildung 4.4 ist deshalb der Leistungsverlauf bei Entspannung auf die Sättigungslinie des Zweiphasengebietes über die sich dabei einstellende Thermalwasserrücklauf­temperatur aufgetragen. Wie beim thermischen Wirkungsgrad stellt sich auch hier ein stetiger Verlauf beim Übergang von unterkritischen zu überkritischen Frischdampfzuständen ein.

Der Leistungsverlauf weist ein Maximum von 709 kW bei einer Rücklauf­temperatur von 70,5°C auf. Dies ist in den Verläufen des thermischen Wirkungsgrades und der zugeführten Wärme

begründet. Diese sind deshalb in Abbildung 4.4 ebenfalls dargestellt. Die zugeführte Wärme in $\text{kW} \cdot 10^2$ ist gelb aufgetragen, der thermische Wirkungsgrad in % rot. Die zugeführte Wärme nimmt mit steigender Rücklauf­temperatur linear ab. Der thermische Wirkungsgrad steigt, da bei höherer Rücklauf­temperatur höhere Frischdampfdrücke und -temperaturen möglich sind. Diese gegenläufige Tendenz der beiden Faktoren, deren Produkt die Netto-Leistung ist, ist die Ursache für das Leistungsmaximum.

Ein Prozess mit optimiertem Wirkungsgrad ist deshalb nicht leistungsoptimiert, da hierfür die dem Thermalwasser entnehmbare Wärme ebenfalls betrachtet werden muss.

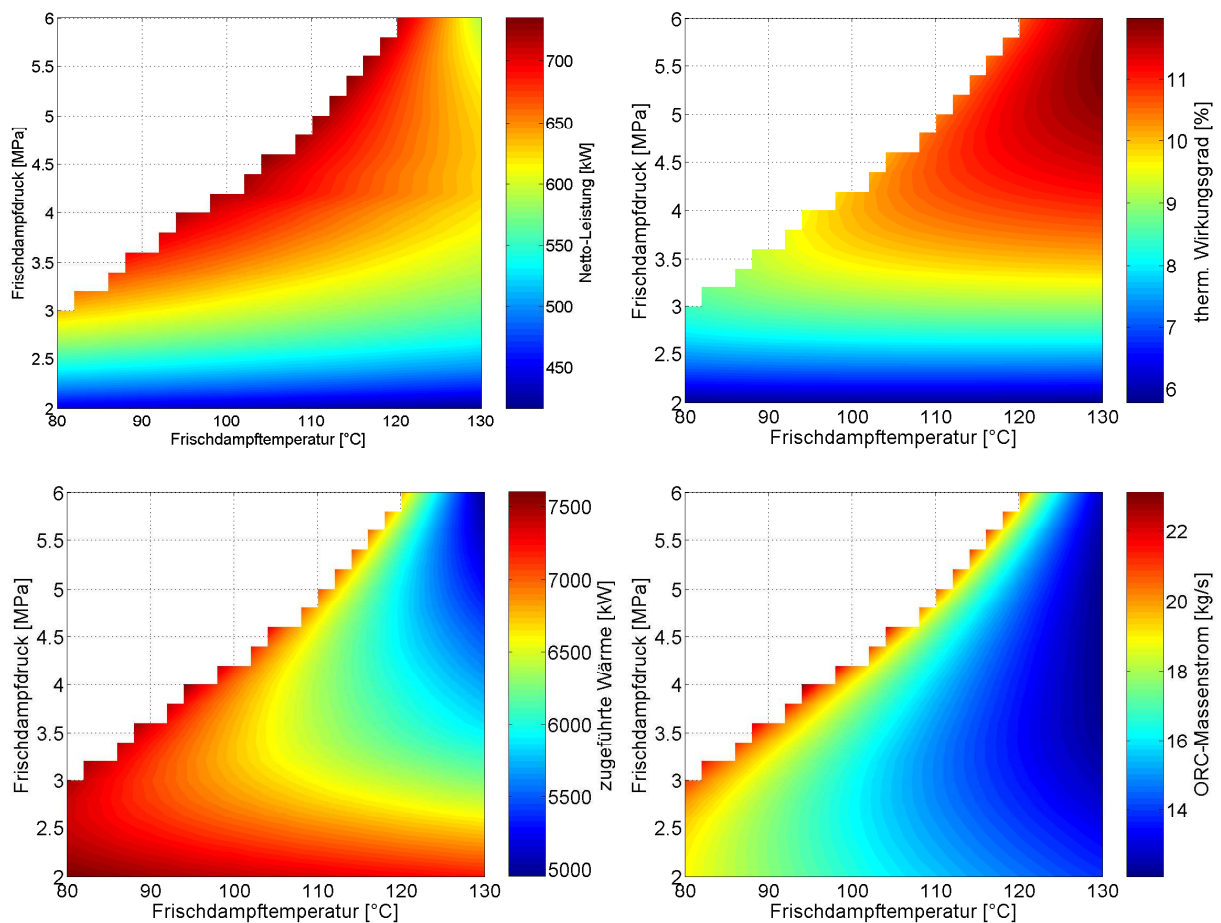


Abbildung 4.5: Netto-Leistung (links oben), thermischer Wirkungsgrad (rechts oben), zugeführte Wärme (links unten) und Propan-Massenstrom (rechts unten) in Abhängigkeit des Frischdampfzustandes, Kondensationstemperatur 30°C / Thermalwassertemperatur 150°C , zulässige Entspannung ins Zweiphasengebiet auf $x=0,9$

Die Zusammenhänge zwischen Netto-Leistung, thermischem Wirkungsgrad, zugeführter Wärme und dem Propan-Massenstrom im ORC-Prozess sind in Abbildung 4.5 zu erkennen. Die jeweiligen Werte sind dabei in Abhängigkeit des Frischdampfdruckes in MPa und der Frischdampf­temperatur in $^\circ\text{C}$ aufgetragen. Der Farbwert spiegelt den tatsächlichen Wert der Größe wieder. Die

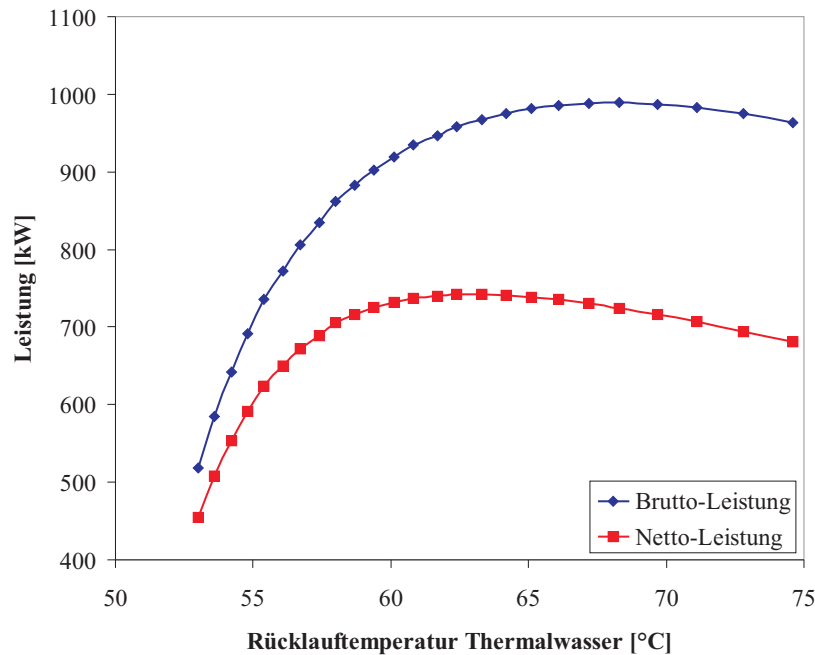


Abbildung 4.6: Brutto- und Netto-Leistung in Abhängigkeit der Rücklauftemperatur bei Entspannung auf 90% Dampfgehalt nach der Turbine, Propan als Arbeitmittel

weißen Bereiche stellen Frischdampfzustände dar, die nicht einstellbar sind, da eine zu weite Entspannung ins Zweiphasengebiet eintreten würde oder keine vollständige Verdampfung möglich wäre. Die Netto-Leistung und die zugeführte Wärme sind in kW, der Wirkungsgrad in % und der Massenstrom des ORC-Fluids in kg/s angegeben. Der Verlauf der Netto-Leistung und des Wirkungsgrades verdeutlichen die bereits erwähnten Ergebnisse. Die Leistung weist jeweils bei Entspannung auf 90% Nassdampfgehalt die höchsten Werte auf, während der Wirkungsgrad bei der maximalen Temperatur von 130°C hohe Werte annimmt. Auch hier ist erkennbar, dass bei gleichbleibender Frischdampf Temperatur der Wirkungsgrad mit steigendem Druck zunächst ebenfalls zunimmt, abhängig von der Frischdampf Temperatur jedoch ab einem bestimmten Druck wieder fällt. Die dem Prozess zugeführte Wärme (in Abbildung 4.5 links unten) ist umgekehrt proportional zur Rücklauftemperatur des Thermalwassers. Diese ist abhängig von der Lage des Pinch Points, die sich bei höheren Frischdampf Temperaturen ändert. Dadurch ist bei höheren Frischdampf Temperaturen eine geringere Auskühlung des Thermalwassers möglich. Deshalb stellt sich die maximal übertragbare Wärme bei konstantem Frischdampfdruck jeweils bei der kleinstmöglichen Frischdampf Temperatur ein. Dies erklärt die vom Wirkungsgradmaximum abweichende Lage des Maximums der Netto-Leistung.

Der Propan-Massenstrom des ORC-Prozesses ist in Abbildung 4.5 rechts unten dargestellt. Er nimmt mit steigender Frischdampf Temperatur ab. Im Punkt des Leistungsmaximums beträgt er 21,9 kg/s.

Die Brutto-Leistung der Prozesse (siehe Gleichung 2.17) wurde ebenfalls berechnet. In Abbildung 4.6 ist der Verlauf der Brutto- und der Nettoleistung in Abhängigkeit der Thermalwasserrücklauf­temperatur von Prozessen mit 90% Dampfgehalt nach der Turbine aufgetragen. Die Brutto-Leistung liegt hierbei um bis zu 50% über der Netto-Leistung. Sie nimmt Werte zwischen 500 kW und 1000 kW an. Auch die Brutto-Leistung weist ein Maximum auf, es liegt jedoch im Vergleich zur Netto-Leistung bei einem höheren Druck und einer höheren Temperatur. Dies ist darin begründet, dass mit steigendem Frischdampfdruck die Arbeit der Speisepumpe zunimmt, die die Differenz zwischen Netto- und Brutto-Leistung ausmacht. Das Maximum der Bruttoleistung beträgt 989 kW und wird bei einem Frischdampfdruck von 6 MPa erreicht.

Der für Propan als Arbeitfluid ermittelte leistungsoptimierte Kreisprozess weist folgende Daten auf:

Netto-Leistung	735 kW
therm. Wirkungsgrad	10,05%
Frischdampf­temperatur	104°C
Frischdampf­druck	4,6 MPa
Rücklauf­temperatur Thermalwasser	63,2°C

Die sich dabei einstellenden Energieströme sind in Abbildung 4.7 dargestellt. Der Wärmeinhalt des Thermalwassers wurde dabei auf die Umgebungs- bzw. Kondensationstemperatur von 30°C bezogen. Bei der ermittelten Thermalwasserrücklauf­temperatur werden knapp 28% dieser über dem Energieniveau der Umgebung liegenden Wärme ungenutzt in das Erdreich zurückgeführt. Der wesentliche Anteil der Verluste stellt sich jedoch im thermodynamischen Kreisprozess ein. Über 60% der Wärme können hierbei nicht in mechanische Energie gewandelt werden und müssen im Kondensator abgeführt werden. Die Verluste der einzelnen Komponenten sind demgegenüber gering. Die ermittelte Netto-Leistung von 735 kW entspricht knapp 7,3% des Wärmeinhaltes des Thermalwassers.

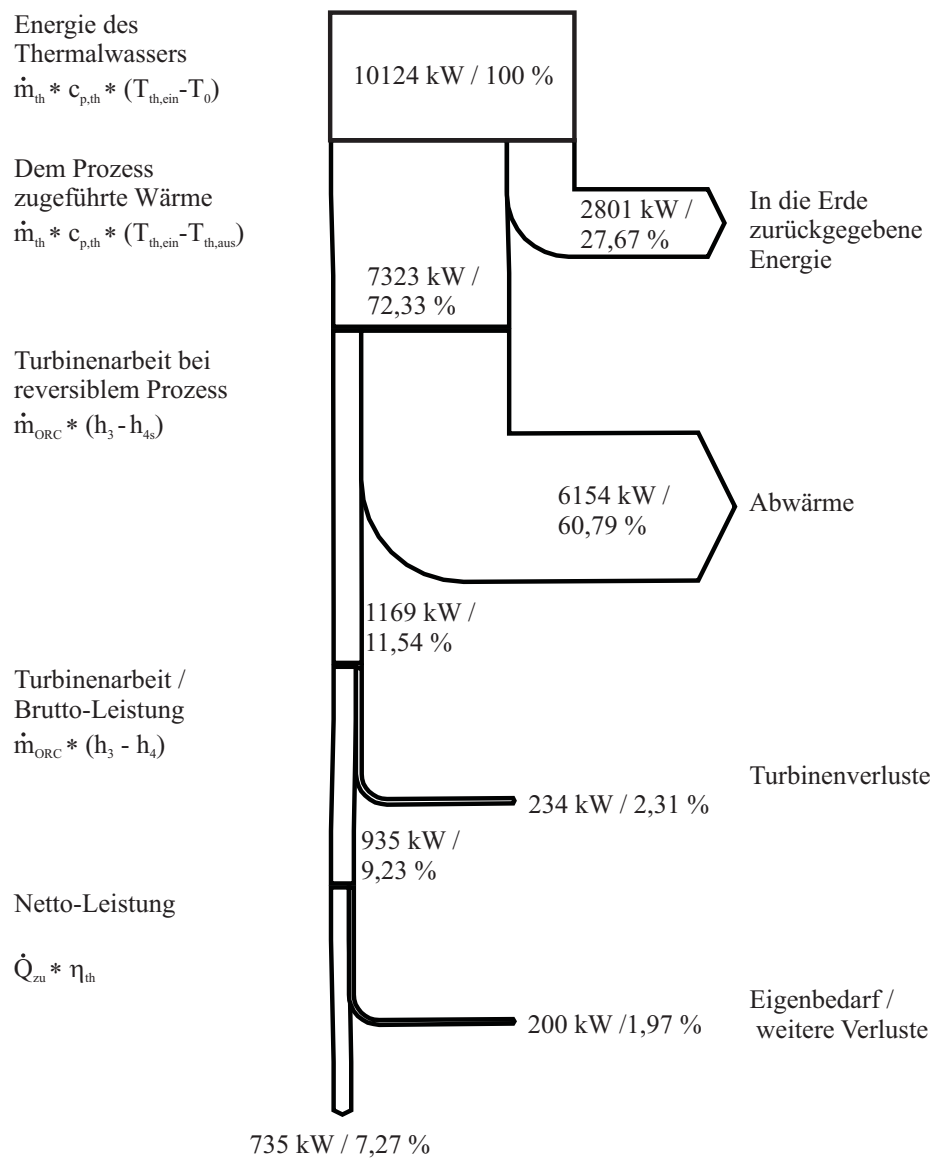


Abbildung 4.7: Sankey-Diagramm eines mit Propan als Arbeitsmittel geführten Prozesses im leistungs-optimierten Fall, Angaben: Leistung in kW / rel. Anteil an zur Verfügung stehender Energie

4.2 Simulationsergebnisse CO₂

4.2.1 Thermischer Wirkungsgrad

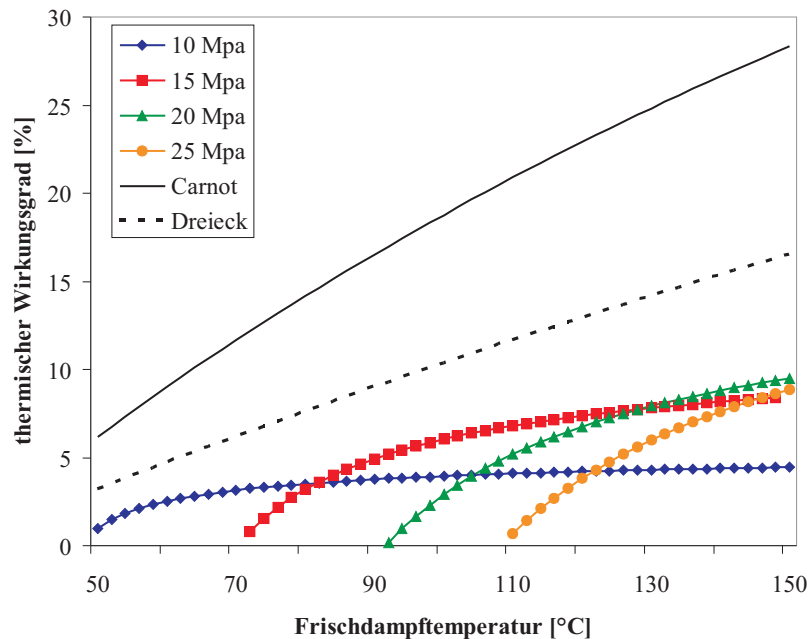


Abbildung 4.8: Wirkungsgradverläufe in Abhängigkeit der Frischdampf Temperatur bei konstantem Druck, CO₂ als Arbeitsmittel

Die ORC-Prozesse mit Kohlendioxid (CO₂) als Arbeitsmittel wurden für Frischdampftemperaturen zwischen 50°C und 150°C und Frischdampfdrücke zwischen 8 MPa und 25 MPa simuliert. Diese Prozesse sind alle überkritisch, da unterkritische Prozesse aufgrund der niedrigen kritischen Temperatur von CO₂ von 30,97°C und der Kondensationstemperatur von 30°C nicht möglich sind. Abbildung 4.8 zeigt den Verlauf der ermittelten thermischen Wirkungsgrade für verschiedene Frischdampfdrücke in Abhängigkeit der Frischdampf Temperatur. Die Werte liegen zwischen 0% und knapp 10% und damit deutlich unter dem jeweiligen Carnot-Wirkungsgrad, der in Abbildung 4.8 schwarz eingetragen ist, und dem thermischen Wirkungsgrad des Dreiecksvergleichsprozesses, der schwarz gestrichelt dargestellt ist. Mit steigender Frischdampf Temperatur nimmt auch der thermische Wirkungsgrad des Prozesses zu. Anhand der Verläufe der Kurven bei 10 MPa und 15 MPa Frischdampfdruck ist jedoch erkennbar, dass abhängig vom Druck ab einer bestimmten Temperatur nahezu keine Verbesserung des Wirkungsgrades durch weitere Überhitzung möglich ist. Jedem Frischdampfdruck kann somit ein Grenzwert für den thermischen Wirkungsgrad zugewiesen werden. Die Verläufe der Kurven sind ähnlich, sie verschieben sich bei höheren Drücken hin zu höheren Temperaturen und höheren Werten. Dies liegt daran, dass zum einen ein höheres Enthalpiegefälle in der Turbine genutzt werden kann, auf der anderen Seite jedoch auch eine höhere Pumpenarbeit für den erhöhten Druck erforderlich ist. Deshalb

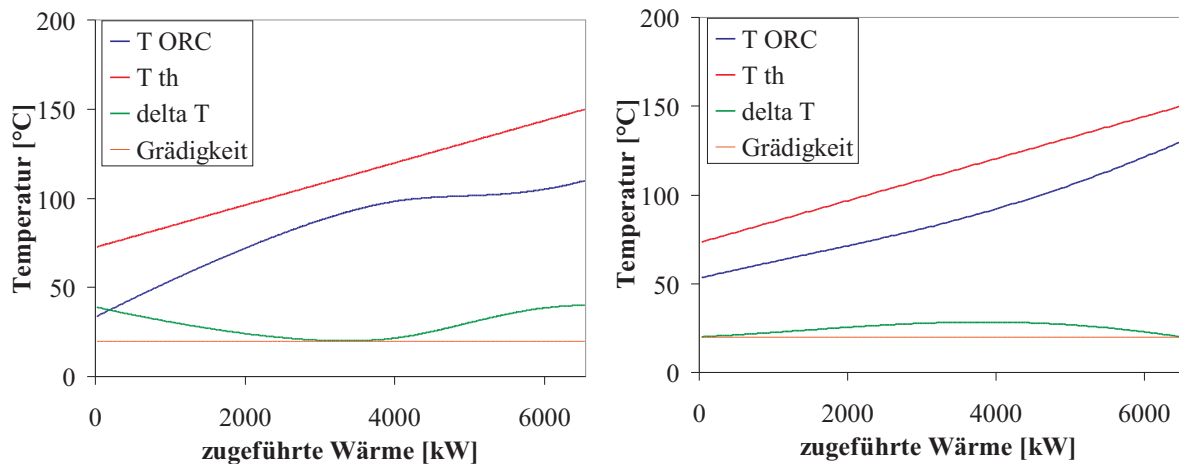


Abbildung 4.9: Temperaturverlauf im Wärmetauscher des Thermalwassers und des ORC-Fluids in Abhängigkeit der zugeführten Wärme, links: überkritischer Prozess mit Propan als Arbeitsmittel, rechts: überkritischer Prozess mit CO₂ als Arbeitsmittel

beginnen die Verläufe mit höherem Frischdampfdruck auch erst bei höheren Frischdampf-temperaturen. Bei hohem Druck und niedriger Temperatur ist die erforderliche spez. Pumpenarbeit höher als das in der Turbine nutzbare Enthalpiegefälle. Dies würde einen negativen Wirkungsgrad bedeuten, und damit eine Energiezufuhr in den Prozess erfordern.

Abhängig von der maximal möglichen Frischdampf-temperatur existiert dadurch ein Frischdampfdruck, bei dem der Wirkungsgrad einen optimalen Wert annimmt. Im für geothermische Anwendungen interessanten Temperaturbereich zwischen 80°C und 130°C liegt dieser Frischdampfdruck ungefähr bei 15 MPa, wie in Abbildung 4.8 deutlich wird.

4.2.2 Leistung

Die Netto-Leistung der ORC-Prozesse mit CO₂ als Arbeitsmittel wurde wie der thermische Wirkungsgrad für verschiedene Frischdampf-temperaturen und -drücke berechnet. Aufgrund der deutlich überkritischen Drücke, bei denen die Wärmezufuhr erfolgt, und aufgrund der im Verhältnis zur kritischen Temperatur hohen Kondensationstemperatur, weisen die Isobaren von CO₂ im Wärmeübertragungsdiagramm einen anderen Verlauf als die Isobaren von Propan auf. Abbildung 4.9 zeigt die Temperaturverläufe im Wärmetauscher zweier überkritischer Prozesse, links mit Propan als Arbeitsmittel, rechts mit CO₂ als Arbeitsmittel.

Der Temperaturverlauf von Propan zeigte eine deutliche S-Kurve. Demgegenüber weist CO₂ einen gebogenen Verlauf mit anfangs geringerer und später zunehmender Steigung auf. Das hat zur Folge, dass im Falle von CO₂ der Pinch Point entweder am Eintritt oder am Austritt des Wärmetauschers liegt. Die Eintrittstemperatur des Arbeitsmediums in den Wärmetauscher, die wiederum vom Frischdampfdruck abhängt, bestimmt dadurch die minimal mögliche Thermalwasser-Rücklauf-temperatur. Die dem Prozess zugeführte Wärme bei konstantem Frischdampfdruck ist somit konstant. Dies ist in Abbildung 4.10 unten links zu erkennen. Unten rechts

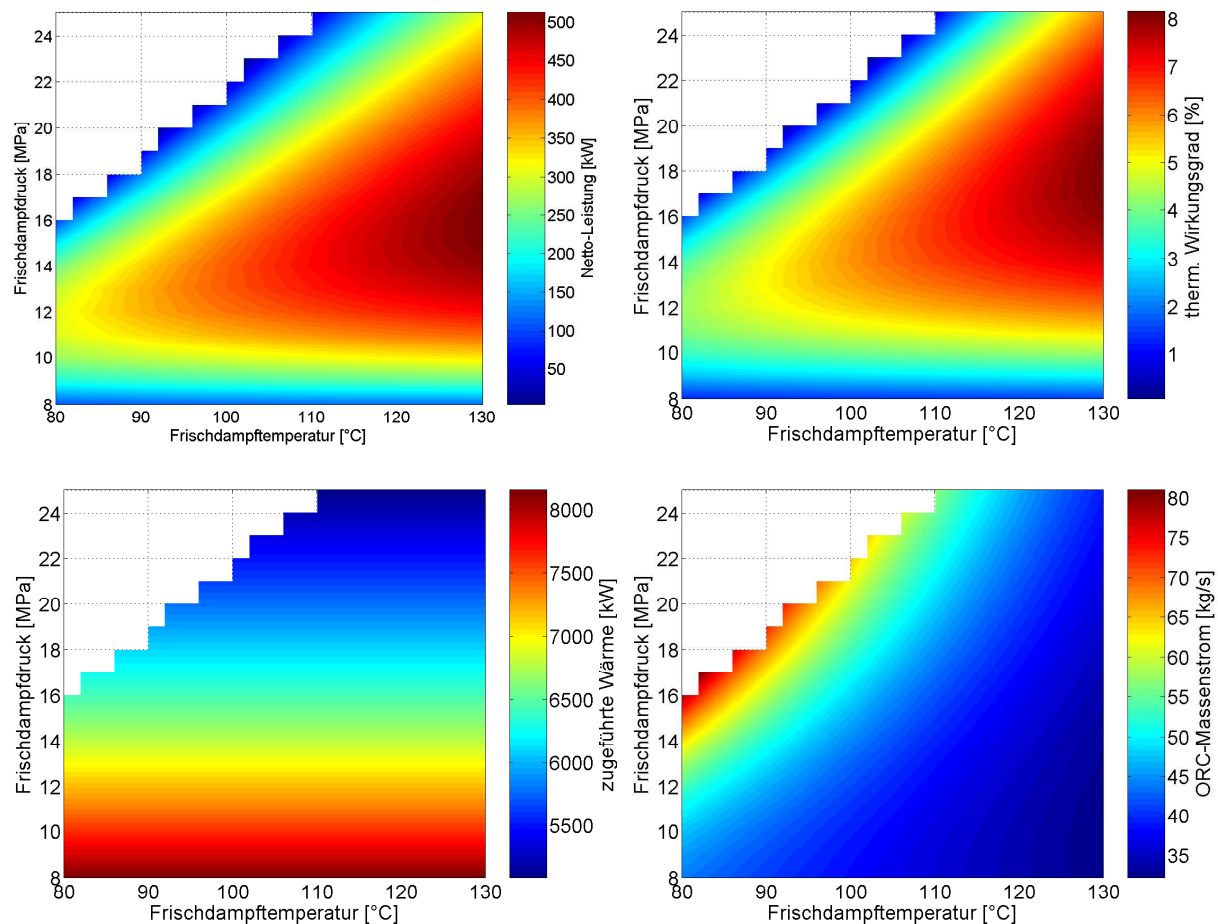


Abbildung 4.10: Netto-Leistung (links oben), thermischer Wirkungsgrad (rechts oben), zugeführte Wärme (links unten) und CO₂-Massenstrom (rechts unten) in Abhängigkeit des Frischdampfzustandes, Kondensationstemperatur 30°C / Thermalwassertemperatur 150°C

in Abbildung 4.10 ist der ermittelte CO₂-Massenstrom des ORC-Prozesses in Abhängigkeit des Frischdampfzustandes aufgetragen. Mit steigender Temperatur nimmt er ab und weist bei 130°C Frischdampf Temperatur Werte von 30 kg/s bis 35 kg/s auf. In Abbildung 4.10 sind die Netto-Leistung und der thermische Wirkungsgrad ebenfalls über die Frischdampfzustände aufgetragen. Die weißen Flächen sind in allen vier Teilabbildungen Frischdampfzustände, bei denen sich ein negativer Wirkungsgrad und damit auch eine negative Netto-Leistung einstellen würde. Der Wirkungsgrad nimmt jeweils bei der maximal möglichen Frischdampf Temperatur von 130°C den größten Wert an, deshalb liegen im Fall von CO₂ die maximalen Leistungswerte ebenfalls bei diesen Bedingungen vor.

In Abbildung 4.11 sind aus diesem Grund die Leistungswerte in kW bei 130°C Frischdampf Temperatur und verschiedenen Frischdampfdrücken über den sich einstellenden Thermalwasser-Rücklauf Temperaturen sowie der thermische Wirkungsgrad in % und die dem Prozess zugeführte Wärme in kW·10² aufgetragen. Der Wirkungsgrad weist das in Kapitel 4.2.1 beschriebene Ma-

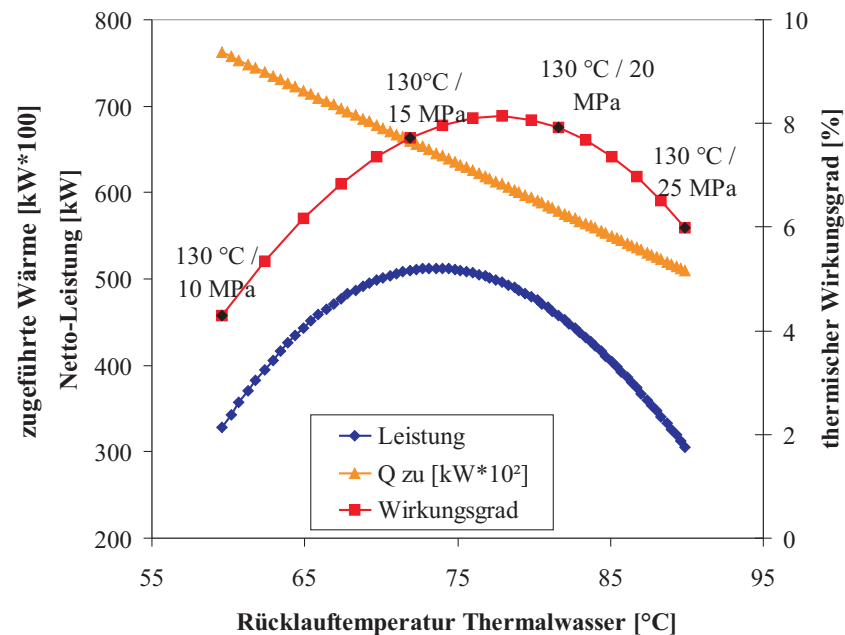


Abbildung 4.11: Netto-Leistung bei 130°C Frischdampf Temperatur und variierendem Frischdampfdruck, zugeführte Wärme und Wirkungsgrad des ORC-Prozesses in Abhängigkeit der Thermalwasserrücklauf-temperatur, CO₂ als Arbeitsmittel

ximum auf, während die zugeführte Wärme mit steigender Rücklauf-temperatur linear abnimmt. Dadurch stellt sich für die Leistung ebenfalls ein Maximum ein, das jedoch bei einem geringeren Druck als das Wirkungsgradmaximum liegt.

Der für CO₂ als Arbeitsfluid ermittelte leistungsoptimierte Kreisprozess weist folgende Daten auf:

Netto-Leistung	512 kW
therm. Wirkungsgrad	7,88%
Frischdampf Temperatur	130°C
Frischdampfdruck	15,6 MPa
Rücklauf-temperatur Thermalwasser	73,1°C

Im Vergleich zu den Prozessen mit Propan als Arbeitsmittel ist somit sowohl der therm. Wirkungsgrad als auch die Netto-Leistung der Prozesse mit CO₂ als Arbeitsmittel bei den hier getroffenen Annahmen geringer.

Die Brutto-Leistung der CO₂-Prozesse ist in Abbildung 4.12 dargestellt. Der Verlauf zeigt, dass im Gegensatz zur Netto-Leistung kein Maximum im betrachteten Druckbereich vorliegt. Dies liegt daran, dass ein begrenzender Faktor, wie beispielsweise die Entspannung ins Zweiphasengebiet, erst bei wesentlich höheren Drücken auftritt. Ein Prozess mit 130°C Frischdampf-temperatur

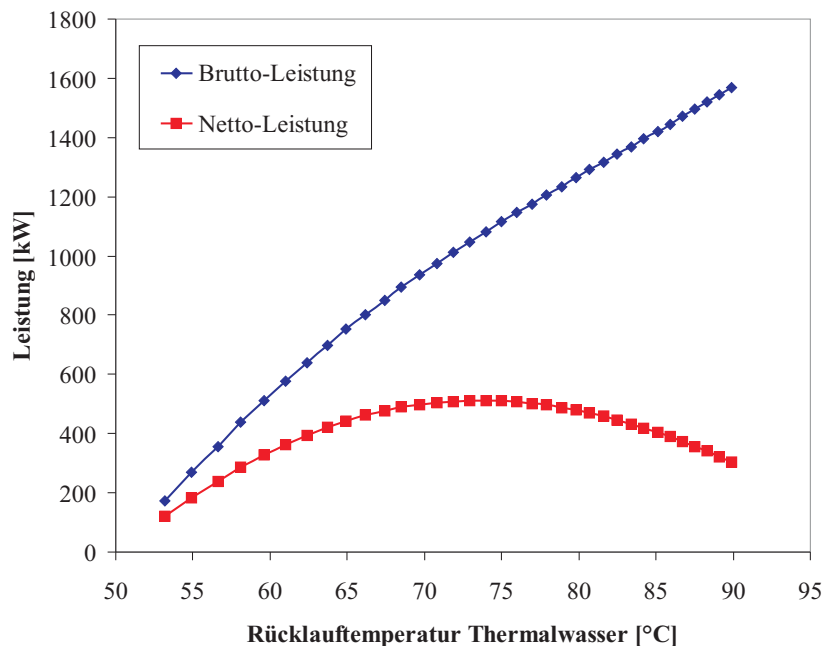


Abbildung 4.12: Brutto- und Netto-Leistung bei 130°C Frischdampf Temperatur und variierenden Frischdampfdrücken in Abhängigkeit der sich einstellenden Rücklauf Temperatur des Thermalwassers

peratur und 32,5 MPa Frischdampfdruck hat einen Wirkungsgrad von ungefähr 0%, die dabei anfallende Brutto-Leistung von 1,9 MW würde also vollständig von der Speisepumpe benötigt werden.

Der auf die Netto-Leistung optimierte Prozess liefert eine Brutto-Leistung von 1050 kW, d.h. dass in diesem Fall die Hälfte der Turbinenarbeit für die Kompression des Fluids durch die Speisepumpe benötigt wird.

4.3 Einfluss des internen Wärmetauschers

Bei Prozessen mit retrograden Fluiden als Arbeitsmittel ist der Einsatz eines internen Wärmetauschers Stand der Technik (siehe Kapitel 3.2.4). Deshalb wurde die Möglichkeit und der Nutzen des Einsatzes eines internen Wärmetauschers bei Propan und CO₂ untersucht. Bei einer angenommenen Grädigkeit des Rekuperators von 20 K stellte sich jedoch heraus, dass bei den ermittelten Leistungsmaxima keine interne Wärmeübertragung möglich ist. Die Temperaturdifferenz zwischen Eintrittstemperatur in den Wärmeübertrager und Turbinenaustrittstemperatur ist im Fall von CO₂ zu gering. Bei Propan als Arbeitsmittel findet eine Entspannung ins Zweiphasengebiet und damit auf Kondensationstemperatur statt. Diese liegt unter der Eintrittstemperatur des Fluids in den Wärmetauscher.

Im Falle einer Überhitzung auf 130°C Frischdampf Temperatur treten jedoch auch bei Propan erhöhte Temperaturen nach der Turbine auf, da bei tieferen Frischdampfdrücken keine Entspan-

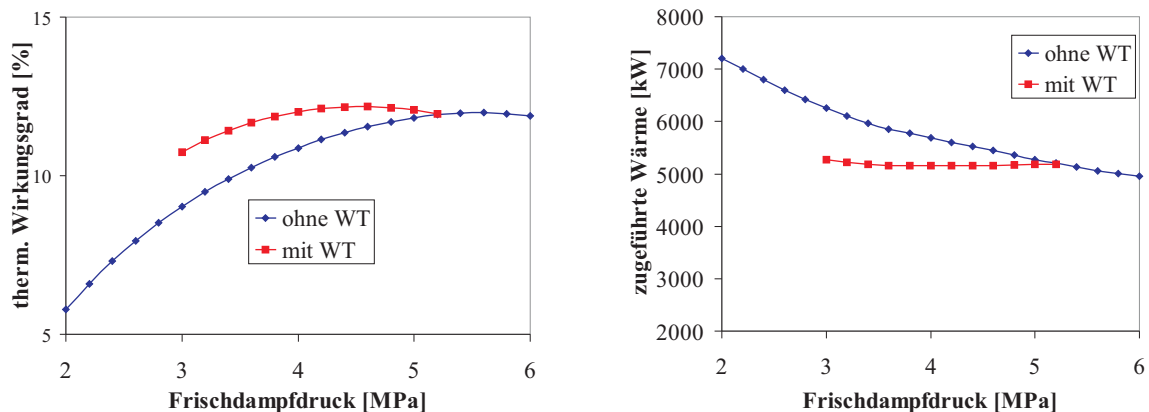


Abbildung 4.13: Thermischer Wirkungsgrad und dem Prozess zugeführte Wärme in Abhängigkeit des Frischdampfdruckes bei 130 °C Frischdampf Temperatur mit und ohne internen Wärmetauscher, Propan als Arbeitsmittel

nung in das Zweiphasengebiet erfolgt. Bis zu einem bestimmten Druck kann deswegen ein interner Wärmetauscher eingesetzt werden. In Abbildung 4.13 links ist der Verlauf des thermischen Wirkungsgrades bei 130°C Frischdampf Temperatur in Abhängigkeit des Frischdampfdruckes mit und ohne Rekuperator aufgetragen. Im Druckbereich von 3 MPa bis 5 MPa ist eine Verbesserung des Wirkungsgrades bei Einsatz eines internen Wärmetauschers um bis zu 2%-Punkte zu erkennen. Diese Verbesserung nimmt mit steigenden Drücken ab, dadurch gleicht sich der thermische Wirkungsgrad mit Rekuperator dem thermischen Wirkungsgrad ohne Rekuperator an. Ab ca. 5,2 MPa ist der Einsatz eines internen Wärmetauschers nicht mehr möglich. Der erhöhte Wirkungsgrad führt jedoch nur zu sehr geringen Leistungsverbesserungen. Dies ist im Verlauf der zugeführten Wärme (in Abbildung 4.13 rechts) begründet. Die Vorwärmung des Arbeitsmittels führt zu einer höheren Eintrittstemperatur in den Wärmetauscher und damit zu einer veränderten Lage des Pinch Points. Dadurch verringert sich die dem Prozess zuführbare Wärme. Insgesamt kommt es deswegen lediglich zu geringen Leistungsverbesserungen im betrachteten Bereich. Das ermittelte Leistungsoptimum wird dabei nicht erreicht. Der Einsatz eines Rekuperators in einem Prozess mit Propan als Arbeitsmittel erscheint daher nicht sinnvoll.

Prozesse mit CO₂ als Arbeitsmittel weisen bei den vorliegenden Randbedingungen und 130°C Frischdampf Temperatur die höchsten Wirkungsgrade und Netto-Leistungen auf. Je geringer dabei der Frischdampfdruck ist, desto höher ist die Temperatur nach der Entspannung in der Turbine. Deswegen ist vor allem im unteren Druckbereich bis 15 MPa der Einsatz eines Rekuperators möglich und sinnvoll. Abbildung 4.14 links zeigt den Wirkungsgradverlauf mit und ohne internen Wärmetauscher für Frischdampf Temperaturen von 130°C in Abhängigkeit des Frischdampfdruckes. Bis 15 MPa Frischdampfdruck wurde eine Wirkungsgradverbesserung von bis zu 1,5%-Punkte berechnet. Da bei CO₂ eine Anhebung der Eintrittstemperatur in den Wärmetauscher nicht in gleichem Maße eine Absenkung der dem Prozess zugeführten Wärme wie bei Propan mit sich zieht, bewirkt die Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades eine Verbes-

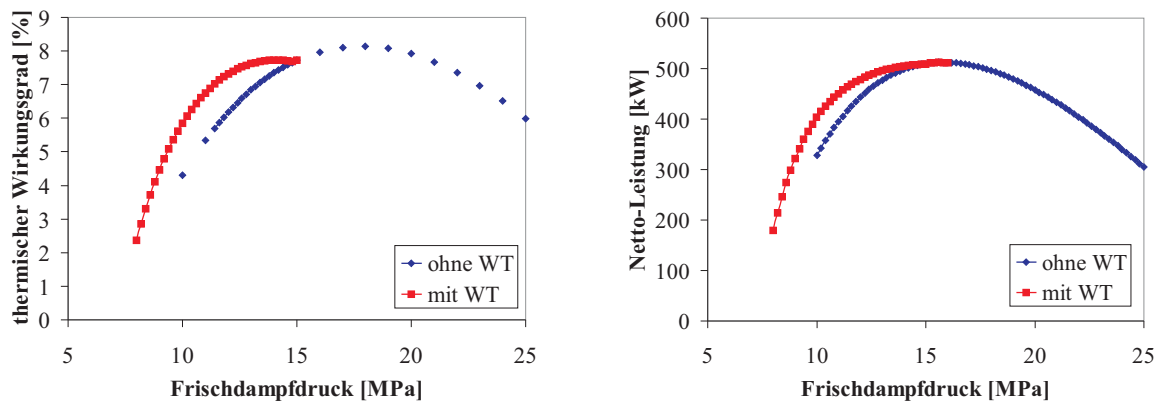


Abbildung 4.14: Thermischer Wirkungsgrad und Netto-Leistung in Abhängigkeit des Frischdampfdruckes bei 130 °C Frischdampf Temperatur mit und ohne internen Wärmetauscher, CO₂ als Arbeitsmittel

serung der Netto-Leistung. Dies ist in Abbildung 4.14 rechts zu erkennen. Die Verbesserung beträgt maximal 70 kW bei einer Leistung von 330 kW ohne internen Wärmetauscher, dies entspricht ungefähr 20%. Jedoch nimmt sie auch bei CO₂ hin zu höheren Frischdampfdrücken ab, so dass sich die Kurven angleichen. Für die Frischdampfparameter des ermittelten Optimums ist, wie bereits erwähnt, der Einsatz eines Rekuperators nicht möglich, die Netto-Leistungen bei geringeren Frischdampfdrücken liegen jedoch trotz der Verbesserungen weiterhin unter der ermittelten maximalen Netto-Leistung.

4.4 Sensitivitätsanalyse

4.4.1 Änderung der Randbedingungen

Thermalwassertemperatur

Um den Einfluss der Thermalwassertemperatur auf die Netto-Leistung zu untersuchen, wurden Simulationsrechnungen mit Thermalwassertemperaturen von 100°C, 130°C, 150°C und 200°C durchgeführt. In Abbildung 4.15 sind die Verläufe der Netto-Leistungen von Propan und CO₂ in Abhängigkeit der Thermalwasserrücklauf Temperatur dargestellt. Bei Propan wurden dabei die Frischdampfzustände so variiert, dass immer eine Entspannung auf die Taulinie des Zweiphasengebietes erfolgte, bei CO₂ wurde jeweils die maximal mögliche Frischdampf Temperatur bei variierenden Frischdampfdrücken eingestellt. Alle weiteren Randbedingungen (Kondensations-temperatur, Grädigkeit usw.) wurden wie in Tabelle 4.1 angegeben beibehalten.

Die Netto-Leistungen von Propan nehmen mit steigender Thermalwassertemperatur deutlich zu. Bei 200°C Thermalwassertemperatur beträgt die maximale Netto-Leistung 1470 kW und ist damit doppelt so hoch wie die Netto-Leistung bei 150°C Thermalwassertemperatur. Bei einer erhöhten Thermalwassertemperatur lassen sich Frischdampfzustände bei höheren Temperaturen

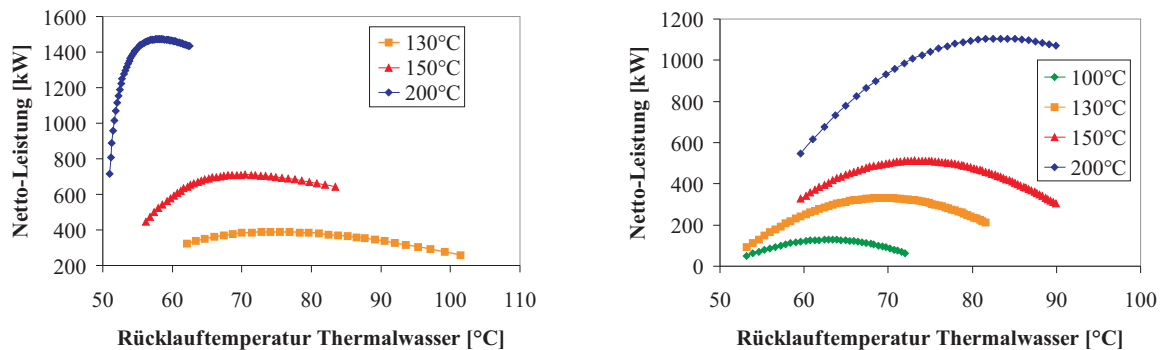


Abbildung 4.15: Netto-Leistung in Abhängigkeit der Thermalwasserrücklauf-temperatur bei variierenden Thermalwassertemperaturen, links Propan, rechts CO₂

und Drücken einstellen. Dies bedeutet eine Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades. Zudem wird in Abbildung 4.15 deutlich, dass sich bei Propan die maximalen Netto-Leistungen mit steigender Thermalwassereintrittstemperatur bei sinkenden Thermalwasserrücklauf-temperaturen einstellen. Zum Einen beinhaltet das Thermalwasser bei höheren Temperaturen mehr Wärme, zum anderen kann ihm durch die Auskühlung auf geringere Rücklauf-temperaturen mehr Wärme entzogen werden. Dadurch kann dem Prozess mit steigenden Thermalwassertemperaturen überproportional mehr Wärme zugeführt werden. Dies erklärt den starken Anstieg der Netto-Leistung.

Bei CO₂ nimmt die Netto-Leistung ebenfalls mit steigender Thermalwassertemperatur zu. Auch hier sind durch energetisch günstigere Frischdampfzustände höhere Wirkungsgrade möglich, zudem hat der erhöhte Wärmeinhalt des Thermalwassers Einfluss auf die Netto-Leistung. Die höheren Frischdampfdrücke, bei denen sich bei höheren Frischdampf-temperaturen die Leistungsmaxima einstellen, haben jedoch zur Folge, dass die Eintrittstemperatur des ORC-Fluids in den Wärmetauscher steigt und damit auch die Thermalwasserrücklauf-temperatur zunimmt. Deswegen ist im Fall von CO₂ der Anstieg der Netto-Leistung im Vergleich zu Propan geringer. Dies bedeutet jedoch auch, dass sich die Maximalwerte der Netto-Leistungen für geringere Thermalwassertemperaturen annähern. Bei einer Thermalwassertemperatur von 100°C werden beispielsweise mit Propan nur noch geringfügig höhere Leistungen erzielt als mit CO₂.

Kondensationstemperatur

Um die jahreszeitlich bedingten Schwankungen der Kondensationstemperatur zu beachten, wurde diese in Berechnungen mit Propan und CO₂ bei einer Thermalwassertemperatur von 150°C variiert. Für Propan wurden Berechnungen mit Kondensationstemperaturen von 20°C bis 35°C durchgeführt, für CO₂ Berechnungen von 15°C bis 30°C. Höhere Kondensationstemperaturen sind bei CO₂ nicht möglich, da aufgrund der kritischen Temperatur von 30,98°C keine Kondensation mehr stattfinden würde.

Abbildung 4.16 zeigt die Verläufe der Netto-Leistungen von Propan und CO₂ in Abhängigkeit der Thermalwasserrücklauf-temperatur bei verschiedenen Kondensationstemperaturen. Die Ma-

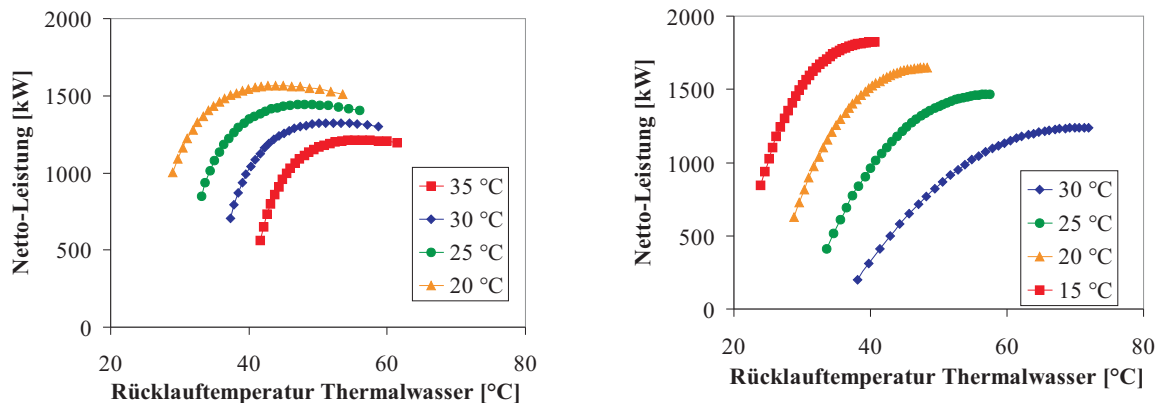


Abbildung 4.16: Netto-Leistung in Abhängigkeit der Thermalwasserrücklauf-temperatur bei Variation der Kondensationstemperatur für Prozesse mit Propan (links) und CO_2 (rechts) als Arbeitsmittel bei einer Thermalwassertemperatur von 150°C

xima der Netto-Leistungen liegen mit fallender Kondensationstemperatur bei geringeren Thermalwasserrücklauf-temperaturen. Bei geringerer Kondensationstemperatur ist die Eintrittstemperatur des ORC-Mediums in den Wärmetauscher geringer. Dadurch kann das Thermalwasser weiter ausgekühlt werden und dem Prozess mehr Wärme zugeführt werden. Dies führt neben einem höherem thermischen Wirkungsgrad zu einer deutlichen Leistungssteigerung. Bei einer Kondensationstemperatur von 15°C kann mit CO_2 als Arbeitsmittel eine um 50% höhere Netto-Leistung als bei einer Kondensationstemperatur von 30°C erreicht werden. Prozesse mit CO_2 zeigten hierbei eine höhere Sensitivität gegenüber der Kondensationstemperatur als Prozesse mit Propan als Arbeitsmittel.

4.4.2 Variation spezifischer Parameter

Die bei den bisherigen Untersuchungen getroffenen Annahmen wurden so gewählt, dass eine möglichst genaue Abbildung eines realen Kraftwerksprozesses erreicht wird. Für eine Untersuchung des Einflusses der einzelnen Parameter wurde desweiteren ein Best-Case-Modell definiert. Die dabei festgelegten Einstellungen sind in Tabelle 4.2 aufgeführt. Dabei wurden Verluste in Speisepumpe und Turbine sowie Druckverluste im Wärmeübertrager ausgeschlossen. Die Grädigkeit des Wärmeübertragers wurde analog zum Best Case bei *Koehler2005* [11] mit 5 K festgelegt.

Mit diesen Einstellungen wurden Berechnungen für Propan und CO_2 bei einer Thermalwassertemperatur von 150°C durchgeführt. Für eine genaue Analyse des Einflusses der einzelnen Parameter wurden zudem Berechnungen mit jeweils einem verändertem Parameter durchgeführt. In Tabelle 4.3 sind die untersuchten Parameter sowie die gewählten Variationen aufgeführt. Die Parameter sind im Einzelnen der Pumpen- und Turbinenwirkungsgrad, der Druckverlust im Wärmeübertrager und die Grädigkeit des Wärmeübertragers.

Neben dem Vergleich der Netto-Leistungen und des thermischen Wirkungsgrades von Berech-

Referenz / Best Case	
Pumpenwirkungsgrad η_{Pumpe}	1,0
Turbinenwirkungsgrad $\eta_{Turbine}$	1,0
Druckverlust Wärmeübertrager	0 MPa
Grädigkeit Wärmeübertrager	5 K
Kondensationstemperatur	30 °C

Tabelle 4.2: Referenz / Best Case zur Untersuchung des Einflusses der variierten Parameter

Parameter	Variationsbereich	Schrittweite
Pumpenwirkungsgrad η_{Pumpe} [-]	0,6 - 1,0	0,1
Turbinenwirkungsgrad $\eta_{Turbine}$ [-]	0,6 - 1,0	0,1
Druckverlust Wärmeübertrager [MPa]	0,02; 0,05; 0,1; 0,2	-
Grädigkeit Wärmeübertrager [K]	10 - 20	5

Tabelle 4.3: Übersicht der variierten Parameter, Variationsbereich und Schrittweite

nungen mit jeweils einem abweichenden Parameter mit den Ergebnissen der Best-Case Berechnungen wurde zudem die Abweichung der Werte zwischen dem Best-Case Fall und dem in den bisherigen Berechnungen betrachteten Fall untersucht. Im Folgenden werden die Ergebnisse der einzelnen Berechnungen aufgeführt.

Pumpenwirkungsgrad

Die durch die Speisepumpe verursachten Verluste werden durch den Pumpenwirkungsgrad wiedergegeben. Sowohl bei Propan als auch bei CO₂ als Arbeitsmittel zieht eine Verminderung des Pumpenwirkungsgrades eine Verminderung des thermischen Wirkungsgrades und damit auch eine Verminderung der Netto-Leistung mit sich. Bei mit Propan geführten Prozessen führt ein Pumpenwirkungsgrad von 0,6 zu einer Leistungsabweichung um -10% gegenüber dem Best Case. Dabei verschiebt sich das Leistungsmaximum geringfügig hin zu einem niedrigeren Frischdampfdruck. Durch die höheren Frischdampfdrücke bei Prozessen mit CO₂ wirkt sich der Pumpenwirkungsgrad hierbei stärker aus. Die Netto-Leistung wird dadurch bis zu 36% vermindert. Das Leistungsmaximum verschiebt sich von 24,5 MPa Frischdampfdruck im Best Case zu 16,5 MPa Frischdampfdruck bei einem Pumpenwirkungsgrad von 0,6.

Turbinenwirkungsgrad

Die durch die Turbine verursachten Verluste werden durch den Turbinenwirkungsgrad wiedergegeben. Durch einen verminderten Turbinenwirkungsgrad ist das in der Turbine umgewandelte Enthalpiegefälle kleiner. Dadurch verringert sich die Netto-Leistung und der thermische Wirkungsgrad. Ein Turbinenwirkungsgrad von 0,6 führt bei Prozessen mit Propan zu einer Verringe-

rung der Netto-Leistung um 46%, bei CO₂ zu einer Verringerung um 62% gegenüber Prozessen mit isentroper Entspannung in der Turbine.

Druckverlust Wärmeübertrager

Ein Druckverlust im Wärmeübertrager erfordert einen höheren Druck nach der Speisepumpe um denselben Frischdampfdruck zu erreichen. Zudem ändert sich geringfügig der Temperaturverlauf bei der Wärmezufuhr durch den veränderten Druck. Der Vergleich von Netto-Leistungen und thermischem Wirkungsgrad zwischen Best Case und 0,2 MPa Druckverlust im Wärmetauscher für Prozesse mit Propan und CO₂ als Arbeitsmittel ergab eine geringe Verminderung der Werte um weniger als 1%.

Grädigkeit des Wärmeübertragers

Bei Vorgabe des Frischdampfzustandes und der Kondensationstemperatur ist der Kreisprozess eindeutig definiert. Die Grädigkeit des Wärmeübertragers hat deshalb keinen Einfluss auf den thermischen Wirkungsgrad. Jedoch beeinflusst sie die dem Prozess zugeführte Wärme. Bei Propan hat sich ein linearer Zusammenhang zwischen der Größe der Grädigkeit und der Verringerung der Netto-Leistung ergeben. Bei einer Grädigkeit von 20 K verringert sich die Netto-Leistung gegenüber einer Grädigkeit von 5 K um 29%. Die mit CO₂ geführten Prozesse weisen die höchsten Netto-Leistungen bei den maximal möglichen Frischdampftemperaturen auf. Diese hängen neben der Thermalwassertemperatur von der Grädigkeit des Wärmeübertragers ab. Deshalb wurden in diesem Fall zum einen die jeweiligen maximalen Netto-Leistungen sowie die Netto-Leistungen bei einer Frischdampf Temperatur von 130°C bei variierender Grädigkeit verglichen. Dabei ergab sich im ersten Fall eine Verringerung von bis zu 22%, im zweiten Fall eine Verringerung von bis zu 18%.

Vergleich ideal-real

Die in den Simulationen verwendeten Einstellungen (siehe Tabelle 4.1) wurden gewählt, um eine möglichst genaue Abbildung eines realen Kraftwerkes zu erhalten. Im Rahmen der Sensitivitätsanalyse wurde dieser reale Fall mit dem Best-Case verglichen. Abbildung 4.17 zeigt die relative Abweichung des thermischen Wirkungsgrades und der Netto-Leistung gegenüber dem Best-Case für einen Prozess mit CO₂ als Arbeitsmittel. Dabei wurde zum Einen die Abweichung bei Änderung aller Parameter berechnet, zum Anderen ist die Summe der Abweichungen bei der Änderung jeweils eines Parameters ermittelt worden. Der thermische Wirkungsgrad weist gegenüber dem idealen Kreisprozess einen um 43% geringeren Wert auf. Dabei hat vor allem der Turbinenwirkungsgrad mit ca. 31% einen großen Einfluss auf die Verluste. Die Grädigkeit des Wärmetauschers hat auf den thermischen Wirkungsgrad keinen Einfluss, da bei vorgegebenem Frischdampfzustand und vorgegebener Kondensationstemperatur der Kreisprozess unabhängig von der Thermalwasserquelle ist. Bei Betrachtung der Netto-Leistung ist dies nicht der Fall, da die zugeführte Wärme abhängig von der Grädigkeit ist. Dadurch stellt sich bei einer Grädigkeit von 20 K eine um ca. 16% geringere Netto-Leistung als beim Best-Case mit

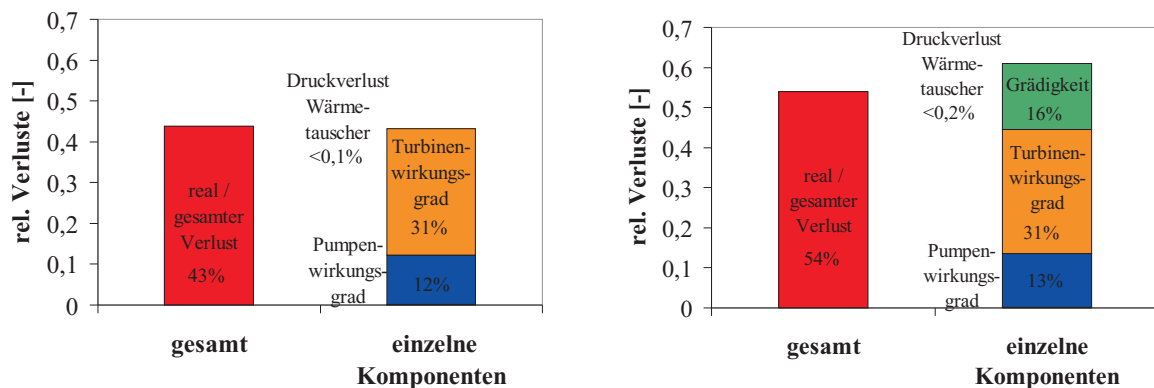


Abbildung 4.17: Relative Verluste des thermischen Wirkungsgrades (links) und der Netto-Leistung (rechts) im realen Fall im Vergleich zum Referenzfall, jeweils Summe der Verluste bei Änderung jeweils eines Parameters und gesamter Verlust, CO₂ als Arbeitsmittel

einer Grädigkeit von 5 K ein. Die Summe der durch die einzelnen Komponenten jeweils hervorgerufenen Verluste beträgt damit über 60%. Beim Vergleich der Netto-Leistung des realen Falles mit dem Best-Case liegen diese Verluste mit ca. 54 % geringfügig niedriger. Dies ist in den geänderten Temperaturverläufen im Wärmeübertrager begründet, die sich durch die Verluste in der Pumpe und die Druckverluste im Wärmübertrager ergeben. Dadurch stellen sich bei Erhöhung der Grädigkeit und gleichzeitiger Änderung weiterer Parameter geringere Verluste ein. Der Druckverlust im Wärmetauscher hat sowohl auf den thermischen Wirkungsgrad als auch auf die Netto-Leistung einen vernachlässigbar kleinen Einfluss.

In Abbildung 4.17 wird deutlich, dass der Wirkungsgrad der Turbine und die Grädigkeit des Wärmetauschers den größten Einfluss auf die Netto-Leistung haben. Berechnungen der Verluste bei Prozessen mit Propan als Arbeitsmittel ergaben mit einer Leistungsminderung um 46% ein vergleichbares Ergebnis. Hierbei hatte die Grädigkeit des Wärmeübertragers einen höheren Einfluss als bei CO₂. Eine Grädigkeit von 20 K bewirkt eine Absenkung der Leistung um 28% gegenüber einer Grädigkeit von 5 K und damit mehr als die Hälfte der gesamten Verluste im Vergleich zwischen Best-Case und realem Fall. Verluste in der Turbine führen bei Propan zu einer Leistungsminderung um 22%, wohingegen der Pumpenwirkungsgrad aufgrund der geringeren Drücke im Vergleich zu CO₂ mit 4% geringere Verluste bewirkte.

4.5 Vergleich mit weiteren Fluiden

Ausgehend von den mit Propan und CO₂ als Arbeitsmittel untersuchten Prozessen bei 150°C Thermalwassertemperatur wurden die Berechnungen auf die in Kapitel 2.2.3 genannten Fluide R41 und R143a erweitert. Isopentan als retrogrades Arbeitsmittel wurde ebenfalls untersucht. Desweiteren wurden die Berechnungen für Thermalwassertemperaturen von 130°C, 150°C und 170°C für alle Fluide durchgeführt. Die weiteren Randbedingungen wurden wie in Tabelle 4.1

aufgeführt beibehalten.

Fluid	$T_{th,ein}$ [°C]	Netto-Leistung [kW]	Frischdampfzustand		Leistungssteigerung auf Isopentan bezogen [%]
			T_3 [°C]	p_3 [MPa]	
CO ₂ (R744)	130	331,24	110	14	-26,14
	150	512,06	130	15,6	-21,10
	170	726,73	150	18	-16,14
Propan (R290)	130	391,67	96	3,2	12,54
	150	735,70	104	4,6	30,30
	170	1062,80	130	6,4	26,97
R41	130	452,94	120	10	30,15
	150	690,84	130	12	22,35
	170	965,71	150	14	15,37
R143a	130	475,38	96	5,2	36,59
	150	747,02	120	6,4	32,31
	170	1047,70	142	8,4	25,16
Isopentan (R601a)	130	348,02	75	0,4	-
	150	564,62	84	0,5	-
	170	837,07	92	0,6	-
Wasser	150	431,81	130	0,05	-23,52

Tabelle 4.4: Maximalwerte der Netto-Leistungen der untersuchten Arbeitsmittel bei Thermalwassertemperaturen von 130°C, 150°C und 170°C bei den in Tabelle 4.1 festgelegten Randbedingungen

Tabelle 4.4 gibt einen Überblick über die Ergebnisse der Berechnungen. Aufgeführt sind die Maximalwerte der Nettoleistungen der Fluide bei den jeweiligen Thermalwassertemperaturen sowie der Frischdampfzustand, bei dem das Maximum erreicht wird. Desweiteren ist die prozentuale Verbesserung der Netto-Leistung gegenüber Isopentan, das als bisher gebräuchliches Arbeitsmittel als Referenz dient, angegeben. Die Werte zeigen, dass durch die Wahl des Arbeitsmittels und dem damit verbundenen Übergang von unter- zu überkritischen Prozessen eine Leistungssteigerung von bis zu 36% möglich ist. Ein überkritischer Prozess mit Propan als Arbeitsmittel liefert bei einer Thermalwassertemperatur von 150°C beispielsweise 30,3% mehr Leistung als ein mit Isopentan geführter Kreislauf. Der Grund dafür liegt in der besseren Annäherung an den Dreiecksvergleichsprozess bei überkritischer Verdampfung. Dadurch kann das Thermalwasser weiter ausgekühlt und ihm damit mehr Wärme entzogen werden.

In Tabelle 4.4 ist ergänzend ein mit Wasserdampf als Arbeitsmittel geführter Prozess bei einer Thermalwassertemperatur von 150°C aufgeführt. Dieser Prozess liefert im Vergleich zu Isopentan mit 431 kW eine um 23,5% geringere Netto-Leistung.

Eine detailliertere Betrachtung der berechneten Netto-Leistungen von Propan, R143a, R41 und CO₂ bei Thermalwassertemperaturen von 170°C zeigt Abbildung 4.18. Hierbei sind die ver-

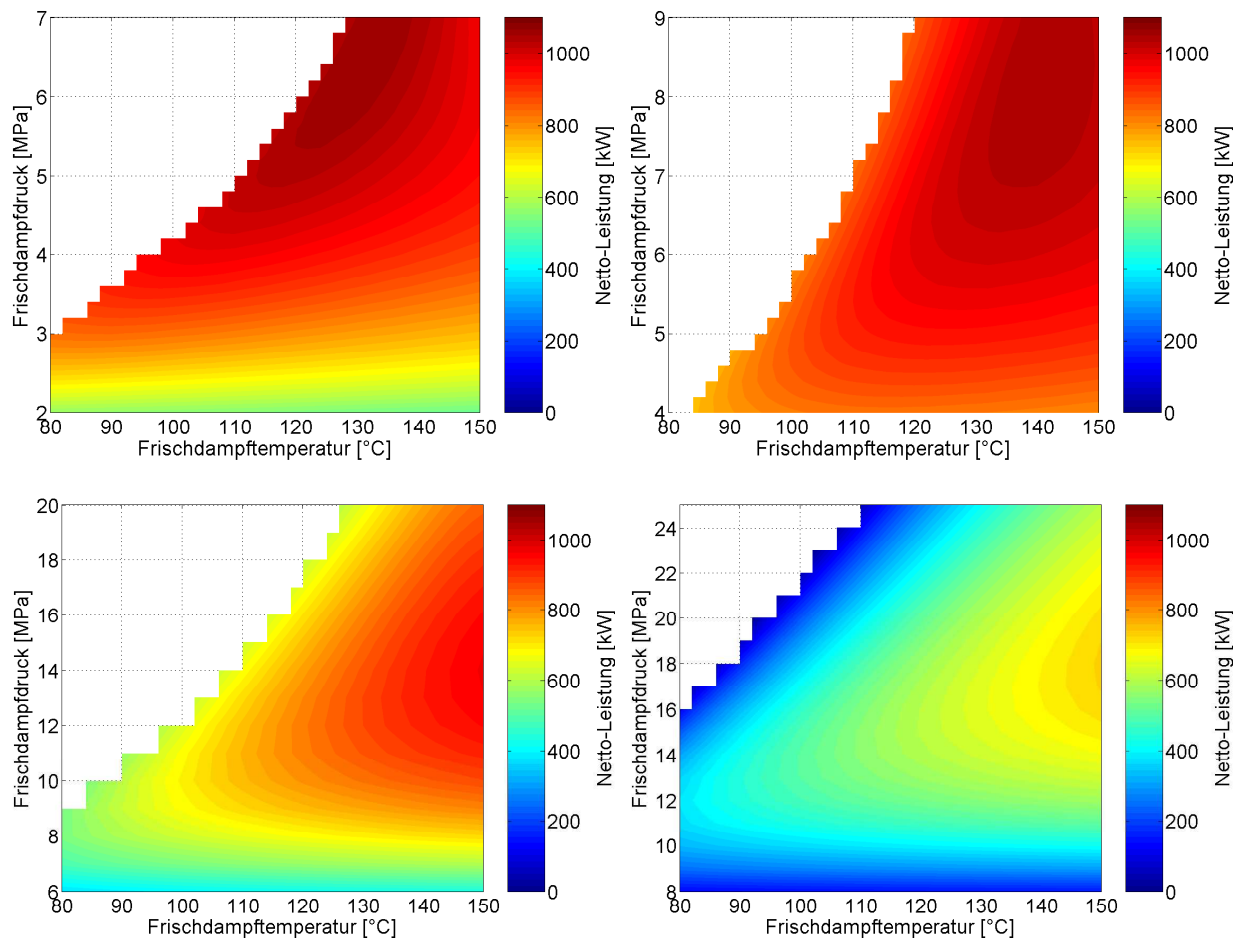


Abbildung 4.18: Netto-Leistungen von Propan (links oben), R143a (rechts oben), R41 (links unten) und CO_2 (rechts unten) in Abhängigkeit des Frischdampfzustandes, Kondensationstemperatur 30°C / Thermalwassertemperatur 170°C , Randbedingungen nach Tabelle 4.1

schiedenen Leistungswerte farblich in Abhängigkeit des Frischdampfdruckes und der Frischdampftemperatur dargestellt. Bei Propan (R290) (in Abbildung 4.18 oben links), R143a (in Abbildung 4.18 oben rechts) und R41 (in Abbildung 4.18 unten links) stellen die weißen Flächen Frischdampfzustände dar, bei denen eine zu weite Entspannung ins Zweiphasengebiet auf einen Dampfgehalt unter $x=0,9$ eintritt. Bei CO_2 (R744) (in Abbildung 4.18 unten rechts) entspricht diese Fläche Frischdampfzuständen, bei denen der Prozess einen negativen thermischen Wirkungsgrad und damit auch eine negative Netto-Leistung besitzt.

Die Ausbildung eines Maximums der Netto-Leistung bei einem bestimmten Frischdampfzustand ist bei allen Fluiden zu erkennen. Die maximalen Werte der Leistung liegen zwischen 726 kW für CO_2 und 1062 kW für Propan. Auffallend ist, dass die Frischdampftemperatur, bei der die maximalen Leistungen auftreten, variiert. Gleichzeitig verschieben sich die Kurven gleicher Leistung, die ringförmig um das Maximum liegen, von Propan aus hin zu höheren Temperaturen. Das Leistungsmaximum des mit Propan als Arbeitsmittel geführten Prozesses liegt bei einer Frisch-

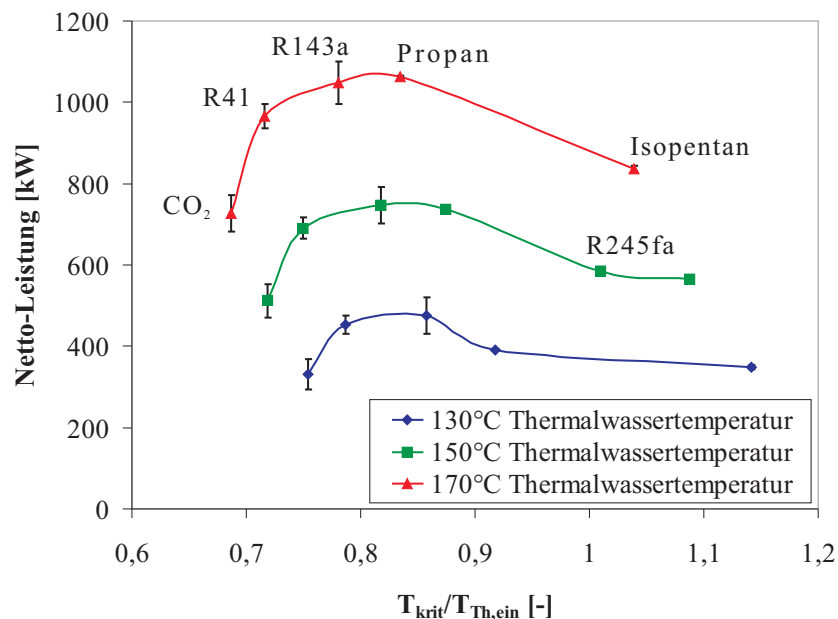


Abbildung 4.19: Max. Netto-Leistungen verschiedener Fluide in Abhängigkeit des Verhältnisses „kritische Temperatur zu Thermalwassertemperatur“ bei Thermalwassertemperaturen von 130°C, 150°C und 170°C, Fehlerbalken aus der Berechnung in Kapitel 3.4

dampf-temperatur von 130°C. Bei R143a als Arbeitsmittel tritt das Maximum bei 142°C auf, Prozesse mit R41 und CO₂ liefern bei 150°C Frischdampf-temperatur und damit bei der maximal möglichen Temperatur (aufgrund der Grädigkeit von 20 K) die maximale Netto-Leistung. Demgegenüber stehen die kritischen Temperaturen der untersuchten Fluide. Diese nehmen von Propan zu CO₂ hin ab (siehe Kapitel 2.2.3). Umso größer also die Differenz zwischen der kritischen Temperatur des Fluids und der Thermalwassertemperatur ist, umso höhere Frischdampf-temperaturen weist das Leistungsmaximum auf.

In Abbildung 4.19 sind deswegen die maximalen Netto-Leistungen in kW der untersuchten Fluide bei verschiedenen Thermalwassertemperaturen in Abhängigkeit des dimensionslosen Temperaturverhältnisses von kritischer Temperatur in Kelvin zur Thermalwassertemperatur in Kelvin aufgetragen. Die einzelnen Punkte der Kurven stellen dabei jeweils ein für ein bestimmtes Fluid ermitteltes Leistungsmaximum dar. Für die Thermalwassertemperatur von 150°C wurde neben den genannten fünf Fluiden R245fa untersucht und die ermittelte maximale Leistung mit aufgenommen. Die in Kapitel 3.4 berechneten Unsicherheiten der Leistungswerte sind durch Fehlerbalken ebenfalls dargestellt. Die Netto-Leistungen bei einer Thermalwassertemperatur von 130°C liegen zwischen 330 kW und 475 kW, für Thermalwassertemperaturen von 150°C werden Netto-Leistungen von 512 kW bis 747 kW erreicht. Ein mit Wasser geführter Prozess liefert bei dieser Thermalwassertemperatur 431 kW. Das bedeutet eine Leistungssteigerung von bis zu 70% durch die geschickte Wahl des Arbeitsmittels.

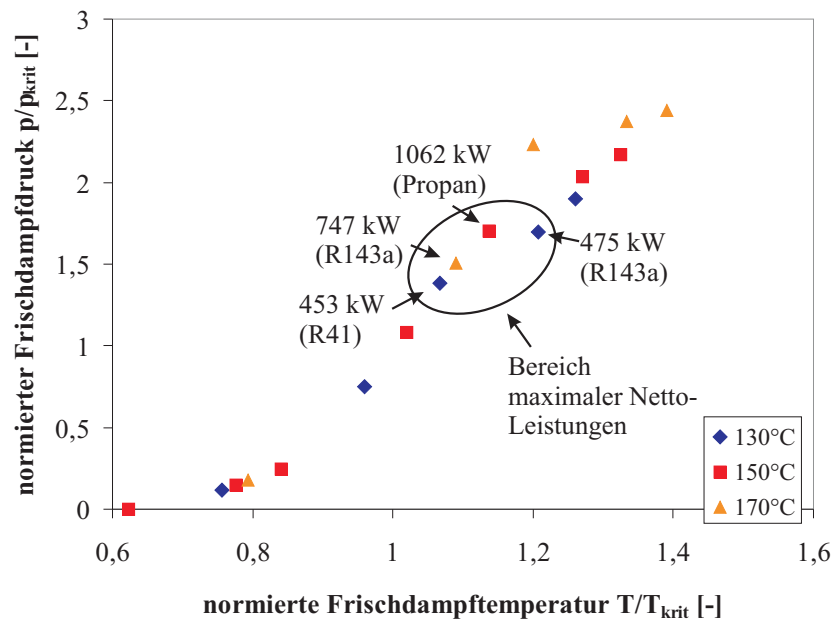


Abbildung 4.20: Mit dem krit. Druck normierte Frischdampfdrücke bei denen Maxima auftreten in Abhängigkeit der mit der krit. Temperatur normierten Frischdampf Temperatur verschiedener Fluide bei Thermalwassertemperaturen von 130°C, 150°C und 170°C

Die Kurven weisen für alle Thermalwassertemperaturen einen ähnlichen Verlauf auf. Bis zu einem Temperaturverhältnis T_{krit}/T_{th} von ungefähr 0,8 steigen die erzielten Leistungen, die höchsten Leistungen werden im Bereich zwischen 0,8 und 0,85 erzielt, während für höhere Werte die erreichbaren Maximalleistungen wieder sinken. Bei der Wahl des Fluids sollte also abhängig von der standortbedingten Thermalwassertemperatur auf die kritische Temperatur geachtet werden. Diese sollte unter der Thermalwassertemperatur liegen, so dass überkritische Prozesse mit hohen Leistungen eingestellt werden können. Fluide mit einem zu großen Unterschied zwischen kritischer Temperatur und Thermalwassertemperatur weisen hingegen reduzierte Leistungswerte auf.

Zum Vergleich der Frischdampfzustände, bei denen die Netto-Leistungen maximale Werte annehmen, wurde in Abbildung 4.20 eine normierte Darstellung gewählt. Dabei wurden die Frischdampfdrücke und -temperaturen der Leistungsmaxima jeweils auf die kritischen Drücke bzw. Temperaturen bezogen. Die Maxima bei einer bestimmten Thermalwassertemperatur sind dabei in derselben Farbe gehalten. In Abbildung 4.20 ist zu erkennen, dass alle Punkte auf einer S-förmigen Bahn liegen. Dadurch kann eine ungefähre Aussage über den Frischdampfzustand, bei dem die Netto-Leistung maximal wird, abhängig vom kritischen Punkt des Arbeitsmittels getroffen werden. Zudem sind die für die jeweilige Thermalwassertemperatur höchsten Netto-Leistungen hervorgehoben. Dies sind die Maximalwerte der Kurven aus Abbildung 4.19. Bei 130°C Thermalwassertemperatur erzielten R143a und R41 mit Werten von 475 kW bzw. 453 kW die höchsten Netto-Leistungen, bei 150°C Thermalwassertemperatur lag das Optimum von 747 kW bei einem mit R143a als Arbeitsmittel geführten Prozess. Propan liefert bei einer

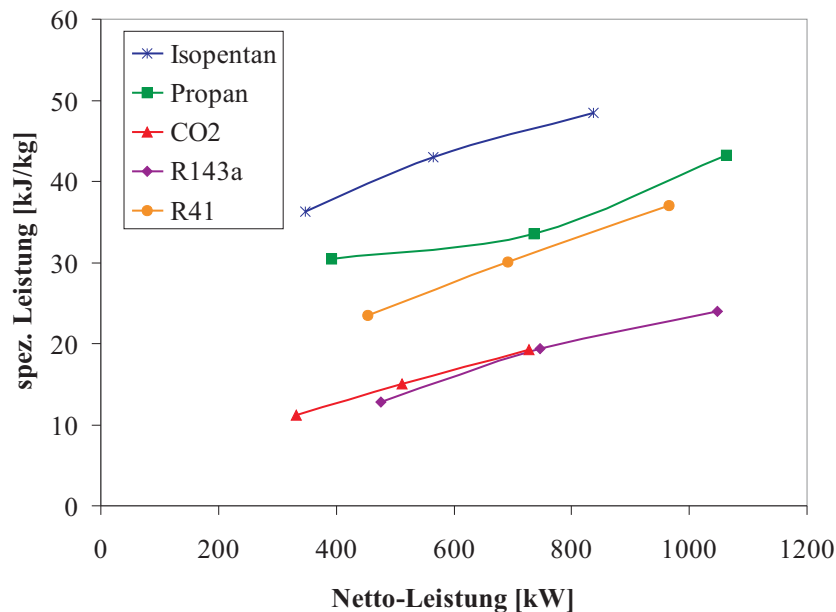


Abbildung 4.21: Spez. Leistung verschiedener Fluide in Abhängigkeit der je nach Thermalwassertemperatur max. Netto-Leistung

Thermalwassertemperatur von 170°C die maximale Netto-Leistung aller untersuchten Fluide von 1062 kW. Diese maximalen Leistungen treten alle bei einem normierten Frischdampfdruck von 1,4 - 1,7 und bei einer normierten Frischdampftemperatur von 1,0 - 1,2 auf.

Die besten Leistungen werden durch geringe Überhitzung auf maximal das 1,2fache der kritischen Temperatur bei überkritischen Drücken erzielt. Voraussetzung dafür ist die Wahl eines Arbeitsmittels, dessen kritische Temperatur das 0,8fache der Thermalwassertemperatur beträgt.

Bei Betrachtung der auf den jeweiligen Fluid-Massenstrom bezogenen spezifischen Netto-Leistung ergibt sich wiederum ein anderes Bild. Abbildung 4.21 zeigt die spezifische Netto-Leistung in kJ/kg der untersuchten Fluide bei verschiedenen Thermalwassertemperaturen in Abhängigkeit der Netto-Leistung in kW. Bei allen Fluiden ist eine steigende Netto-Leistung mit einer steigenden spezifischen Leistung verbunden. Isopentan weist hierbei mit Werten zwischen 40 kJ/kg und 50 kJ/kg mit Abstand die höchste spezifischen Leistung auf. Die Werte von Propan liegen im Bereich von 30 - 40 kJ/kg, Prozesse mit CO₂ als Arbeitsfluid liefern eine spezifische Leistung von 10-20 kJ/kg. Die hohe spezifische Netto-Leistung von Isopentan in Zusammenhang mit der geringeren absoluten Netto-Leistung im Vergleich zu Propan zeigt die bessere Anpassung der Wärmeübertragung bei Propan. Dadurch kann dem Prozess mehr Wärme zugeführt werden, was einen erhöhten Massenstrom und damit eine höhere Netto-Leistung zur Folge hat.

Demgegenüber liegen die Werte der spezifischen Volumenleistung von Isopentan deutlich unter denen der anderen untersuchten Fluide. Abbildung 4.22 zeigt die spezifische Volumenleistung in kJ/m³ der Fluide in Abhängigkeit der Netto-Leistung in kW bei verschiedenen Thermalwas-

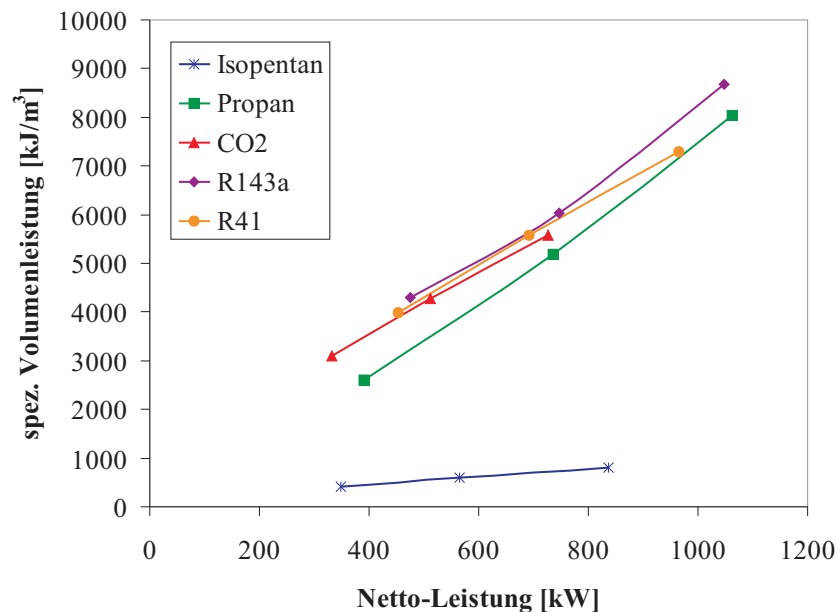


Abbildung 4.22: Spez. Volumenleistung verschiedener Fluide in Abhängigkeit der je nach Thermalwassertemperatur max. Netto-Leistung

sertemperaturen. Die spezifische Volumenleistung ergibt sich aus der Multiplikation der spezifischen Leistung mit der Dichte des Frischdampfes. Der deutlich niedrigere Wert von Isopentan ist in den geringeren Frischdampfdrücken begründet, die Einfluss auf die Dichte des Fluides haben. Bei höheren Drücken treten vergleichsweise höhere Dichten auf. Aufgrund der hohen kritischen Temperatur sind bei Isopentan jedoch keine überkritischen Drücke möglich. Die überkritisch geführten Prozesse mit Propan, CO₂, R41 und R143a als Arbeitsmittel weisen deshalb spezifische Volumenleistungen auf, die mit Werten zwischen $\approx 3000 \text{ kJ/m}^3$ und 9000 kJ/m^3 ein Vielfaches der spezifischen Volumenleistung von Isopentan, die unter 1000 kJ/m^3 liegt, betragen. Die geringere spezifische Volumenleistung kann zudem bei Betrachtung der Volumenströme im Kraftwerkskreislauf verdeutlicht werden. Aufgrund der Massenerhaltung bei veränderlicher Dichte liegt nicht an allen Stellen im Kreislauf der gleiche Volumenstrom vor. In Abbildung 4.23 sind deswegen die Volumenströme der untersuchten Fluide an drei Punkten des Kraftwerkskreislaufs in m^3/s aufgeführt. Dies sind die Zustände nach der Speisepumpe, vor Eintritt in die Turbine und nach der Entspannung am Austritt der Turbine. Die Abbildung zeigt, dass im flüssigen Zustand nach der Speisepumpe sehr kleine Volumenströme auftreten, die sich unter den Fluiden nur geringfügig unterscheiden. Im gasförmigen Zustand vor und nach der Turbine hingegen liegen hohe Volumenströme vor. Dabei werden große Unterschiede zwischen den Fluiden deutlich. Isopentan weist mit Abstand die höchsten Volumenströme auf, gefolgt von Propan und R143a. Die höheren Volumenströme ziehen größere Bauteile und Leitungen mit sich. Dadurch haben sie Einfluss auf die Investitionskosten eines Kraftwerkes.

Eine weitere interessante Größe für die Auslegung von Kreisprozessen ist die Größe des Wärme-

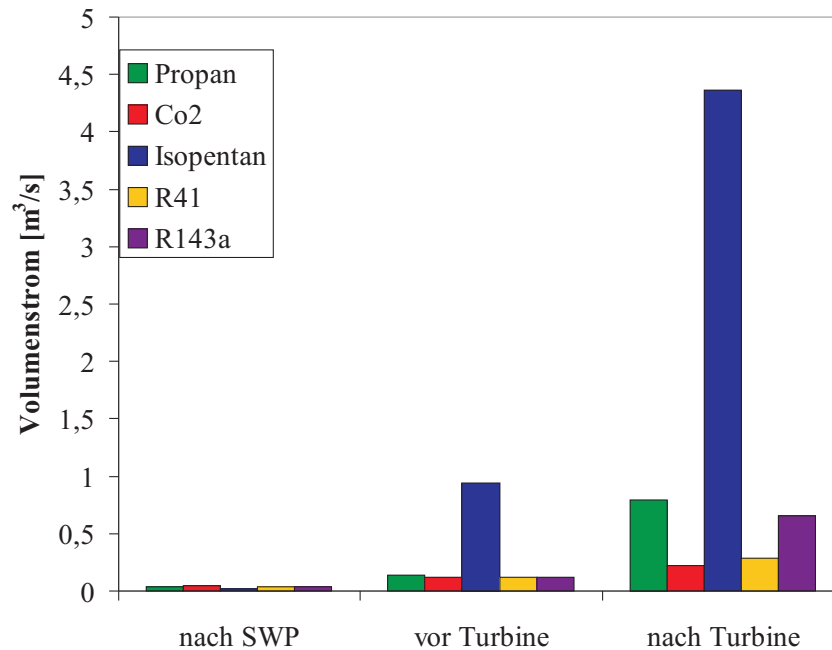


Abbildung 4.23: Volumenströme verschiedener Fluide an ausgewählten Punkten im Kreisprozess

übertragers. Diese kann in einer ersten einfachen Abschätzung in Abhängigkeit der zu übertragenden Wärme \dot{Q}_{zu} und der mittleren Temperaturdifferenz der beiden Stoffströme berechnet werden (VDI2002 [21]):

$$\dot{Q}_{zu} = k \cdot A \cdot \Delta T_M. \quad (4.1)$$

Darin bezeichnet A die wärmeübertragende Fläche und k den mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten. Die mittlere Temperaturdifferenz ΔT_M berechnet sich aus den Temperaturdifferenzen am Ein- und Austritt des Wärmetauschers ΔT_0 bzw. ΔT_1 :

$$\Delta T_M = \frac{\Delta T_0 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_0 / \Delta T_1)}. \quad (4.2)$$

Da der mittlere Wärmedurchgangskoeffizient abhängig von den beteiligten Stoffströmen sowie dem Material und der Geometrie des Wärmeübertragers ist, genügt es für eine allgemeine Betrachtung das Produkt aus Wärmeübertragerfläche und Wärmedurchgangskoeffizient ($k \cdot A$) zu berechnen.

Abbildung 4.24 zeigt dieses Produkt in kW/K für die untersuchten Fluide bei einer Thermalwassertemperatur von 150°C. Die entsprechenden Netto-Leistungen in kW sind als rote Raute ebenfalls aufgeführt. Die einzelnen Fluide unterscheiden sich dabei deutlich. Isopentan und R245fa weisen die geringsten Werte auf, während sich bei Propan ein doppelt so großer, bei CO₂ und R41 ein rund 3-mal so großer ($k \cdot A$)-Wert ergibt. Dies liegt zum einen an der höheren übertragenen Wärme bei diesen Fluiden, zum anderen an der geringeren mittleren Temperaturdif-

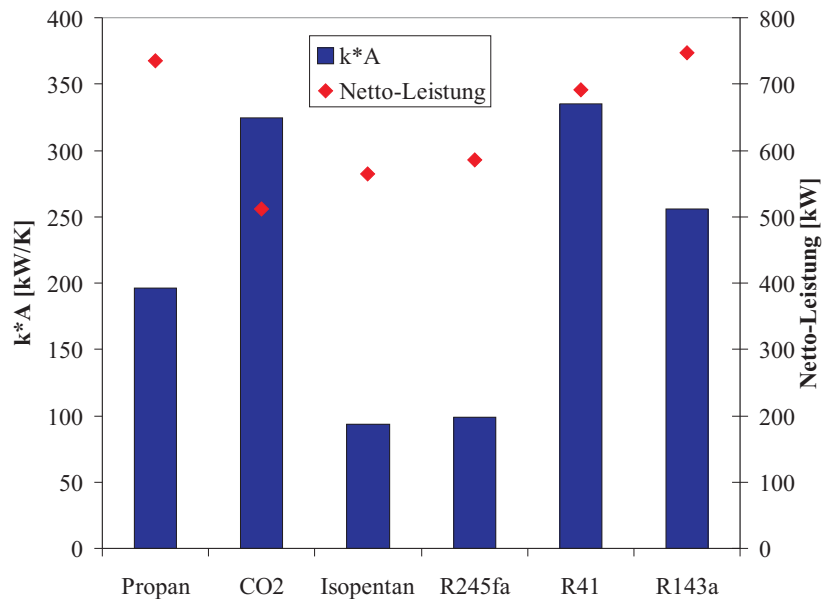


Abbildung 4.24: Produkt aus Wärmeübergangszahl und Wärmetauscherfläche verschiedener Fluide sowie die Netto-Leistung bei einer Thermalwassertemperatur von 150°C, Randbedingungen nach Tabelle 4.1

ferenz bei der Wärmeübertragung. Abhängig von den Stoffwerten der Fluide lässt sich aus dem Produkt ($k \cdot A$) ein Vergleich der benötigten Wärmeübertragerflächen ziehen. Eine Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten k , die für genauere Aussagen bezüglich der Wärmeübertragerfläche erforderlich ist, wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht vorgenommen. Dennoch lassen die großen Unterschiede der ($k \cdot A$)-Werte vermuten, dass Prozesse mit Propan, CO₂, R41 und R143a im Vergleich zu Isopentan eine größere Wärmeübertragerfläche benötigen.

5 Zusammenfassung

Die geothermische Stromerzeugung hat weltweit großes Potential. Da in Deutschland die zu erwartenden Thermalwassertemperaturen im Bereich zwischen 100°C und 200°C liegen, ist die Optimierung der Kraftwerksprozesse besonders wichtig, um diese Niedertemperaturwärme effizient zu nutzen. Stand der Technik sind hierbei sogenannte binäre Kreisläufe. Dabei wird dem Thermalwasser in einem Wärmetauscher die Wärme entzogen und auf ein geeignetes Arbeitsfluid übertragen. Dieses Arbeitsfluid treibt in einem thermodynamischen Kreislauf eine Turbine an, die die thermische Energie zunächst in mechanische Energie wandelt. Ein angeschlossener Generator erzeugt damit elektrischen Strom. Diese Niedertemperatur-Kreisprozesse werden Organic Rankine Cycle (ORC) genannt. Ziel dieser Arbeit war die thermodynamische Optimierung von ORC-Prozessen mit Propan und CO₂ als Arbeitsmittel durch Variation des Frischdampfzustandes bezüglich der Netto-Leistung. Die Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades war nicht das primäre Ziel der Simulationen, da die geothermische Wärme nach Niederbringung der Bohrung kostengünstig zur Verfügung steht.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Simulationsprogramm in Visual Basic for Applications (VBA) entwickelt und in Microsoft Excel eingebunden, das die Optimierung von ORC-Kreisläufen mit verschiedenen Arbeitsmitteln ermöglicht. Die thermodynamischen Daten der untersuchten Fluide wurden hierbei über ein Add-In der REFPROP-Datenbank des National Institute of Standards and Technology (NIST) berechnet. Das Simulationsprogramm wurde GESI - GEothermal SIMulation- genannt. Durch Vorgabe der Thermalwassertemperatur, des Massenstroms des Thermalwassers, der Kondensationstemperatur und des Frischdampfzustandes ließen sich alle weiteren erforderlichen Größen des Kreisprozesses berechnen. Die kleinstmögliche Thermalwasserrücklauftemperatur, bei der dem Prozess die maximale Wärme zugeführt wird, ermittelt das Programm durch eine schrittweise Anpassung, bei der die Thermalwasserrücklauftemperatur solange erhöht wird, bis die vorgegebene Grädigkeit im Wärmeübertrager eingehalten wird. Das Programm ermittelt zudem den thermischen Wirkungsgrad des Prozesses, die zugeführte Wärme, den Massenstrom des ORC-Fluids sowie die Netto-Leistung.

Die Simulationsrechnungen wurden zunächst für Kondensationstemperaturen von 30°C und Thermalwassertemperaturen von 150°C durchgeführt. Bei Prozessen mit Propan als Arbeitsfluid stellte sich heraus, dass die höchsten Leistungen bei Frischdampfzuständen erreicht wurden, die zu einer Entspannung ins Zweiphasengebiet führten. Höhere Frischdampftemperaturen ergaben eine schlechtere Anpassung des Temperaturverlaufs des ORC-Fluids im Wärmeübertrager an den Temperaturverlauf des Thermalwassers und damit eine geringere Wärmezufuhr in den Prozess.

Die Berechnungen ergaben ein Leistungsmaximum in Höhe von 735 kW bei einem überkritischen Frischdampfdruck von 4,6 MPa und einer Frischdampf­temperatur von 104°C. Dies entspricht einer Leistungssteigerung um ca. 30% gegenüber einem mit Isopentan geführten Prozess. Im Vergleich dazu stellten sich bei Prozessen mit CO₂ als Arbeitsmittel deutlich niedrigere Netto-Leistungen ein. Die höchsten Netto-Leistungen ergaben sich bei den größtmöglichen Frischdampf­temperaturen. Das Leistungsmaximum mit 512 kW lag bei einem Frischdampfdruck von 15,6 MPa. Die ermittelten thermischen Wirkungsgrade der Prozesse betragen zwischen 8% und 12%.

Ausgehend von dieser Basiskonfiguration wurde durch eine Variation der Randbedingungen deren Einfluss auf die Netto-Leistung untersucht. Simulationen mit erhöhter Thermalwassertemperatur zeigten eine deutliche Leistungssteigerung bei Propan, da dem Prozess mehr Wärme zugeführt werden konnte. Ursache dafür ist nicht nur der erhöhte Wärmeinhalt des Thermalwassers, sondern auch die größere Auskühlung des Thermalwassers, die hier aufgrund veränderter Temperaturverläufe im Wärmetauscher möglich ist. Zudem steigt der thermische Wirkungsgrad des Prozesses aufgrund höherer Frischdampf­temperaturen und -drücke, bei denen sich das Leistungsmaximum einstellt. Im Vergleich dazu war die Leistungssteigerung durch eine erhöhte Thermalwassertemperatur bei CO₂ moderater, da sich mit steigender Thermalwassertemperatur eine ebenfalls steigende Rücklauf­temperatur einstellte.

Untersuchungen mit veränderter Kondensationstemperatur ergaben demgegenüber eine höhere Sensitivität bei Prozessen mit CO₂ als bei Prozessen mit Propan als Arbeitsmittel. Neben einem besseren thermischen Wirkungsgrad führt die Absenkung der Kondensationstemperatur zu einer besseren Auskühlung des Thermalwassers und damit zu einer erhöhten Wärmezufuhr. Durch Absenken der Kondensationstemperatur von 30°C auf 15°C ergab sich eine Leistungssteigerung um 50% bei Prozessen mit CO₂ als Arbeitsmittel.

Im Rahmen einer Sensitivitätsanalyse zeigte sich, dass die Grädigkeit des Wärmetauschers und der Turbinenwirkungsgrad den größten Einfluss auf die Netto-Leistung haben. Bei der Auslegung des Kraftwerkes sollte also auf die optimale Anpassung dieser Komponenten besonderer Wert gelegt werden.

Die stark voneinander abweichenden Ergebnisse der Untersuchungen mit Propan und CO₂ als Arbeitsmittel sowie der Vergleich mit Isopentan machten deutlich, dass die Wahl des Fluids großen Einfluss auf die maximal erzielbare Netto-Leistung hat. Berechnungen mit weiteren organischen Medien ergaben einen Zusammenhang in Bezug auf die Netto-Leistung zwischen der kritischen Temperatur des Fluids und der Thermalwassertemperatur. Maximale Leistungen stellten sich bei verschiedenen Thermalwassertemperaturen bei Fluiden mit einer kritischen Temperatur ein, die ca. das 0,8fache der jeweiligen Thermalwassertemperatur beträgt. Je nach Standort eines zu planenden Kraftwerkes kann also die vorliegende Thermalwassertemperatur und die damit verbundene optimale kritische Temperatur ein Kriterium für die Auswahl des Arbeitsmittels sein.

Eine genauere Analyse der Prozesse mit weiteren Fluiden und möglicherweise auch Gemischen abhängig von der Thermalwassertemperatur könnte demnach Inhalt zukünftiger Untersuchungen sein. Desweiteren besteht die Möglichkeit über Prozesse mit zwei Kreisläufen und zwei Ar-

beitsmitteln das Thermalwasser weiter auszukühlen bzw. die Restwärme des einen Prozesses zur Verdampfung im zweiten Kreislauf zu nutzen. Damit könnte eine weitere Leistungssteigerung erreicht werden. Günstige Fluidpaare und geeignete Frischdampfzustände, die Prozesse dieser Art optimieren, müssen über Simulationsrechnungen noch ermittelt werden.

Ein weiterer interessanter Aspekt, der im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht wurde, ist die Kraft-Wärme-Kopplung. Bei einer zusätzlichen Nutzung der Wärme des Thermalwassers zu Heizzwecken ergeben sich andere Anforderungen in Bezug auf die Optimierung. Abhängig vom jahreszeitlich bedingten Wärmebedarf der Verbraucher müssen hierbei verschiedene Schaltungsmöglichkeiten simuliert und die jeweils optimalen Betriebszustände ermittelt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] BAEHR, H. D.: *Thermodynamik-Grundlagen und technische Anwendungen*. 12. Auflage. Springer, Berlin, 2005.
- [2] BMU: *Bericht der Bundesregierung über ein Konzept zur Förderung, Entwicklung und Markteinführung von geothermischer Stromerzeugung und Wärmenutzung*. Techn. Ber., Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU), 2009.
- [3] BMU: *Erneuerbare Energien in Zahlen*. Techn. Ber., Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU), Berlin, 2009.
- [4] BRONSTEIN, I. N.: *Taschenbuch der Mathematik*. 5. Aufl. Verlag Harri Deutsch, Frankfurt a. M., 2001.
- [5] CERBE, G.: *Technische Thermodynamik - Theoretische Grundlagen und praktische Anwendungen*. 14. Auflage. Carl Hanser Verlag, München, 2005.
- [6] FÖRSTER, H. und K.-P. SCHMIDT: *Kreisprozesse für die maximale Nutzung von Wärmeangeboten im Temperaturbereich von 80 bis 250 °C in Industrie, Geothermie und Solarwirtschaft*. VDI-Berichte, Nr. 1924:289–303, 2006.
- [7] GEOTHERMIE: www.geothermie.de, 2009. Geothermische Vereinigung, Bundesverband Geothermie e.V., Seitenzugriff am 05.11.2009.
- [8] GOGOLOK, J.: *VBA-Programmierung mit Excel: Grundlagen*. FernUniversität Hagen, Hagen, 1999.
- [9] HERBST, G.: *Simulation verschiedener Niedertemperatur-Kreisprozesse zur Stromerzeugung mit IPSEpro*. Hochschule Karlsruhe, 2009. Diplomarbeit.
- [10] KALTSCHMITT, M.: *Erneuerbare Energien: Systemtechnik, Wirtschaftlichkeit, Umweltaspekte*. 4. Auflage. Springer, Berlin, 2006.
- [11] KÖHLER, S.: *Geothermisch angetriebene Dampfkraftprozesse - Analyse und Prozessvergleich binärer Kraftwerke*. TU Berlin, 2005. Dissertation.
- [12] KOFLER, M.: *Excel-VBA programmieren*. 6. Auflage. Addison-Wesley Verlag, München, 2004.

- [13] LEMMON, E. und R. JACOBSEN: *An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1-Trifluoroethane (HFC-143a) for Temperatures from 161 to 450 K and Pressures to 50 MPa*. Journal of Physical and Chemical Reference Data, 29(4):521–552, 2000.
- [14] LEMMON, E. und R. SPAN: *Short Fundamental Equations of State for 20 Industrial Fluids*. Journal of Chemical Engineering Data, 51:785–850, 2006.
- [15] LOOSE, P.: *Erdwärmennutzung, Versorgungstechnische Planung und Berechnung*. 2. Auflage. C. F. Müller Verlag, Heidelberg, 2007.
- [16] MAIZZA, V. und A. MAIZZA: *Working Fluids In Non-Steady Flows For Waste Energy Recovery Systems*. Applied Thermal Engineering, Vol. 16:579–590, 1996.
- [17] NIST: *Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP Version 8.0*. National Institute of Standards and Technology, Boulder, Colorado, USA, 2007.
- [18] PASCHEN, H.: *Möglichkeiten geothermischer Stromerzeugung in Deutschland, Sachstandsbericht*. Büro für Technikfolgen-Abschätzung beim Deutschen Bundestag (TAB), 2003.
- [19] SPAN, R. und W. WAGNER: *A New Equation of State for Carbon Dioxide Covering the Fluid Region from the Triple-Point Temperature to 1100 K at Pressures up to 800 MPa*. Journal of Physical and Chemical Reference Data, 25(6):1509–1596, 1996.
- [20] STRAUSS, K.: *Kraftwerkstechnik*. 5. Auflage. Springer, Berlin, 2006.
- [21] VDI (Hrsg.): *VDI-Wärmeatlas*. 9. Auflage. Springer Verlag, Berlin, 2002.
- [22] YOUNGLOVE, B. und J. ELY: *Thermophysical properties of fluids. II. Methane, ethane, propane, isobutane and normal butane*. Journal of Physical and Chemical Reference Data, 16:577–798, 1987.
- [23] ZAHORANSKY, R. A.: *Energietechnik - Systeme zur Energiewandlung*. 3. Auflage. Friedrich Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden, 2007.

Abbildungsverzeichnis

2.1	Temperaturtiefenverteilung an ausgewählten Standorten nach <i>Köhler2005</i> [11]	4
2.2	Schema eines Geothermie-Kraftwerkes mit Wärmeauskopplung im angeschlossenen Heizwerk	5
2.3	Carnot-Prozess im T,s -Diagramm	7
2.4	Organic-Rankine-Cycle im T,s -Diagramm (links) und als Prozess-Fließbild (rechts)	9
2.5	Zweiphasengebiete ausgewählter Fluide beruhend auf Daten von <i>NIST2007</i> [17], im Bild links Wasser, Propan, CO_2 und Isopentan, im Bild rechts alle untersuchten Fluide ohne Wasser, Wahl des Referenzpunktes für die Entropie nach <i>Köhler2005</i> [11]	11
2.6	$p-v-T$ -Diagramm von R290 (Propan)	13
2.7	$p-v-T$ -Diagramm R744 (CO_2)	13
2.8	Dreiecksvergleichsprozess nach <i>Foerster2006</i> [6]	14
2.9	Schematische Darstellungen des idealen Wärmeübertragers und der ein- und aus-tretenden Stoffströme	15
2.10	Verlauf des c_p -Wertes von Wasser abhängig von der Temperatur bei einem Druck von 2,5 MPa nach <i>NIST2007</i> [17]	15
2.11	Temperaturverlauf des Thermalwassers (rot) und des ORC-Fluids (blau) im Wärmeüber-trager eines unterkritischen Prozesses	16
2.12	Temperaturverlauf des Thermalwassers (rot), des ORC-Fluids (blau) und von ΔT (grün) im Wärmeübertrager eines überkritischen Prozesses	17
2.13	ORC-Prozess mit geothermischer Wärmequelle, gewählte Systemgrenze und Be-zeichnung der Zustandsgrößen	18
3.1	Bedienoberfläche des Simulationsprogramms <i>GESI</i>	23
3.2	Berechnung der thermodynamischen Größen einzelner Zustände im ORC-Prozess	24
3.3	Schematischer Programmablauf zur Berechnung der Thermalwasserrücklauftem-peratur, des ORC-Massenstroms und der Leistung	26
3.4	Temperaturverläufe des Arbeitsmittels Propan und des Thermalwassers im Wärme-tauscher eines unterkritischen (links) und eines überkritischen Prozesses (rechts)	27
3.5	ORC-Prozess mit interner Wärmeübertragung im T,s -Diagramm mit Isopentan als Arbeitsmittel (links) und als Fließbild (rechts)	29
3.6	Mit IPSEpro simulierter ORC-Prozess mit Isopentan als Arbeitsmittel	30

3.7	rel. Fehler in % der berechneten Enthalpie, Variationsrechnung mit gesättigtem (rot) und überhitztem Dampf (blau)	32
3.8	rel. Fehler in % der berechneten thermischen Wirkungsgrade, Variationsrechnung mit gesättigtem (rot) und überhitztem Dampf (blau)	33
3.9	rel. Fehler in % der berechneten Netto-Leistung, Variationsrechnung mit gesättigtem (rot) und überhitztem Dampf (blau)	33
3.10	rel. Fehler in % der berechneten Rücklauftemperatur des Thermalwassers, Variationsrechnung mit gesättigtem (rot) und überhitztem Dampf (blau)	34
3.11	Rel. Fehler in % der berechneten Netto-Leistung bei verschiedenen Schrittweiten	35
4.1	Wirkungsgradverläufe in Abhängigkeit der Frischdampf­temperatur bei konstantem Druck, Carnot-Wirkungsgrad zum Vergleich, Propan als Arbeitsmittel	40
4.2	Wirkungsgradverläufe in Abhängigkeit des Frischdampf­druckes bei konstanter Temperatur, Propan als Arbeitsmittel	41
4.3	Netto-Leistungsverläufe in Abhängigkeit der Frischdampf­temperatur bei konstantem Druck, Propan als Arbeitsmittel	42
4.4	Netto-Leistung bei Entspannung auf 90% Dampf­gehalt, zugeführte Wärme und Wirkungsgrad des ORC-Prozesses in Abhängigkeit der Thermalwasserrücklauf­temperatur, Propan als Arbeitsmittel	43
4.5	Netto-Leistung (links oben), thermischer Wirkungsgrad (rechts oben), zugeführte Wärme (links unten) und Propan-Massenstrom (rechts unten) in Abhängigkeit des Frischdampf­zustandes, Kondensationstemperatur 30°C / Thermalwassertemperatur 150°C, zulässige Entspannung ins Zweiphasengebiet auf $x=0,9$	44
4.6	Brutto- und Netto-Leistung in Abhängigkeit der Rücklauf­temperatur bei Entspannung auf 90% Dampf­gehalt nach der Turbine, Propan als Arbeitmittel	45
4.7	Sankey-Diagramm eines mit Propan als Arbeitsmittel geführten Prozesses im leistungsoptimierten Fall, Angaben: Leistung in kW / rel. Anteil an zur Verfügung stehender Energie	47
4.8	Wirkungsgradverläufe in Abhängigkeit der Frischdampf­temperatur bei konstantem Druck, CO ₂ als Arbeitsmittel	48
4.9	Temperaturverlauf im Wärmetauscher des Thermalwassers und des ORC-Fluids in Abhängigkeit der zugeführten Wärme, links: überkritischer Prozess mit Propan als Arbeitsmittel, rechts: überkritischer Prozess mit CO ₂ als Arbeitsmittel . .	49
4.10	Netto-Leistung (links oben), thermischer Wirkungsgrad (rechts oben), zugeführte Wärme (links unten) und CO ₂ -Massenstrom (rechts unten) in Abhängigkeit des Frischdampf­zustandes, Kondensationstemperatur 30°C / Thermalwassertemperatur 150°C	50
4.11	Netto-Leistung bei 130°C Frischdampf­temperatur und variierendem Frischdampf­druck, zugeführte Wärme und Wirkungsgrad des ORC-Prozesses in Abhängigkeit der Thermalwasserrücklauf­temperatur, CO ₂ als Arbeitsmittel	51
4.12	Brutto- und Netto-Leistung bei 130°C Frischdampf­temperatur und variierenden Frischdampf­drücken in Abhängigkeit der sich einstellenden Rücklauf­temperatur des Thermalwassers	52

4.13	Thermischer Wirkungsgrad und dem Prozess zugeführte Wärme in Abhängigkeit des Frischdampfdruckes bei 130 °C Frischdampf Temperatur mit und ohne internen Wärmetauscher, Propan als Arbeitsmittel	53
4.14	Thermischer Wirkungsgrad und Netto-Leistung in Abhängigkeit des Frischdampfdruckes bei 130 °C Frischdampf Temperatur mit und ohne internen Wärmetauscher, CO ₂ als Arbeitsmittel	54
4.15	Netto-Leistung in Abhängigkeit der Thermalwasserrücklauf Temperatur bei variierenden Thermalwassertemperaturen, links Propan, rechts CO ₂	54
4.16	Netto-Leistung in Abhängigkeit der Thermalwasserrücklauf Temperatur bei Variation der Kondensationstemperatur für Prozesse mit Propan (links) und CO ₂ (rechts) als Arbeitsmittel bei einer Thermalwassertemperatur von 150°C	56
4.17	Relative Verluste des thermischen Wirkungsgrades (links) und der Netto-Leistung (rechts) im realen Fall im Vergleich zum Referenzfall, jeweils Summe der Verluste bei Änderung jeweils eines Parameters und gesamter Verlust, CO ₂ als Arbeitsmittel	58
4.18	Netto-Leistungen von Propan (links oben), R143a (rechts oben), R41 (links unten) und CO ₂ (rechts unten) in Abhängigkeit des Frischdampfzustandes, Kondensationstemperatur 30°C / Thermalwassertemperatur 170°C, Randbedingungen nach Tabelle 4.1	61
4.19	Max. Netto-Leistungen verschiedener Fluide in Abhängigkeit des Verhältnisses „kritische Temperatur zu Thermalwassertemperatur“ bei Thermalwassertemperaturen von 130°C, 150°C und 170°C, Fehlerbalken aus der Berechnung in Kapitel 3.4	62
4.20	Mit dem krit. Druck normierte Frischdampfdrücke bei denen Maxima auftreten in Abhängigkeit der mit der krit. Temperatur normierten Frischdampf Temperatur verschiedener Fluide bei Thermalwassertemperaturen von 130°C, 150°C und 170°C	63
4.21	Spez. Leistung verschiedener Fluide in Abhängigkeit der je nach Thermalwassertemperatur max. Netto-Leistung	64
4.22	Spez. Volumenleistung verschiedener Fluide in Abhängigkeit der je nach Thermalwassertemperatur max. Netto-Leistung	65
4.23	Volumenströme verschiedener Fluide an ausgewählten Punkten im Kreisprozess	66
4.24	Produkt aus Wärmeübergangszahl und Wärmetauscherfläche verschiedener Fluide sowie die Netto-Leistung bei einer Thermalwassertemperatur von 150°C, Randbedingungen nach Tabelle 4.1	67

Tabellenverzeichnis

2.1	Übersicht der in Deutschland realisierten Geothermiekraftwerke mit Stromerzeugung nach <i>BMU2009</i> [2], <i>Geothermie2009</i> [7]	6
2.2	Übersicht über die untersuchten Fluide und Wasser: Summenformel und kritische Daten nach <i>NIST2007</i> [17], R-Bezeichnung nach DIN 8960 Abs. 6	12
3.1	Einstellungen der Validierungsrechnungen	31
3.2	rel. Fehler der Enthalpiewerte der einzelnen Fluide im untersuchten Temperatur- und Druckbereich nach <i>Lemmon2000</i> [13], <i>Lemmon2006</i> [14], <i>Span1996</i> [19], <i>Younglove1987</i> [22]	35
3.3	Absoluter und relativer Fehler der Leistung und des Wirkungsgrades aufgrund der Ungenauigkeit der Stoffdaten-Modelle	36
4.1	Einstellungen der Simulationsrechnungen mit <i>GESI</i>	39
4.2	Referenz / Best Case zur Untersuchung des Einflusses der variierten Parameter	57
4.3	Übersicht der variierten Parameter, Variationsbereich und Schrittweite	57
4.4	Maximalwerte der Netto-Leistungen der untersuchten Arbeitsmittel bei Thermalwassertemperaturen von 130°C, 150°C und 170°C bei den in Tabelle 4.1 festgelegten Randbedingungen	60

Symbolverzeichnis

Lateinische Formelzeichen

A	Wärmeübertragerfläche [m ²]
c_p	spez. isobare Wärmekapazität [kJ/(kg K)]
ΔT_{min}	Grädigkeit des Wärmetauschers [K]
G	fehlerbehaftete Größe [-]
h	spez. Enthalpie [kJ/kg K]
k	Wärmedurchgangskoeffizient [kW/(m ² K)]
\dot{m}	Massenstrom [kg/s]
m'	Masse der siedenden Flüssigkeit [kg]
m''	Masse des gesättigten Dampfes [kg]
p	Druck [MPa]
P_{brutto}	Brutto-Leistung [kW]
P_{netto}	Netto-Leistung [kW]
q	spez. Wärme [kJ/kg]
\dot{Q}	Wärmestrom [kJ/s] bzw. [kW]
s	spez. Entropie [kJ/(kg K)]
T	Temperatur [°C]
u	spez. innere Energie [kJ/kg]
v	spez. Volumen [m ³ /kg]
w	spez. Arbeit [kJ/kg]
x	Dampfgehalt [-]

Griechische Formelzeichen

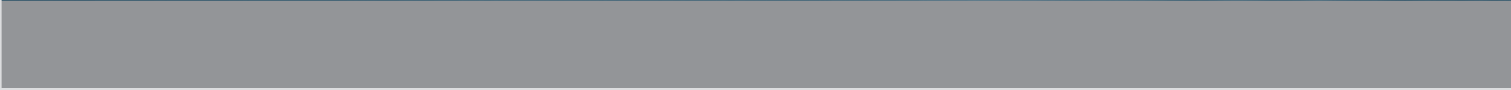
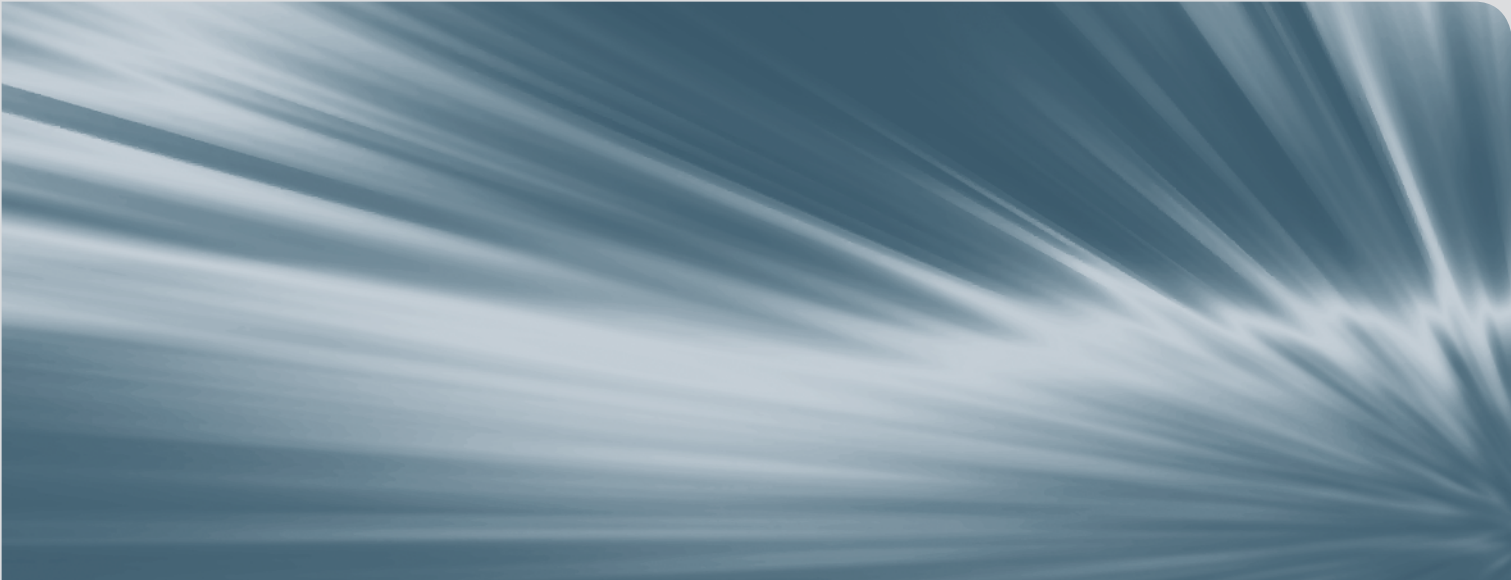
δ	Differential
Δ	Differenz
η	Wirkungsgrad [%]
ρ	Dichte [kg/m ³]

Indizes

ab	abgeführt
aus	am Austritt
Carnot	Carnot-Prozess
Dreieck	Dreiecksvergleichsprozess
ein	am Eintritt
ges	gesamt
ideal	ideal
krit	am kritischen Punkt
max	maximal
min	minimal
N	Nutz-
ORC	auf das ORC-Arbeitsmittel bezogen
p	isobar
Pumpe	auf die Speisepumpe bezogen
Rekuperator	auf den Rekuperator bezogen
s	isentrop
th	thermisch
th	auf das Thermalwasser bezogen
Turbine	auf die Turbine bezogen
zu	zugeführt

Abkürzungen

ECS	Extended Corresponding States
EGS	Enhanced Geothermal Systems
FCKW	Fluorchlorkohlenwasserstoffe
GESI	Geothermal Simulation
HDR	Hot-Dry-Rock
NIST	National Institute of Standards and Technology
ORC	Organic Rankine Cycle
REFPROP	Reference Fluid Properties
ZG	Zustandsgröße



ISSN 1869-9669
ISBN 978-3-86644-673-1

