Die approbierte Originalversion dieser Diplom-/Masterarbeit ist an der Hauptbibliothek der Technischen Universität Wien aufgestellt (http://www.ub.tuwien.ac.at).

The approved original version of this diploma or master thesis is available at the main library of the Vienna University of Technology (http://www.ub.tuwien.ac.at/englweb/).

TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN
Vienna University of Technology

DIPLOMARBEIT

Nutzung von Niedertemperaturwärmeenergie zur Energieoptimierung eines Industriestandortes

Ausgeführt am Institut für
Verfahrenstechnik, Umwelttechnik und technische Biowissenschaften
der Technischen Universität Wien

Unter Anleitung von

Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Anton Friedl

Dipl.-Ing. Dr.techn. Angela Miltner

durch

Karl-Heinz Pichler
Maximilianstrasse 19/1/18
4800 Attnang/Puchheim

Attnang/Puchheim, im November 2010

_____

Karl-Heinz Pichler

DANKSAGUNG:

An erster Stelle geht ein besonderer Dank an meine Eltern, welche mich sowohl mental, als auch finanziell stark in meinem Studium unterstützt haben. Ohne ihre Unterstützung wäre weder ein Beginn noch eine Beendigung meines Studiums möglich gewesen.

Auch bei den vielen Professoren und Assistenten möchte ich mich an dieser Stelle bedanken, welche mir im Laufe meines Studiums ihr Wissen weitergegeben haben. Hierbei sei die Betreuerin dieser Arbeit, Dr.techn. Angela Miltner, besonders erwähnt. Sie hat mir aufgezeigt welche Formulierungen in einer Diplomarbeit gebräuchlich sind und welche nicht verwendet werden sollten. Mit ihrer Familie und deren neustem Zuwachs wünsche ich ihr viel Glück und Gesundheit.
Aber auch Ao.Univ.Prof. Anton Friedl sei an dieser Stelle herzlich gedankt für seine sehr gründliche und sicher auch sehr arbeitsintensive Korrektur dieser Arbeit.
Des Weiteren möchte ich mich bei Ao.Univ.Prof Franz Winter für die Bereitstellung eines Arbeitsplatzes zum Beginn dieser Arbeit und bei Ao.Univ.Prof Andreas Werner für seine Unterstützung und das in dieser Arbeit verwendete Simulationsprogramm bedanken.

Zu guter Letzt möchte ich meiner Lebensgefährtin Maike Endlicher danken, die mir eine starke und verlässliche Stütze ist und die auch sehr genau und kritisch Fehler in dieser Arbeit aufgedeckt hat. -Ad multos annos-

ABSTRACT:

This work was performed to evaluate and to compare methods to utilize low-temperature heat energy found in industrial waste water.

A literature review was performed searching for various methods currently used and investigated. A bibliography reference was created using JABREF. The review includes methods to convert the low temperature heat energy in other forms of energy and the usage of the low temperature heat energy to create heat energy on another higher or lower temperature level.

Using Data, provided from an industrial site, various methods were compared and calculations regarding the efficiency and the energy output of the processes were made. A main focus was to lower the energy needed to cool the used waste water to an environmentally acceptable temperature for the recirculation in a river.

In addition simulations were performed to evaluate the efficiency of different working fluids at the selected temperatures. The results of these calculations were compared to the results of the literature review and the potential of the reviewed processes for the given temperature levels has been evaluated. It was shown that currently used processes, like the ORC process for converting heat energy into electrical energy, or the vapor compression cycle heat pump for using the waste heat to create heat on a higher temperature level had the best performances. If possible it is preferable to use the waste heat energy in a heat exchanger directly.

KURZFASSUNG:

Ziel dieser Arbeit ist die Evaluierung und der Vergleich von Methoden zur Niedertemperatur-Wärmeenergienützung für industrielle Abwässer.

Es wurde eine Literatursuche nach verschiedenen, derzeit gebräuchlichen und in der Entwicklung befindlichen Methoden zur Nutzung von Niedertemperaturenergie durchgeführt und eine Literaturdatenbank mit Hilfe von JABREF erstellt. Dabei wurden Methoden der direkten thermischen Nutzung, der thermischen Aufwertung mit Hilfe der Niedertemperaturströme, der Bereitstellung von Prozesskälte und der Umwandlung der Niedertemperatur in eine andere Energieform behandelt.

Anhand von Daten eines Industriestandortes wurden die verfügbaren Methoden der Niedertemperaturenergienutzung verglichen, und es wurden Berechnungen zu den einzelnen Methoden durchgeführt. Hierbei lag ein Hauptaugenmerk auf den erreichbaren Wirkungsgraden, und den Einsparungen im Bereich des Nachkühlens der Abwärmeströme auf ein umweltverträgliches Maß, zur Rückeinleitung in ein Fließgewässer.

Des Weiteren wurde in durchgeführten Simulationen ein Vergleich zwischen verschiedenen Arbeits- und Kältemitteln durchgeführt, um die für die gebräuchlichen Einsatztemperaturen geeignetsten Kältemittel zu ermitteln.

Die erhaltenen Werte wurden letztendlich mit den Ergebnissen der Literatursuche verglichen. Die Anwendbarkeit der einzelnen Verfahren wurde anhand der zur Verfügung stehenden Daten ermittelt. Hierbei konnten bisher etablierte Prozesse, wie der ORC Prozess zur Energiewandlung, oder die Kompressionswärmepumpe zur thermischen Aufwertung, die besseren Ergebnisse erzielen. Die direkte Wärmeenergieübertragung in einem Wärmetauscher ist allerdings zu bevorzugen, sofern die Wärmeenergie auf diesem Temperaturniveau benötigt wird.

INHALT

1. Einleitung 1

1.1. Möglichkeiten zur Nutzung von Niedertemperaturenergie 2

2. Nutzung der Niedertemperaturenergie zur Erhöhung oder Verringerung des Temperaturniveaus eines anderen Mediums 3

2.1. Direkter Temperaturangleich in einem Wärmetauscher 4

2.2. Nutzen von Kompressionswärmepumpen zur Erhöhung des Temperaturniveaus 4

2.2.1. Arbeitsweise von Kompressionswärmepumpen 4

2.2.2. Leistungszahl einer Kompressionswärmepumpe 5

2.2.3. Arbeitsmittel von Kompressionswärmepumpen 5

2.2.4. Temperaturabhängigkeit der Leistungszahl 6

2.2.5. Einsatzgebiet der Kompressionswärmepumpe 8

2.2.6. Weiterführende Literatur zu Kompressionswärmepumpen 9

2.3. Nutzen von Absorptionskältemaschinen zur Klimatisierung und Kühlung 10

2.3.1. Funktionsweise der einstufigen Absorptionskältemaschine 10

2.3.2. Bauformen von mehrstufigen Absorptionskältemaschinen 11

2.3.3. Wärmeverhältnis (Leistungszahl) einer Absorptionskältemaschine 13

2.3.4. Arbeitsmittel der Absorptionskältemaschine 13

2.3.5. Temperaturabhängigkeit des Wärmeverhältnisses 14

2.3.6. Leistungszahlen erhältlicher Absorptionskältemaschinen 16

2.3.7. Einsatzgebiete von Absorptionskältemaschinen 17

2.3.8. Weiterführende Literatur zu Absorptionskältemaschinen 18

3. Umwandlung der Niedertemperaturenergie in eine andere Energieform 19

3.1. Organic Rankine Cycle 20

3.1.1. Arbeitsweise des Organic Rankine Cycle 20

3.1.2. Thermodynamische Grundlagen 21

3.1.3. Mathematische Modellierung der einzelnen Prozessschritte 24
3.1.4. Arbeitsmedien 26
3.1.5. Prozessdrücke 27
3.1.6. Einsatzgebiet und Wirkungsgrade 28
3.1.7. Weiterführende Literatur zum Organic Rankine Cycle 29
3.2. Kalina Prozess 30
3.2.1. Grundlegende Wirkungsweise des Kalina Prozesses 30
3.2.2. Aufbau von Kalina Anlagen 31
3.2.3. Einsatzgebiet und Wirkungsgrad 32
3.3. Stirlingmotor 34
3.3.1. Physikalische Grundlagen 34
3.3.2. Thermodynamische Grundlagen 34
3.3.3. Arbeitsmedien 39
3.3.4. Bauweise 40
3.3.5. Regenerator 43
3.3.6. Einsatzgebiet und Wirkungsgrad 44
3.4. Thermoelektrischer Generator 47
3.4.1. Physikalische Grundlagen 47
3.4.2. Einsatzgebiet und Wirkungsgrad 49
3.4.3. Thermoelektrische Generatoren in einem Wärmetauscher 51
4. Berechnungen und Simulationen zu den beschriebenen Verfahren 54
4.1. Aufgabenstellung 54
4.2. Analyse der Verwendung der Abwärmeströme mit Wärmetauschern 55
4.2.1. Berechnung der Abkühlung der Abwärmeströme mittels Wärmeaustausch mit dem Aufwärmestrom #1 58
4.2.2. Gewählte Parameter zur Berechnung der Abkühlung der Abwärmeströme mittels Wärmeaustausch mit dem Aufwärmestrom #1 59

4.2.3. Berechnung des einstufigen Wärmeaustausches zur Abkühlung des Abwärmestromes #3 mittels Wärmeaustausch 59

4.2.4. Berechnung des zweistufigen Wärmeaustausches zur Abkühlung der Abwärmeströme #1 und #2 mittels Wärmeaustausch 61

4.3. Analyse der Verwendung der Abwärmeströme zur Bereitstellung von Nutzwärme mit einer Kompressionswärmepumpe 65

4.3.1. Verwendete Software zur Simulation der Bereitstellung von Nutzwärme mit einer Kompressionswärmepumpe 65

4.3.2. Gewählte Parameter und Kältemittel zur Simulation des Kompressionswärmepumpen-Prozesses 65

4.3.3. Eingabe der Systemgleichungen für die Simulation der Kompressionswärmepumpe 66

4.3.4. Die Eingabe der bekannten Werte und Ausgabe der berechneten Werte im Diagram Window des EES 73

4.3.5. Ergebnisse der Simulation der Aufheizung der Stoffströme mittels Kompressionswärmepumpe für den Aufwärmestrom #1 74

4.3.6. Ergebnisse der Simulation der Aufheizung der Stoffströme mittels Kompressionswärmepumpe für den Aufwärmestrom #2 80

4.4. Analyse der Verwendung der Abwärmeströme zur Bereitstellung von Nutzkälte mit einer Absorptionskältemaschine 85

4.5. Simulation der Verwendung der Abwärmeströme zum Betrieb einer ORC Anlage 89

4.5.1. gewählte Parameter und Kältemittel zur Simulation des ORC Prozesses 89

4.5.2. Eingabe der Systemgleichungen für die Simulation des ORC Prozesses 90

4.5.3. Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses ohne Überhitzung und ohne internen Wärmetauscher 96

4.5.4. Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses mit Überhitzung und ohne internen Wärmetauscher 103

4.5.5. Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses mit Überhitzung und mit internem Wärmetauscher 109

4.5.6. Zusammenfassung der Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses 112

4.6. Analyse der Verwendung der Abwärmeströme zum Betrieb einer Kalina Anlage 116

4.7. Analyse der Verwendung der Abwärmeströme zum Betrieb eines Stirlingmotors 118

4.8. Analyse der Verwendung der Abwärmeströme zum Betrieb eines thermoelektrischen Generators 121

4.9. Vergleich der Ergebnisse der Analysen des ORC Prozesses, des Kalina Prozesses, des Stirlingmotors und des TEG 123

5. Zusammenfassung und Interpretation der Ergebnisse dieser Arbeit 125

6. Literaturverzeichnis 126

ANHANG 131

I. Detaillierte Ergebnisse der durchgeführten Simulationen 131

I.1. Ergebnisse der Simulationen der Kompressionswärmepumpe 131

I.2. Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses 134

II. Anmerkungen zu den Stoffdatenberechnungen aus EES 145

III. Abbildungsverzeichnis: 149

IV. Tabellenverzeichnis 153

1. EINLEITUNG

Ziel dieser Arbeit war die Durchführung einer Literaturstudie, die mögliche Prozesse zur Nutzung von Niedertemperaturströmen aufzeigen sollte. Die gefundenen Technologien sollten in weiterer Folge auf die Anwendbarkeit an einem Industriestandort überprüft werden. Erfolgsversprechende Technologien sollten letztendlich mit Hilfe der Prozesssimulation abgebildet und so die erzielbare Energieeinsparung sowie der mögliche zusätzliche Gewinn an Strom oder Prozesswärme/-kälte ermittelt werden.

Sowohl aus ökonomischer als auch aus ökologischer Sicht (Stichwort CO_2-Entstehung bei der Stromproduktion) ist es anzustreben, dass die benötigte Leistung zur Abkühlung von Abwärmeströmen verringert wird. Weiters wurde versucht, Wege zu finden, um die Wärmemengen mit niedrigem Temperaturniveau energetisch weiter zu nutzen.

Hierzu wurden von einem Industriestandort Daten bezüglich der verwertbaren Abwärmeströme verwendet. Es sollten Möglichkeiten der energetischen Nutzung anhand dieser Daten überprüft werden.

Hauptaugenmerk war es, Technologien zu ermitteln, die in der Lage sind, die anfallenden Niedertemperaturströme zu nutzen und daraus verwertbare Produkte wie elektrischen Strom oder Energieträger auf einem nutzbaren Temperaturniveau zu erzeugen.

1.1. Möglichkeiten zur Nutzung von Niedertemperaturenergie

In den meisten Industriebetrieben fallen häufig Ströme mit unterschiedlichen Temperaturen an, und zwar:

- Kühlwässer mit Temperaturen zwischen 20°C und 40°C (Hackl, 1981)
- Abwässer aus Produktionsvorgängen mit Temperaturen unter 60°C
- Abwässer aus Produktionsvorgängen mit Temperaturen zwischen 60°C und 90°C
- Nicht rückgeführte Kondensate mit Temperaturen zwischen 80°C bis knapp unter 100°C
- Prozessgasströme mit Temperaturen von ca. 115°C bis 230°C

Die Möglichkeiten zur Nutzung von Niedertemperaturenergie können prinzipiell in 2 Gruppen unterteilt werden:

- Direkte Nutzung der Niedertemperaturenergie zur Erhöhung oder Verringerung des Temperaturniveaus eines anderen Mediums
- Umwandlung der Niedertemperaturenergie in eine andere Energieform

Die in der vorliegenden Arbeit untersuchten Möglichkeiten zur Nutzung von Niedertemperaturwärme und die Temperaturniveaus der verwendbaren Wärmequellen sind in Abbildung 1 dargestellt. Die Daten wurden aus der in dieser Arbeit verwendeten Literatur zusammengestellt (siehe Kapitel 2.1; 2.2.5; 2.3.7; 3.1.6; 3.2.3; 3.3.6 und 3.4.2)

Es wurden nur Temperaturen bis 200°C berücksichtigt, da in dieser Arbeit lediglich Niedertemperaturanwendungen behandelt werden.

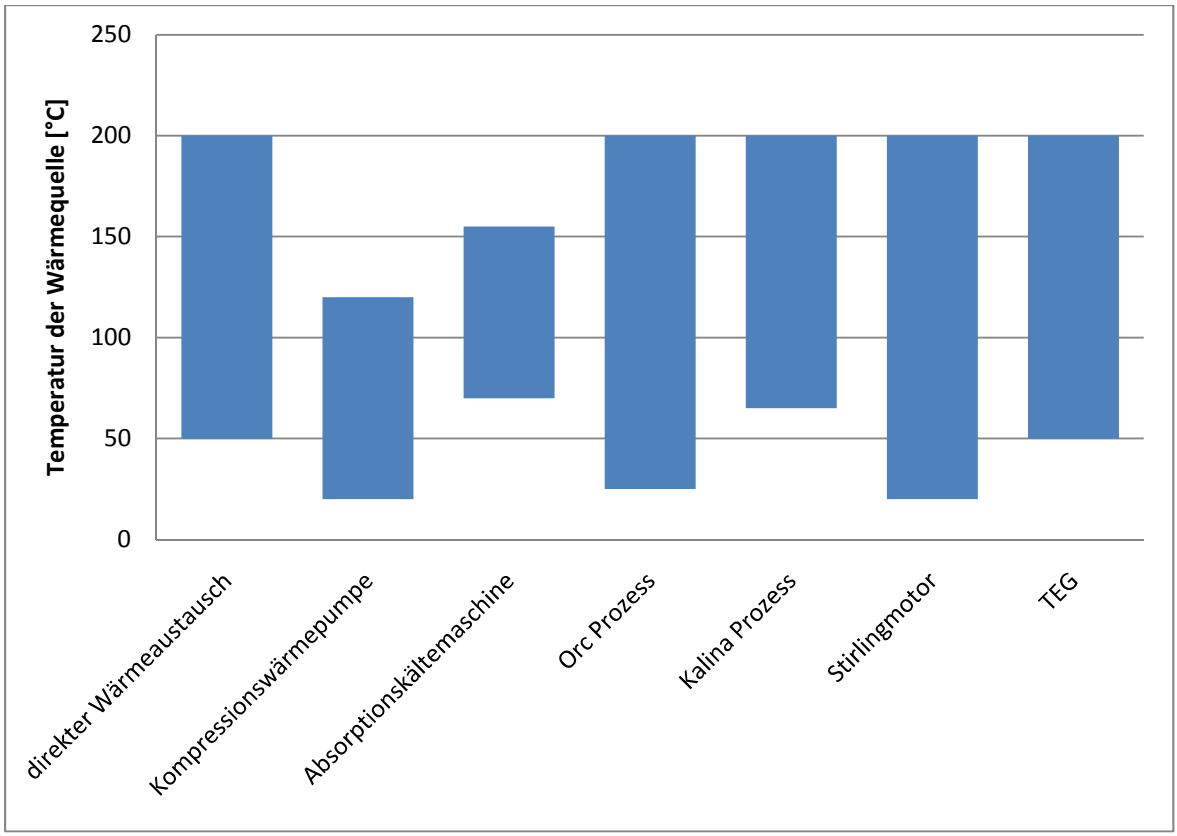

Abbildung 1: Nutzungsmöglichkeiten für Niedertemperaturwärme und ihre momentan gebräuchlichen Einsatztemperaturen

2. Nutzung der Niedertemperaturenergie zur Erhöhung oder Verringerung des Temperaturniveaus eines anderen Mediums

Die Erhöhung, oder Verringerung, des Temperaturniveaus eines anderen Mediums durch den Niedertemperaturenergiestrom kann erfolgen durch:

- Direkten Temperaturangleich in einem Wärmetauscher
- Erzeugen eines höheren Temperaturniveaus durch Kompressionswärmepumpen
- Nutzen der enthaltenen Niedertemperaturenergie zur Erzeugung eines verringerten Temperaturniveaus mittels einer Absorptionskältemaschine

2.1. Direkter Temperaturangleich in einem Wärmetauscher

Oftmals kann die Niedertemperaturwärme direkt genutzt werden um an anderen Stellen brauchbare Nutzwärme zu erzeugen. Energiearme Ströme höherer Temperatur können z.B. zum Aufheizen von Brauchwasserströmen bzw. der Bereitstellung von Warmwasser in Hygienebereichen des Betriebes verwendet werden. Des Weiteren lässt sich die Niedertemperaturwärme zum Betrieb oder zur Einspeisung in Fernwärmenetze verwenden, welche bei Vorlauftemperaturen von ca. 70°C betrieben werden. Bei Kalina Anlagen oder auch ORC Anlagen in der Geothermie werden die nicht verwendeten Wärmeenergien meist mit Temperaturen von ca. 80°C zum Aufwärmen örtlicher Fernwärmenetze verwendet.

Eine Übersicht zur Konzeptionierung und Auslegung von Heizwassernetzen bietet Glück [1985].

2.2. Nutzen von Kompressionswärmepumpen zur Erhöhung des Temperaturniveaus

2.2.1. Arbeitsweise von Kompressionswärmepumpen

In Abbildung 2 ist das Schaltschema einer Kompressionswärmepumpe gezeigt. Die wichtigsten Komponenten des Kreislaufes sind der Verdampfer, der Kompressor KOM, der Kondensator und das Expansionsventil EV.

Im Verdampfer wird das flüssige Kältemittel unter Aufnahme von Wärme Q_0 aus der Wärmequelle bei der Temperatur T_0 verdampft. Der Kältemitteldampf wird vom Kompressor KOM angesaugt und unter Arbeitsaufwand W auf einen höheren Druck verdichtet, wobei die Temperatur des Kältemittels erhöht wird. Bei diesem Druck wird das Kältemittel im Kondensator niedergeschlagen. Die Kondensationswärme Q_1, die bei einer Wärmepumpe die Nutzwärme ist, wird bei einer dem höheren Druck entsprechenden, höheren Temperatur T_1 an die Wärmesenke abgegeben. Das Kondensat wird dann im Expansionsventil EV auf den Verdampferdruck entspannt. Damit ist der Kreislauf des Arbeitsmittels geschlossen (Ziegler, 1991).

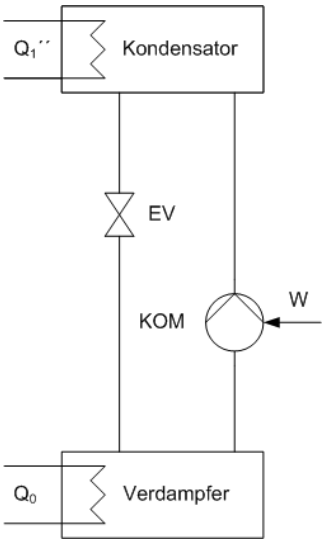

Abbildung 2: Schematischer Aufbau einer Kompressionswärmepumpe

2.2.2. *Leistungszahl einer Kompressionswärmepumpe*

Als Kenngröße wird die Leistungszahl ϵ gebildet. Sie ist als das Verhältnis zwischen Nutzwärme und aufzuwendender Kompressionsarbeit W definiert. Diese Kenngröße wird häufig auch als COP (Coefficent Of Performance) bezeichnet. Sie ist ein Maß für die Effizienz des Prozesses. Je höher die Leistungszahl eines Prozesses ist, desto mehr Nutzwärme ist bei gleichbleibender Pumpenleistung zu erreichen. Sie ist stark abhängig von den Temperaturniveaus des Prozesses, wie noch gezeigt wird.

Bei der Wärmepumpe ist die abgegebene Wärme Q_1 die Nutzwärme, also ist

F 1: $\boldsymbol{\varepsilon = \frac{Q_1}{W}}$

2.2.3. *Arbeitsmittel von Kompressionswärmepumpen*

Halogenierte Kohlenwasserstoffe, welche früher als Arbeitsmittel eingesetzt wurden sind heute nicht mehr zugelassen. Eine große Variation an Arbeitsmitteln wird momentan als Ersatz für die halogenierten Kohlenwasserstoffe eingesetzt. Am häufigsten verwendet werden hierbei: R134a (Tetrafluorethan) und R152a (1,1 Difluorethan) für einen Temperaturbereich bis zu 80°C (Devota S. , 1994).

Für Temperaturen bis 125°C werden Arbeitsmittel wie R236fa benutzt, dessen allgemeine Verfügbarkeit jedoch stark eingeschränkt ist. Weiterhin wird HFE-245mc, ein Ether, getestet. Des Weiteren wird die Nutzung eines Gemisches aus R365mfc und R227ea untersucht, mit dem durch Nutzung des Verdampfungs- und Kondensationsverhaltens von den Gemischen hohe Energieeinsparungen erreicht werden sollen. Daneben können auch Ammoniak/Wasser, Kohlenwasserstoffe und auch, für spezielle Anwendungen, Wasser eingesetzt werden (Heidelbeck, Kruse, & Laue, 2000).

Eine vollständige Auflistung der zugelassenen Arbeitsmittel ist in der DIN EN 378-1 Anhang E zu finden.

Bei großen Leistungen ist die Verwendung von Ammoniak Standard.

2.2.4. Temperaturabhängigkeit der Leistungszahl

Die Leistungszahl von Wärmepumpen ϵ_1 ist näherungsweise proportional zu der mit der Verdampfertemperatur T0 und Kondensatortemperatur T1 gebildeten reversiblen (Carnot-) Leistungszahl.

F 2: $\epsilon_1 \sim \frac{T_0}{T_1 - T_0}$

In Abbildung 3 wird die Abhängigkeit der Carnot-Leistungszahl von der Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und Wärmesenke dargestellt. Als Wärmequellentemperatur wurde hierbei 363K angenommen. Die Carnot-Leistungszahl stellt die theoretisch maximale Leistungszahl dar und ist technisch nicht erreichbar, da Verluste im Kältemittelkreislauf, speziell in Verdichter, Wärmetauscher, Expansionsventil und den Rohrleitungen unvermeidbar sind. (Heidelbeck, Kruse, & Laue, 2000)

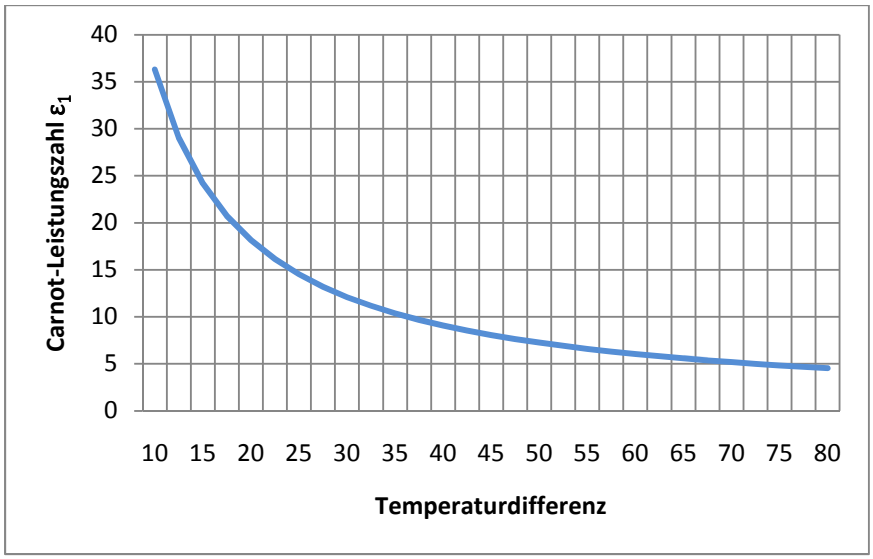

Abbildung 3: Carnot-Leistungszahl einer Kompressionswärmepumpe in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz für eine Quellentemperatur von 363K

Zur Abschätzung der Leistungszahl kann ein Verlustfaktor von 0,5 angenommen werden, wie in Abbildung 4 gezeigt wird. Dadurch ergibt sich folgende-lediglich von der Temperaturdifferenz abhängige-geschätzte Leistungszahl (Lambauer, Fahl, Ohl, Blesl, & Voß, 2008):

F 3: $\epsilon_0 = \mathbf{0,5} * \frac{T_0}{T_1 - T_0}$

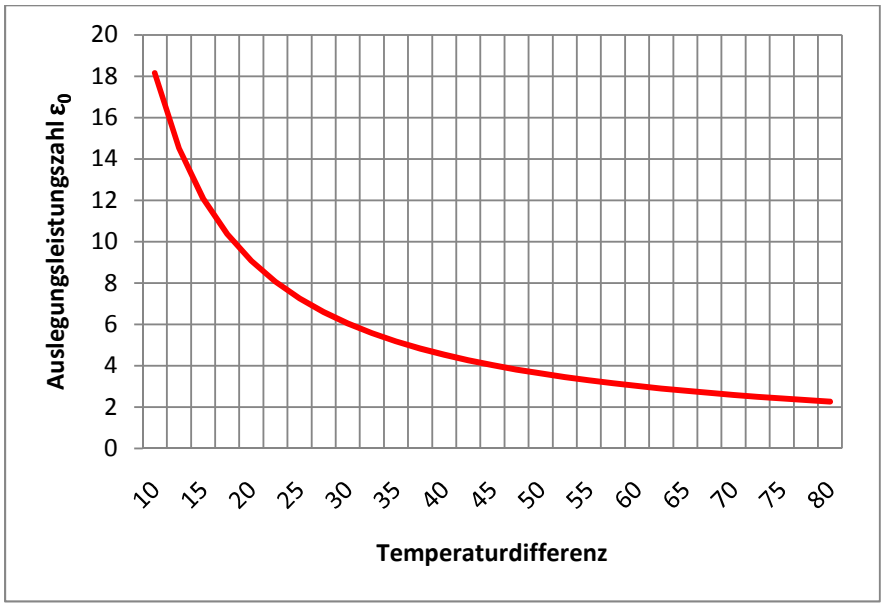

Abbildung 4: Abschätzung der Temperaturabhängigen Leistungszahl einer Kompressionswärmepumpe in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz für eine Quellentemperatur von 363K

2.2.5. EINSATZGEBIET DER KOMPRESSIONSWÄRMEPUMPE

Kompressionswärmepumpen werden meist eingesetzt, um die Prozessabwärme thermisch verwertbar zu machen. Durch Kompressionswärmepumpen erhitzte Ströme können in Fernwärmenetzen oder betriebsintern eingesetzt werden. Die Kompressionswärmepumpe wird oft für Anwendungen verwendet, welche eine höhere Temperatur benötigen, als jene die zur Verfügung steht. Die erzielbaren maximalen Temperaturen liegen hierbei bei ca. 150°C (Heidelbeck, Kruse, & Laue, 2000).

Für Hochtemperaturanwendungen wird der Einsatz einer Wärmepumpe mit Pentan als Kältemittel untersucht (siehe Abbildung 5). In der konkreten Versuchsanlage steht Abwärme mit einer Temperatur von 90°C als Wärmequelle zur Verfügung. Die damit erzeugten erhitzten Ströme weisen eine Temperatur von ca. 130°C auf und dienen der Niederdruckdampferzeugung. Eine Turbine, welche einen Generator betreibt, wird mit diesem Niederdruckdampf betrieben und erzielt eine elektrische Leistung von 75kW. Als Verdichter ist ein Schraubenverdichter im Einsatz. Eine Leistungszahl von 4,0 kann mit dieser Anlage erreicht werden (Heidelbeck, Kruse, & Laue, 2000).

Abbildung 5: Pentanwärmepumpe für Hochtemperatur-Anwendungen (Heidelbeck, Kruse, & Laue, 2000)

Kompressionswärmepumpen werden auch vermehrt in privaten Haushalten zur Bereitstellung von Warmwasser und zum Heizen verwendet. Durch die geringeren

Baugrößen sind diese Anlagen jedoch weniger effektiv als die industriell genutzten Kompressionswärmepumpen.

Symbolverzeichnis

Parameter	Beschreibung	Einheit
Q_1	Abgegebene Wärmemenge/Nutzwärme	W
Q_0	Aufgenommene Wärmemenge	W
T_1	Temperatur an der Wärmeabgabestelle	K
T_0	Temperatur an der Wärmeaufnahmestelle	K
W	Pumpenleistung	W
ε_1	Leistungszahl der Kompressionswärmepumpe	-

2.2.6. Weiterführende Literatur zu Kompressionswärmepumpen

Devotta [1995] bietet einen Überblick über früher verwendete chlorierte Kohlenwasserstoffe und gibt einen Überblick über heute gebräuchliche alternative Arbeitsmittel und ihre Arbeitstemperaturen.

Zahoransky [2009] widmet ein Kapitel der Kompressionswärmepumpe und beschreibt dabei vor allem die thermodynamischen Grundlagen.

Messungen an Versuchsanlagen für Kompressionswärmepumpen mit einem Einsatzbereich bis zu 60°C werden von Gabathuler, Cizmar und Zahnd [2002] beschrieben. Hierbei werden Auslegungsmethoden und detaillierte Auswertungen der erhaltenen Ergebnisse aufbereitet.

Von Spoelstra, Haije und Dijkstra [2002] werden eine Isopropanol-Wärmepumpe und eine Salz-Ammoniakdampf-Wärmepumpe zur Aufwärmung industrieller Abwärme verglichen.

2.3. NUTZEN VON ABSORPTIONSKÄLTEMASCHINEN ZUR KLIMATISIERUNG UND KÜHLUNG

2.3.1. FUNKTIONSWEISE DER EINSTUFIGEN ABSORPTIONSKÄLTEMASCHINE

Abbildung 6 zeigt das Schaltschema der einstufigen Absorptionskältemaschine. Die wichtigsten Komponenten des Kreislaufes sind wie bei der Kompressionswärmepumpe der Kondensator, das Expansionsventil EV und der Verdampfer. An die Stelle des Kompressors tritt nun allerdings der Lösungskreislauf, der aus dem Absorber, der Lösungspumpe LP, dem Lösungswärmetauscher LWT, dem Generator und dem Expansionsventil LEV besteht. In diesem Kreislauf läuft eine Lösung um, die aus dem Kältemittel und einem für dieses Kältemittel geeigneten Lösungsmittel besteht.

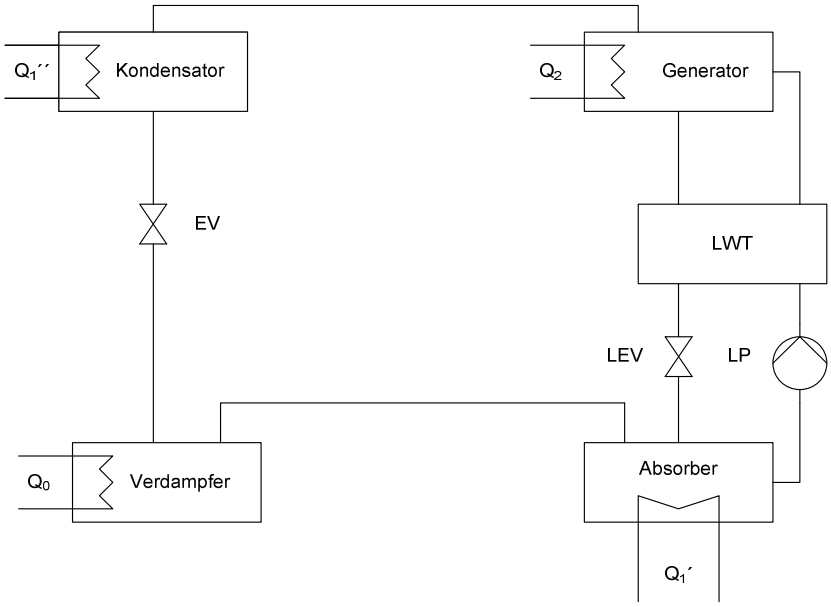

Abbildung 6: Schematischer Aufbau einer einstufigen Absorptionskältemaschine

Im Verdampfer wird das flüssige Kältemittel unter Aufnahme von Wärme Q_0 aus der Wärmequelle bei der Temperatur T_0 verdampft. Diese Wärme ist bei der Absorptionskältemaschine die Nutzkälte. Im Absorber befindet sich eine mit Lösungsmittel angereicherte Lösung. Der Kältemitteldampf wird nun im Absorber absorbiert. Die Absorptionswärme Q_1' wird an die Wärmesenke bei der Temperatur T_1' abgegeben. Die durch die Absorption an Kältemittel angereicherte (reiche) Lösung wird von der Lösungspumpe LP in den Generator gepumpt, der sich auf dem Kondensatordruck befindet. Die mechanische Arbeit, die der Lösungspumpe zugeführt

werden muss, ist verhältnismäßig gering, da die Pumpe nur den Umlauf der Lösung gewährleisten muss. Sie beträgt je nach Stoffsystem zwischen einigen Promille und einigen Prozent der Generatorwärme. Die Pumpenarbeit wird deswegen nicht in der Berechnung der Leistungszahl berücksichtigt.

Nach der Lösungspumpe durchströmt die reiche Lösung den Lösungsmittelwärmetauscher LWT, indem sie durch die aus dem Generator in den Absorber zurückfließende heißere Lösung aufgewärmt wird. Danach wird im Generator die reiche Lösung durch die Antriebswärme Q_2 bei der höchsten vorkommenden Temperatur T_2 zum Sieden gebracht. Das Kältemittel, welches im Absorber absorbiert wurde, wird wieder aus der Lösung ausgetrieben. Hierzu wird eine Niedertemperaturquelle mit einer Temperatur $T>T_2$ benötigt, um den Generator die zum Austreiben benötigte Energie zu Verfügung zu stellen. Das Kältemittel wird im Kondensator niedergeschlagen. Die Kondensationswärme Q_1'' wird bei der Temperatur T_1'' an die Wärmesenke abgegeben. Das Kondensat wird dann im Expansionsventil EV auf den Verdampferdruck entspannt. Damit ist der Arbeitskreislauf geschlossen.

Im Generator wird die Lösung durch Zufuhr der Antriebswärme Q_2 von einer an Kältemittel reichen zu einer an Kältemittel armen Lösung. Diese kältemittelarme Lösung strömt in den Lösungswärmetauscher LTW, in dem sie Wärme an die entgegen strömende, kältemittelreiche Lösung abgibt und dabei abkühlt. Anschließend wird sie in dem Expansionsventil LEV auf den Verdampferdruck entspannt und gelangt zurück in den Absorber, wo wieder Kältemittel absorbiert werden kann. Damit ist auch der Lösungskreislauf geschlossen.

2.3.2. Bauformen von mehrstufigen Absorptionskältemaschinen

Neben der einstufigen Absorptionskältemaschine, die in Abbildung 6 bereits gezeigt wurde, werden auch mehrstufige Absorptionskältemaschinen eingesetzt. Üblicherweise werden zweistufige Absorptionsmaschinen, wie in Abbildung 7 gezeigt, und auch dreistufige Absorptionsmaschinen, wie in Abbildung 8 gezeigt, eingesetzt.

Mehrstufige Absorptionskältemaschinen zeichnen sich durch mehrere Generatoren aus, die in Serie bei verschiedenen Temperaturniveaus betrieben werden.

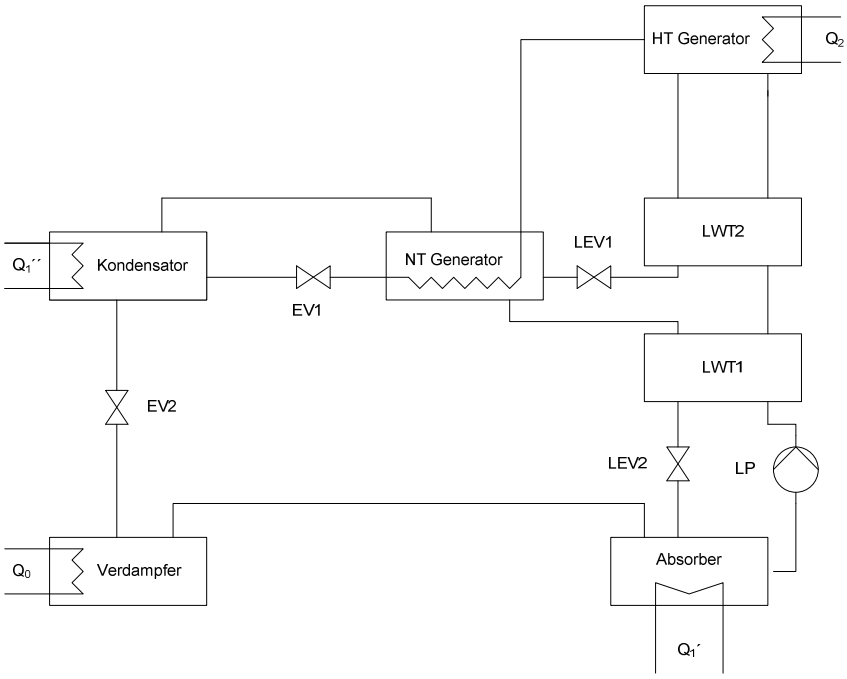

Abbildung 7: Zweistufige Absorptionskältemaschine

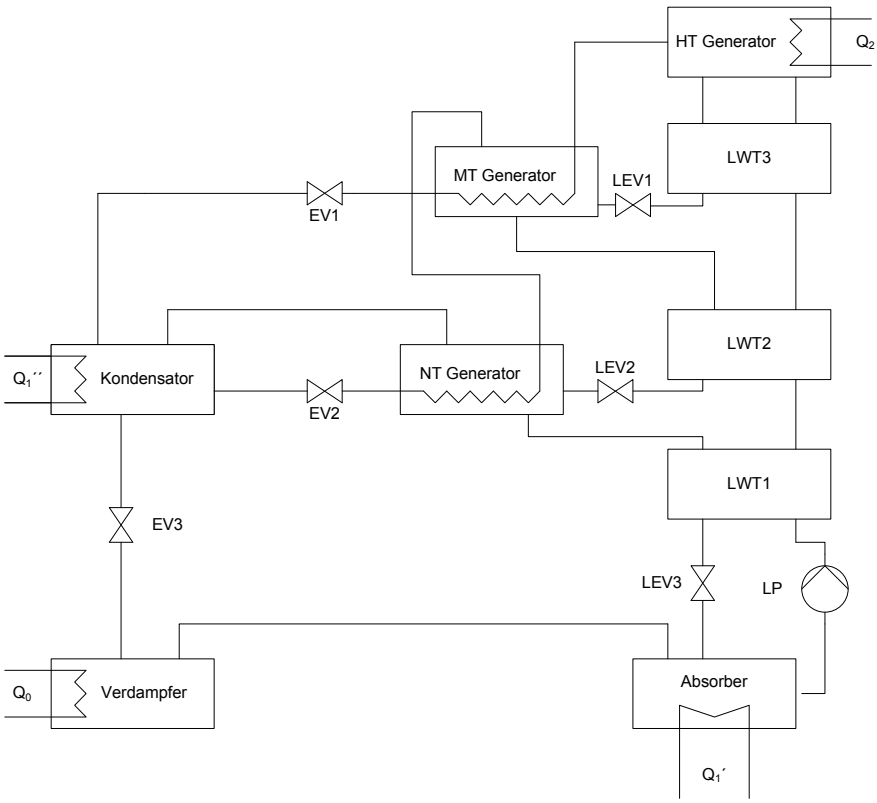

Abbildung 8: Dreistufige Absorptionskältemaschine

Der Einsatz einer mehrstufigen Absorptionskältemaschine ist nur bei einem höheren Temperaturniveau der Wärmequelle möglich. Die Mindesttemperatur bei zweistufigen Absorptionskältemaschinen beträgt hierbei ca. 115°C bis 125°C, bei dreistufigen Absorptionskältemaschinen ca. 140°C bis 180°C wie in Abbildung 9 und Abbildung 10 ersichtlich ist (Gomri, 2010).

2.3.3. *Wärmeverhältnis (Leistungszahl) einer Absorptionskältemaschine*

Als Kenngröße wird das Wärmeverhältnis ζ als Verhältnis zwischen Nutzwärme und aufzuwendender Antriebswärme Q_2 definiert. Die Nutzwärme ist bei der Kältemaschine die dem Verdampfer zugeführte Wärme Q_0, also

F 4: $\boldsymbol{\zeta_0 = \frac{Q_0}{Q_2}}$

Das Wärmeverhältnis ζ einer Absorptionswärmepumpe wird häufig als Leistungszahl oder COP (Coeffcient Of Performance) bezeichnet.

2.3.4. *Arbeitsmittel der Absorptionskältemaschine*

Ein erprobtes Arbeitsstoffpaar für Absorptionskältemaschinen ist Ammoniak als Kältemittel mit Wasser als Lösungsmittel. Allerdings hat dieses Stoffpaar den Nachteil, dass eine Rektifikation aufgrund der nicht vollständigen Trennung von Ammoniak und Wasser im Generator durchgeführt werden muss. In Hotels und öffentlichen Gebäuden, in denen häufig solarthermisch betriebene Kältekraftmaschinen eingesetzt werden, findet dieses Stoffpaar aufgrund seiner komplizierten Anwendbarkeit selten Verwendung. Bei Industrieanlagen ist seine Verwendung jedoch Stand der Technik.

Das zweite Arbeitsstoffpaar, das in großem Maßstab eingesetzt wird, ist Wasser als Kältemittel und wässrige Lithiumbromidlösung als Absorptionsmittel. Dieses Stoffpaar wird in der Praxis häufiger eingesetzt als das Paar Ammoniak/Wasser, was an der verbesserten Benutzerfreundlichkeit liegt. Wegen des schwindenden Dampfdruckes des Lithiumbromidsalzes ist keine Rektifikation notwendig. Es wird hauptsächlich für die Klimatisierung eingesetzt, da das Arbeitsmittel bei 0°C gefriert (Ziegler, 1991).

Die Anwendungen von Absorptionskältemaschinen in der Solarthermie weisen ähnliche Temperaturniveaus wie die Niedertemperaturanwendungen auf. Dadurch können die in Tabelle 1 angegebenen Stoffpaarungen der Vollständigkeit halber auch für Niedertemperaturanwendungen angegeben werden (Morgenstern, 2007).

Sorptionsmittel	Arbeitsmittel	marktverfügbare Leistung	typische Generator-temperaturen
		kW	°C
Silikagel	Wasser	5,5-430	60-95
Lithiumbromid	Wasser	5,5-430	80-110
Wasser	Ammoniak	6-5000	80-110
Calziumchlorid	Wasser	Pilotanlage	Pilotanlage
Lithiumchlorid	Wasser	Pilotanlage	Pilotanage
Cellulose-LiCl	Wasser	20-350	50-95

Tabelle 1: Gebräuchliche Stoffpaarungen in der Solarthermie, marktverfügbare Leistungen und typische Generatortemperaturen (Morgenstern, 2007)

Hierbei sind die letzten drei Stoffpaarungen lediglich bei Anwendungen zur Luftkühlung und Luftentfeuchtung eingesetzt.

2.3.5. Temperaturabhängigkeit des Wärmeverhältnisses

Bei Wasser/LiBr Absorptionskältemaschinen haben Messungen ergeben, dass durch eine Eröhung der Temperatur, mit der der Generator betrieben wird, keine höheren Leistungszahlen (COP) erzielt wurden. Eine vom Systemdruck und der Stoffpaarung abhängige Mindesttemperatur muss jedoch gewährleistet sein. Diese Mindesttemperatur ist genau jene Temperatur, die zum Austreiben des Lösungsmittels beim jeweiligen Systemdruck nötig ist. Sie kann für die Stoffpaarungen Wasser/LiBr und Wasser/Ammoniak als annähernd gleich angenommen werden. Es wurde ermittelt, dass ein Anheben der Generatortemperatur über ein gewisses Temperaturniveau die Leistungszahl nicht weiter erhöht, wie Abbildung 9 und Abbildung 10 zeigen (Gomri, 2010). In diesen Abbildungen ist der COP in Abhängigkeit der Temperatur im Generator aufgetragen. Jede Abbildung gilt hierbei für eine bestimmte Kondensatortemperatur, die durch Kühlwasser erreicht wird. Einzelne Kurvenscharen zeigen die erzielbaren Temperaturen im Verdampfer, also jene Temperaturen, auf die beim jeweiligen System abgekühlt werden kann. Es zeigt sich, dass eine möglichst konstante Generatortemperatur von Vorteil ist. Diese sollte sich im Bereich der maximalen

Leistungszahl befinden. Da der Generator über eine Niedertemperaturquelle betrieben wird, sollte der Wärmetauscher zwischen dem Niedertemperaturstrom und dem Generator entsprechend ausgelegt sein.

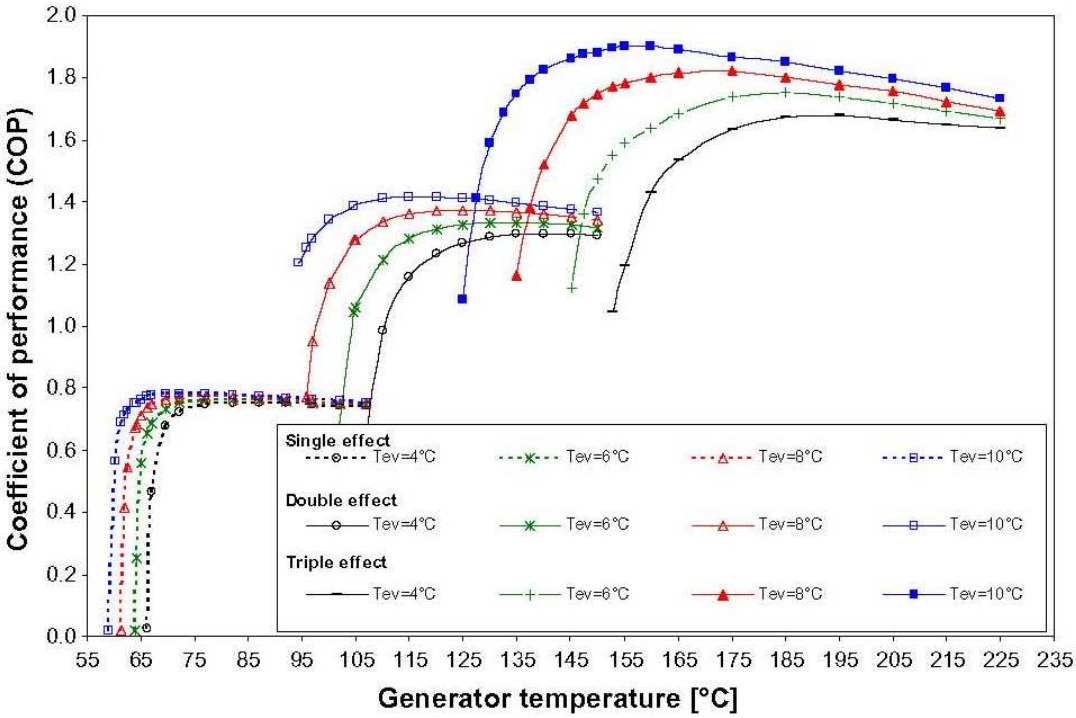

Abbildung 9: Einfluss der Generatortemperatur auf den COP bei ein-, zwei- und dreistufigen Wasser-LiBr Absorptionskältemaschinen mit einer Kühlwassertemperatur (Wärmesenkentemperatur) von 33°C (Gomri, 2010)

Die Temperatur, bei welcher der Generator mindestens betrieben werden muss, hängt stark von der Kühlwassertemperatur der Wärmesenke ab, wie Abbildung 10 zeigt. Die Erhöhung der Kühlwassertemperatur um 6°C hatte in diesem Fall bei einer einstufigen Absorptionskältemaschine eine Erhöhung der Temperatur, bei der ein maximaler COP erreicht wird, um ca. 15°C zur Folge. Dies ist in den Lagen der Maxima der einzelnen Kurven auf der X-Achse ersichtlich, wenn Abbildung 9 und Abbildung 10 verglichen werden.

Des Weiteren zeigt sich, dass ebenfalls höhere Generatortemperaturen benötigt werden, um niedrigere Verdampfertemperaturen zu erreichen. Für eine dreistufige Absorptionskältemaschine ist das Maximum des COP bei einer Verdampfertemperatur von 10°C und einer Kondensatortemperatur von 39°C bei ca. 160° Generatortemperatur

erreicht. Dieses Maximum beträgt ca. 1,81. Wird die Verdampfertemperatur jedoch auf 4°C gesenkt so wird ein maximaler COP erst bei ca. 195°C erreicht und beträgt nur noch 1,6, wie aus Abbildung 10 erkannt werden kann.

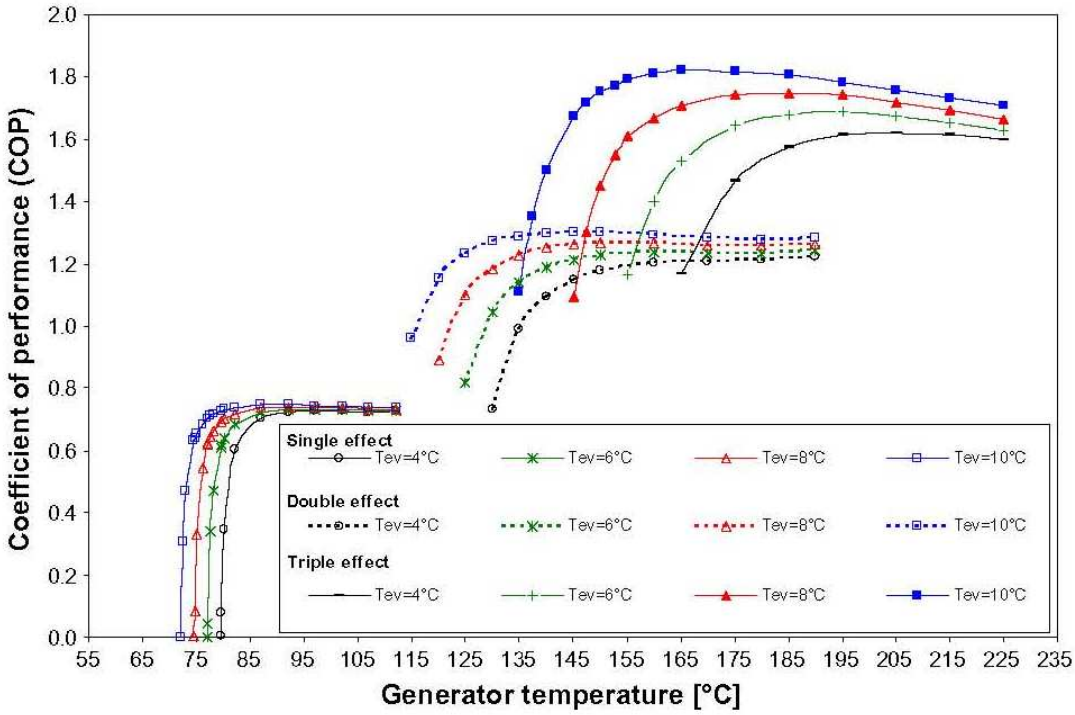

Abbildung 10: Einfluss der Generatortemperatur auf den COP bei ein-, zwei- und dreistufigen Wasser-LiBr Absorptionskältemaschinen mit einer Kühlwassertemperatur (Wärmesenkentemperatur) von 39°C (Gomri, 2010)

Ergebnisse ähnlicher Messungen für andere Stoffpaare sind nicht bekannt.

2.3.6. Leistungszahlen erhältlicher Absorptionskältemaschinen

Die Leistungszahlen und Temperaturbereiche können bei Betrieb mit Niedertemperaturströmen als hinreichend ähnlich angenommen werden. Dies ist möglich, da sie sich im gleichen Temperaturbereich wie die durch Solarthermie erhitzten Wärmeübertragungsströme befinden und die maximalen COP sowie ihre nötigen Generatortemperaturen für Wasser/Ammoniak und Wasser/LiBr Systeme annähernd gleich sind. Daher sind die in Tabelle 2 angegebenen aus der Solarthermie stammenden Angaben auch auf Niedertemperaturanwendungen zu beziehen. Der Einfluss der Generatortemperatur auf die Leistungszahl ist oberhalb des COP-Maximums gering. Weiters sind die Temperaturen, mit welcher Generatoren von

Absorptionskältemaschinen mit Wasser/Ammoniak als Stoffpaar betrieben werden, gleich hoch wie jene, mit denen die Generatoren von Wasser/LiBr System betrieben werden. Durch diese Faktoren können die in Tabelle 2 angeführten Leistungszahlen auch für Systeme mit anderen Generatortemperaturen, bzw. Anlagen mit dem Stoffpaar Wasser/Ammoniak, angenommen werden.

Technologie	Absorption		
System	Einstufig	Zweistufig	Einstufig
Kältemittel	Wasser	Wasser	Wasser
Sorptionsmittel	Lithiumbromid	Lithiumbromid	Ammoniak
zu kühlendes Medium	Wasser	Wasser	Wasser-Glykol
Kältetemperaturbereich	6-20°C	6-20°C	-30-+20°C
Heiztemperaturbereich	70-100°C	130-160°C	80-180°C
Kühlwassertemperatur (Wärmesenke)	25-50°C	25-50°C	25-50°C
Leistungszahl (COP)	0,6-0,7	1,1-1,4	0,5-0,6

Tabelle 2: Marktgängige solarthermische Kälteverfahren (Jakob, 2007)

Bei höheren Temperaturniveaus der Niedertemperaturquelle können, wie bereits beschrieben, mehrstufige Anlagen eingesetzt werden. Dies gilt ab 130°C für zweistufige, und ab 155°C für dreistufige Anlagen.

Die erzielbaren Leistungszahlen (COP) liegen bei zweistufigen Absorptionskältemaschinen im Bereich von 1,1 bis 1,4, bei dreistufigen Anlagen erhöht sich die Leistungszahl auf 1,7 bis 1,9.

2.3.7. Einsatzgebiete von Absorptionskältemaschinen

Absorptionskältemaschinen werden unter anderem in der solarthermischen Kühlung verwendet. Es kann aber auch eine Abwärmequelle zum Betreiben von Absorptionskältemaschinen genutzt werden, indem der Generator mit dem Abwärmestrom betrieben wird. Die Fernwärme Wien treibt mit Teilen ihrer Wärmeenergie Absorptionskältemaschinen zur Verringerung der Wassertemperatur in ihrem Fernkältenetz an (Wien Energie, 2010).

Symbolverzeichnis

Parameter	Beschreibung	Einheit
Q_0	aufgenommene Wärmemenge im Verdampfer	W
Q_1'	im Absorber abgegebene Wärmemenge	W
Q_1''	im Kondensator abgegebene Wärmemenge	W
Q_2	zum Betrieb des Generators erforderliche Wärmemenge	W
ζ_0, (COP)	Wärmeverhältnis/Leistungszahl einer Absorptionskältemaschine	-

2.3.8. Weiterführende Literatur zu Absorptionskältemaschinen

Eicker [2006&2007] bietet einen Überblick über Entwicklungstendenzen und Wirtschaftlichkeit solarthermischer Kühlung mit Anlagenleistungen von 10kW bis 650kW.

Eine Methode zur Auslegung und Bewertung einstufiger Wasser-LiBr Kältekraftmaschinen kann bei Florides, Kalogirou, Tassou, & Tassou [2003] gefunden werden. Es werden hierbei auch Gleichungen zur Beschreibung des Kältemittelverhaltens angegeben.

Gebräuchliche Anlagen zur solarthermischen Gebäudekühlung, sowie bereits in Betrieb befindliche Anlagen werden von Jakob [2007], Lakob [2008] und Jackob & Eicker [2009] aufgelistet.

Mittal, Kasana, & Thakur [2006] beschreiben die Auslegung einer solarthermischen Kühlungsanlage in Indien.

3. UMWANDLUNG DER NIEDERTEMPERATURENERGIE IN EINE ANDERE ENERGIEFORM

Niedertemperaturströme können in verschiedene andere Energieformen umgewandelt werden. In Abbildung 11 werden Verfahren nach ihrem momentanen Einsatzgebiet dargestellt. Hierbei wurde nur die Einsatzleistung berücksichtigt, da die Einsatztemperatur schon in Abbildung 1 dargestellt wurde. Hierbei wurden die verwendeten Daten aus den in der Literatur gefundenen Werten aufgetragen. (siehe Kapitel 3.1.6; 3.2.3; 3.3.6 und 3.4.2)

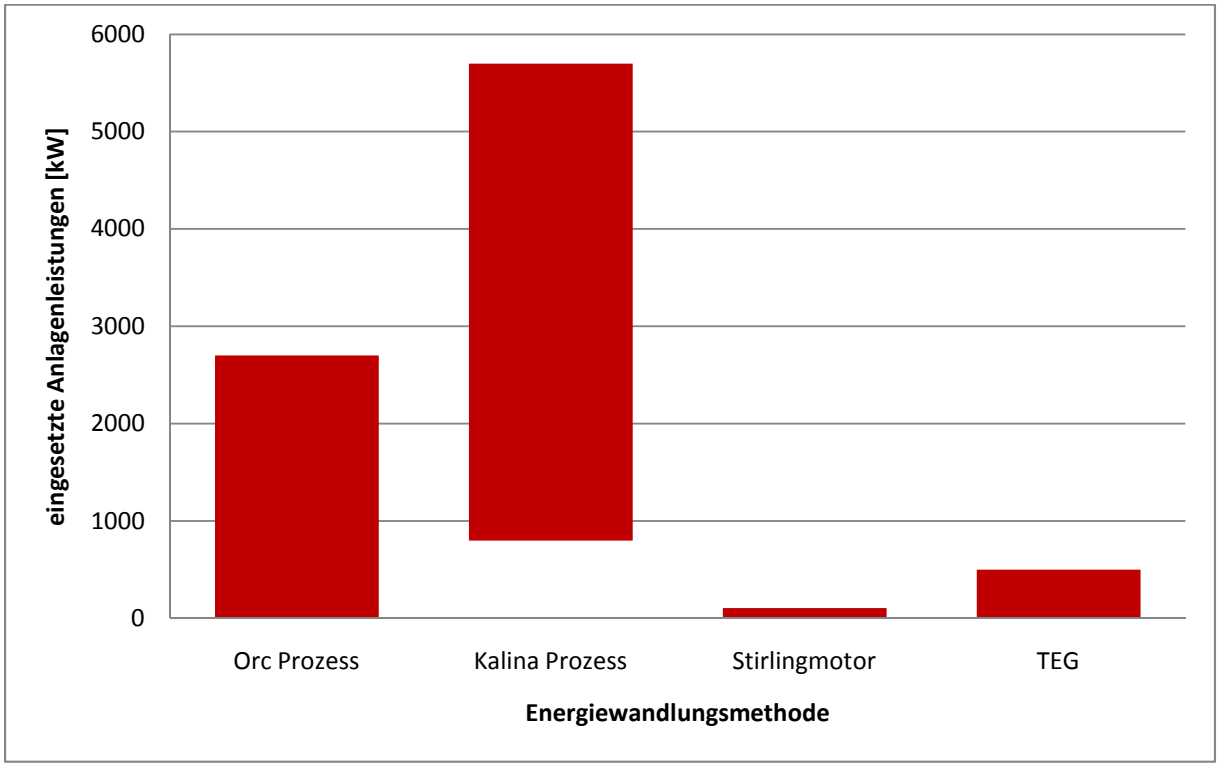

Abbildung 11: Derzeitige Einsatzleistungen der Energiewandlungsverfahren

Für die Auswahl des Verfahrens sind die Temperatur der Niedertemperaturquelle und der Leistungsbereich ausschlaggebend. Hierbei ist zu beachten, dass die Leistung auf jeweils eine Anlagegruppe ausgelegt ist, und dass bei Methoden wie dem Stirlingmotor auch mehrere Anlagengruppen zur Nutzung einer Wärmeenergiequelle eingesetzt werden können.

3.1. Organic Rankine Cycle

3.1.1. Arbeitsweise des Organic Rankine Cycle

Der Organic Rankine Cycle oder ORC Prozess ist ein Clausius-Rankine Kreisprozess, in dem organische Arbeitsmedien als Arbeitsmittel verwendet werden. In Abbildung 12 werden die Hauptkomponenten, welche zur Verwirklichung eines ORC Prozesses benötigt werden, dargestellt. Das organische Arbeitsmittel wird in einer Pumpe auf einen höheren Druck gebracht und durchwandert einen Regenerator. Der Regenerator ermöglicht eine Vorwärmung des Arbeitsmittels. Das vorgewärmte Arbeitsmittel wird danach durch eine externe Wärmequelle, welche im Wärmeaustausch mit dem Arbeitsmittel steht, verdampft und im Überhitzer über die Verdampfungstemperatur erhitzt. Bei Anlagen mit niedrigen Temperaturniveaus wird das Arbeitsmittel nicht über seine Siedetemperatur erhitzt, wodurch der Überhitzer entfällt. Danach durchwandert das Arbeitsmittel eine Turbine, welche einen Generator betreibt. Nach dem Wärmeaustausch mit dem flüssigen Arbeitsmittel im Regenerator wird es im Kondensator kondensiert. Wenn der ORC Prozess für niedrige Temperaturniveaus angewendet wird, muss der Kondensator zB. durch Kühltürme gekühlt werden (Schuster, Karellas, Kakaras, & Spliethoff, 2009). Bei höheren Temperaturen kann ein Niedertemperaturnetz (z.B. ein Fernwärmenetz) im Wärmeaustausch mit dem Kondensator stehen und diesen kühlen.

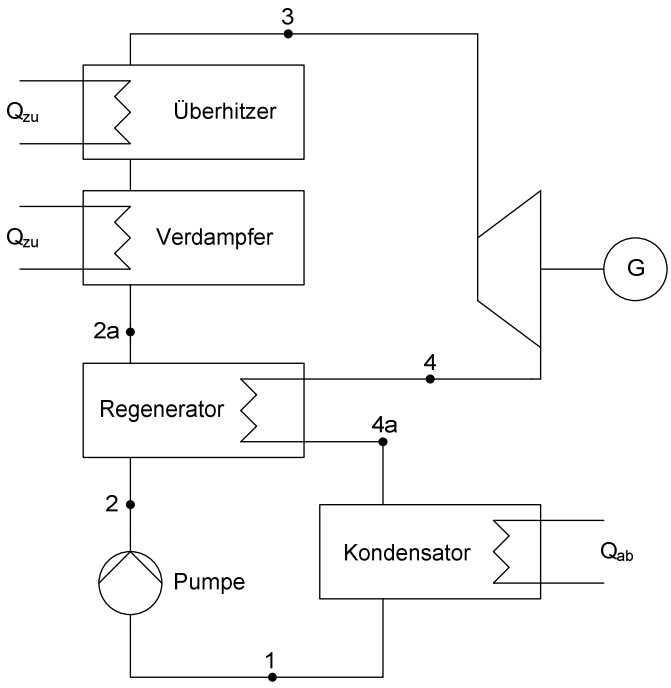

Abbildung 12: Hauptkomponenten des ORC Prozesses

3.1.2. THERMODYNAMISCHE GRUNDLAGEN

Beim ORC Prozess handelt es sich um einen Clausius-Rankine Prozess mit folgenden Arbeitsschritten, welche in Abbildung 13 bis Abbildung 16 dargestellt sind:

- 1-2: Das Arbeitsmittel wurde im Punkt 1 vollständig kondensiert. Durch die Pumpe wird der Druck im Arbeitsmittel erhöht bis Punkt 2 erreicht ist.
- 2-2a: Im Regenerator ist das Arbeitsmittel im Wärmeaustausch mit dem erhitzen Arbeitsmittel, welches die Turbine verlassen hat. Dadurch steigt die Temperatur im Arbeitsmittel bis Zustand 2a erreicht wird.
- 2a-3: Das Arbeitsmittel wird durch den Verdampfer und Überhitzer gepumpt und verlässt diesen im Arbeitspunkt 3. Es handelt sich hierbei um eine isobare Erwärmung.
- 3-4: In der Turbine wird das gasförmige Arbeitsmittel nichtisentrop entspannt und Arbeit wird verrichtet. Das Arbeitsmittel wird durch die Expansion auf den Zustand 4 abgekühlt.
- 4-4a: Das entspannte Arbeitsmittel wird im Regenerator durch den Wärmeaustausch mit dem flüssigen Arbeitsmittel auf den Zustand 4a abgekühlt.

- 4a-1: Im Kondensator wird das Arbeitsmittel isobar kondensiert. Bei niedrigen Temperaturniveaus muss der Kondensator dazu gekühlt werden. Bei höheren Temperaturniveaus wird die Abwärme meist genutzt (z.B. in Fernwärmenetzen).

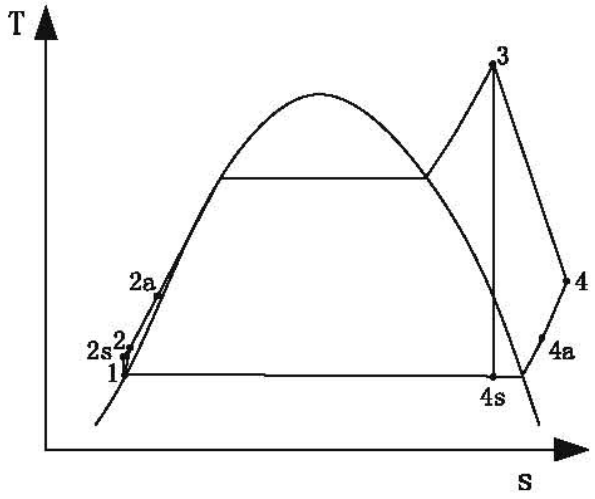

Abbildung 13: T-s-Diagramm für einen ORC Prozess mit Arbeitsmittel in der Gasphase am Turbinenaustritt (Dai, Wang, & Gao, 2009)

Bei Niedertemperaturanwendungen kann der Kreisprozess für den ORC Prozess abgewandelt werden, wie in Abbildung 14 dargestellt ist. Das Temperaturniveau der Überhitzung ist in diesem Fall geringer. Dadurch kann das Arbeitsmittel durch die vorhandene Niedertemperaturquelle auf einem höheren Temperatur- und Druckniveau verdampft werden als bei größerer Überhitzung nach dem Verdampfen. Durch die zusätzliche Annäherung des Prozesses an den Carnotprozess ist eine Steigerung des Wirkungsgrades zu erwarten. Bei diesen Anwendungen wird das Arbeitsmittel in der Turbine bis in das Zweiphasengebiet entspannt und die Turbine muss entsprechend aufgebaut sein. Ein Regenerator zur Vorwärmung des Arbeitsmittels kann hierbei nicht verwendet werden, da keine nutzbare Temperaturdifferenz vorhanden ist. Durch die Entspannung des Arbeitsmittels in das Zweiphasengebiet müssen allerdings ein schlechterer Turbinenwirkungsgrad und teure Turbinen in Kauf genommen werden.

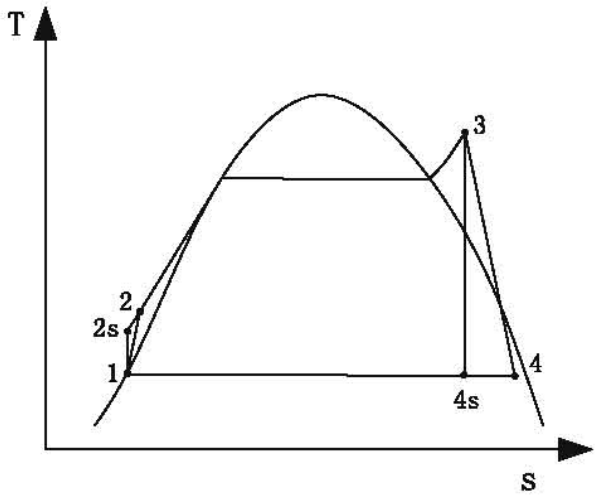

Abbildung 14: T-s-Diagramm für den ORC Prozess bei Niedertemperaturanwendung und flüssigem Kondensatoraustritt (Dai, Wang, & Gao, 2009)

Bei vielen Arbeitsmitteln wie Butan, Isobutan, R11, R123, R141B, R236EA, R245CA, und R113 ist im überkritischen Bereich ein Abfallen der Entropie bei fallender Temperatur charakteristisch. Arbeitsmittel mit diesem Verhalten werden retrograde Fluide genannt und vor allem bei Niedertemperaturanwendungen eingesetzt. Für diese Arbeitsmittel stellt sich das T-s-Diagramm gemäß Abbildung 15 dar.

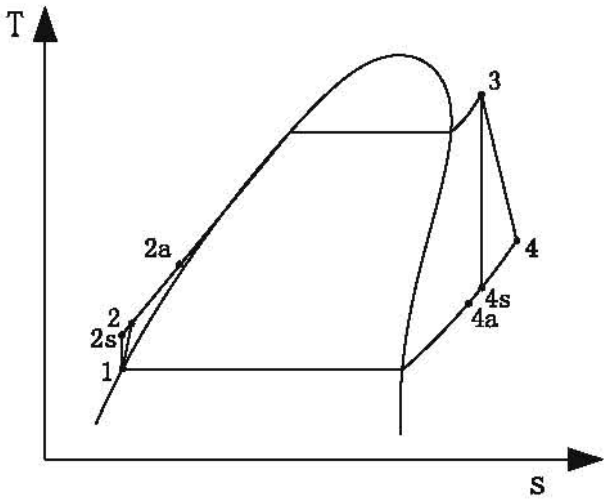

Abbildung 15: T-s-Diagramm für einen ORC Prozess mit einem retrogradem Arbeitsmittel, (Dai, Wang, & Gao, 2009)

Bei retrograden Fluiden muss nicht über die Siedetemperatur erhitzt werden, um eine Entspannung im Zweiphasengebiet zu verhindern, wie in Abbildung 16 ersichtlich ist. Speziell bei Niedertemperaturanwendungen stellt dies eine sinnvolle Einsparungsmaßname dar. Durch den Wegfall der Überhitzung wird es ermöglicht, die gesamte Wärmeenergie, die in der Niedertemperaturquelle vorhanden ist, zum

Verdampfen des Arbeitsmittels zu verwenden, da die Verdampfungstemperatur erhöht werden kann. Durch gleichzeigen Betrieb des Systems bei höherem Druck wird eine Verbesserung der erzielbaren Leistung erreicht. Im T-s-Diagramm wird der Prozess besser dem Carnotprozess angenähert, wodurch eine Erhöhung des Wirkungsgrades zu erwarten ist. Die Erhitzung des Arbeitsmittels wird hierbei nur bis zur Sattdampfkurve durchgeführt.

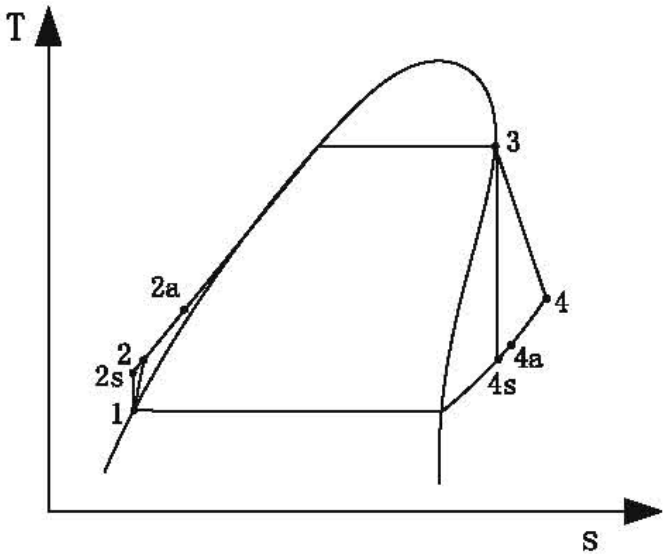

Abbildung 16: Ts-Diagramm für einen ORC Prozess ohne Überhitzung des Arbeitsmittels mit einem retrogradem Arbeitsmittel. (Dai, Wang, & Gao, 2009)

3.1.3. Mathematische Modellierung der einzelnen Prozessschritte

Bei der mathematischen Modellierung wird der ORC Prozess üblicherweise in einzelne Teilprozesse unterteilt, die den einzelnen Zustandsänderungen entsprechen. Die Lage der einzelnen Zustände ist in Abbildung 13 bis Abbildung 16 zu erkennen (Dai, Wang, & Gao, 2009). Dabei wird wie folgt vorgegangen:

- 2-3: von Zustand 2 auf Zustand 3 findet eine isobare Erwärmung statt. Die Wärmemenge, die hierbei von der externen Wärmequelle auf das Arbeitsmittel übertragen wird beträgt:

F 5: $\dot{Q}_{zu} = \dot{m}(h_3 - h_2)$

Wird ein interner Wärmetauscher verwendet, stellt sich die übertragene Wärmemenge wie folgt dar:

F 6: $\dot{Q}_{zu} = \dot{m}(h_3 - h_{2a})$

- 3-4: Idealisiert kann diese Zustandsänderung durch die isentrope Zustandsänderung 3-4s dargestellt werden. Die Turbine wird jedoch stets eine nichtisentrope Zustandsänderung bewirken, welche durch die Zustandsänderung 3-4 dargestellt ist. Der isentrope Wirkungsgrad der Turbine kann angeben werden als:

F 7: $\eta_{TB} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$

Die in der Turbine gewonnene Arbeit kann angegeben werden als:

F 8: $W_{TB} = \dot{m}(h_3 - h_4)$

Die gewonnene Expansionsarbeit ist hierbei gleich groß wie die abgegebene Wärmemenge:

F 9: $\dot{Q}_{3-4} = W_{TB} = \dot{m}(h_3 - h_4)$

- 4-1: Hierbei handelt es sich um einen isobaren Abkühlungsprozess im Kondensator. Die abgegebene Wärmemenge, bzw. beim Kühlen abzuführende Wärmemenge ergibt sich zu:

F 10: $\dot{Q}_{ab} = \dot{m}(h_4 - h_1)$

Bei Verwendung eines internen Wärmetauschers ergibt sich die abzuführende Wärmemenge zu:

F 11: $\dot{Q}_{ab} = \dot{m}(h_{4a} - h_1)$

- 1-2: Bei dieser Zustandsänderung handelt es sich um eine nichtisentrope Verdichtung in der Flüssigkeitspumpe. Der Isentrope Wirkungsgrad der Pumpe kann dargestellt werden durch:

F 12: $\eta_P = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$

Die zum komprimieren des Arbeitsmittels erforderliche Arbeit beträgt:

F 13: $\boldsymbol{W_P = \dot{m}(h_2 - h_1)}$

Die beim Verdichtungsvorgang zugeführte Wärmemenge entspricht der Kompressionsarbeit, die von der Pumpe an das Arbeitsmittel übertragen wurde:

F 14: $\boldsymbol{\dot{Q}_{1-2} = W_P = \dot{m}(h_2 - h_1)}$

Der thermische Wirkungsgrad des Gesamtprozesses ist definiert durch:

F 15: $\boldsymbol{\eta_{thm} = \frac{W_{TB} - W_P}{\dot{Q}_{zu}}}$

3.1.4. Arbeitsmedien

Für den ORC Prozess stehen verschiedene Arbeitsmittel zur Verfügung, die meist nach den Kosten des Arbeitsmittels und den zur Verfügung stehenden Temperaturniveaus ausgewählt werden. Die wichtigste Anforderung an das Arbeitsmittel ist eine ausreichende thermische Stabilität bei den höchstvorkommenden Temperaturen und den eingesetzten Werkstoffen. Neben dieser Anforderung sind folgende Eigenschaften noch zu berücksichtigen bei der Auswahl eines Arbeitsmittels:

- Unbrennbarkeit
- Ungiftigkeit
- Gute Verträglichkeit mit Werkstoffen in der Anlage
- Gute Verträglichkeit mit Werkstoffen in der Umgebung (mit Rücksicht auf mögliche Leckagen)
- Thermodynamische Eignung
- Verfügbarkeit
- Geringe Kosten

Bisher werden bevorzugt Reinstoffe als Arbeitsmittel eingesetzt, deren Verhalten im Gleichgewichtszustand durch die Dampfdruckkurve einfach zu beschreiben ist (Scholten, 1980).

Eine Ausnahme hierbei bildet der Kalina Prozess, der im nächsten Kapitel beschrieben wird.

Eine Übersicht der Arbeitsmittel, welche für den ORC Prozess verwendet wurden, stellt Abbildung 17 dar. Hierbei wurden die maximal erzielbaren Netzleistungen des Prozesses in Abhängigkeit der Temperatur am Turbineneintritt für verschiedene Arbeitsmittel dargestellt.

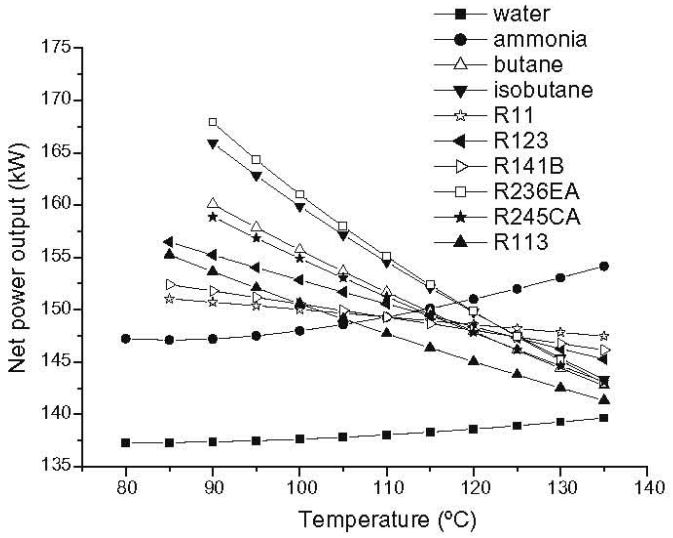

Abbildung 17: Erzielbare Netzleistung in Abhängigkeit der Turbineneintrittstemperatur für Arbeitsmittel in Niedertemperatur ORC Anlagen (Dai, Wang, & Gao, 2009)

3.1.5. Prozessdrücke

Der Arbeitsdruck am Turbineneingang hängt vom verwendeten Arbeitsmittel und der Temperatur der Wärmequelle (bzw. der max. erreichbaren Temperatur am Turbineneingang) ab. Eine Übersicht über die erzielbaren Netzleistungen in Abhängigkeit des Turbineneingangsdruckes bei einer maximalen Temperatur des Arbeitsmittels am Eintritt der Turbine von t_3=135°C stellt Abbildung 18 dar.

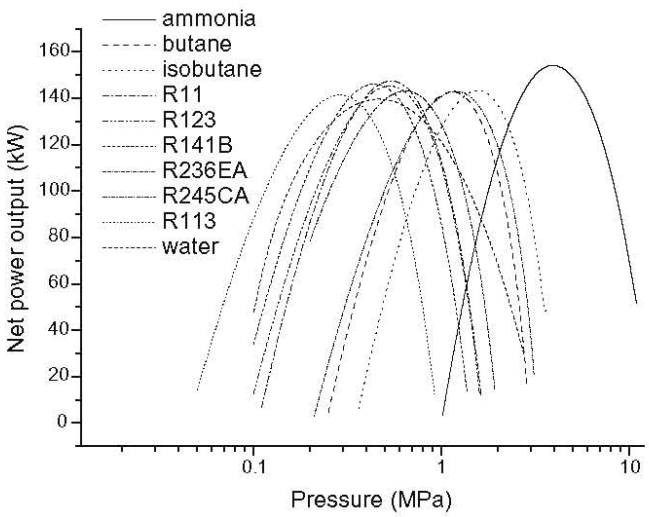

Abbildung 18: Erzielbare Netzleistung in Abhängigkeit von den Turbineneintrittsdrücken für verschiedene Arbeitsmittel im ORC Prozess bei einer Turbineneintrittstemperatur von t_3=135°C (Dai, Wang, & Gao, 2009)

Wie aus der Abbildung 18 hervorgeht, hängt die erzeugte Netzleistung vom Druck des Arbeitsmittels vor der Turbine ab und weist ein Maximum auf. Daraus folgt, dass mit Systemdrücken oberhalb des Maximums die erzielbare Netzleistung abnimmt. Dieses Maximum liegt für jedes untersuchte Arbeitsmittel bei einem anderen Systemdruck. Hierdurch ist zu erkennen, dass die Auswahl des Arbeitsmittels unter Berücksichtigung des Systemdruckes erfolgen sollte.

3.1.6. EINSATZGEBIET UND WIRKUNGSGRADE

Der ORC Prozess wird industriell bei Temperaturen von 80°C bis 200°C eingesetzt. Die kommerziell erhältlichen Turbinen haben Ausgangsleistungen von 10-2700kW.

Der ORC Prozess wird hauptsächlich mit Wärmequellen aus der Geothermie und mit der in Solaranlagen entstehenden Wärme eingesetzt. Auch bei Biomasseanlagen wird der ORC Prozess verwendet. Das Biomasse-Blockheizwerk in Lienz setzt beispielsweise eine ORC Anlage mit einer Überhitzertemperatur von 250°C und einer Kondensatortemperatur von 90°C bei einer elektrischen Leistung von 1,05MW und einem Gesamtwirkungsgrad von 18,1% ein (Reisinger & Pointner, 2003).

Anwendungen für niedrige Temperaturniveaus werden derzeit erforscht um den ORC Prozess auch bei sehr niedrigen Temperaturen in Meereswärmekraftwerken bei Temperaturen unter 20°C anzuwenden (NREL, 2009).

Bei Temperaturniveaus von 145°C für die Wärmequelle liegen erzielbare Wirkungsgrade momentan bei 11% bis 13% (Dai, Wang, & Gao, 2009).

Es kann jedoch davon ausgegangen werden, dass die Wirkungsgrade für niedrigere Temperaturen geringer ausfallen, da Verluste in Relation zu den Ausgangsleistungen mehr an Bedeutung gewinnen werden.

Symbolverzeichnis

Parameter	Beschreibung	Einheit
h_1	spezifische Enthalpie im Zustand 1	J/kg
h_2	spezifische Enthalpie im Zustand 2	J/kg
h_{2a}	spezifische Enthalpie im Zustand 2a am internen Wärmetauscher	J/kg
h_{2s}	spezifische Enthalpie im Zustand 2 bei isentroper Zustandsänderung	J/kg
h_3	spezifische Enthalpie im Zustand 3	J/kg
h_4	spezifische Enthalpie im Zustand 4	J/kg
h_{4a}	spezifische Enthalpie im Zustand 4a am internen Wärmetauscher	J/kg
h_{4s}	spezifische Enthalpie im Zustand 4 bei isentroper Zustandsänderung	J/kg
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/sec
$\dot{Q}_{1-2}$	bei der Kompression in der Pumpe aufgenommene Wärmemenge	W
$\dot{Q}_{3-4}$	bei der Expansion in der Turbine abgegebene Wärmemenge	W
$\dot{Q}_{zu}$	auf das Arbeitsmittel übertragener Wärmemenge	W
$\dot{Q}_{ab}$	beim Kondensieren abgeführter Wärmemenge	W
W_P	Erforderliche Kompressionsarbeit	W
W_{TB}	In der Turbine gewonnene Expansionsarbeit	W
η_P	Isentropenwirkungsgrad der Pumpe	-
η_{TB}	Isentropenwirkungsgrad der Turbine	-
η_{thm}	thermischer Wirkungsgrad	-

3.1.7. Weiterführende Literatur zum Organic Rankine Cycle

Borsukiewicz & Nowak [2007] verglichen natürlich vorkommende Arbeitsmittel mit künstlich hergestellten in Anwendung auf einen Niedertemperatur ORC Prozess. Hilfe

zur Auswahl eines geeigneten Arbeitsmittels für Biomassefeuerungen wurde von Drescher & Brüggemann [2007] bereitgestellt. Mit der Abwärmenutzung in ORC Prozessen beschäftigen sich auch die Arbeiten von Hung [2001], Larjola [1995], Liu, Chien, & Wang [2004]und Wei, Lu, Lu, & Gu, [2007]. Weitere Arbeiten, die sich mit der Auswahl von Arbeitsmitteln für Niedertemperatur ORC Prozesse beschäftigen, wurden von Tchanche, Papadakis, Lambrinos, & Frangoudakis [2009] und Saleh, Koglbauer, Wendland, & Fischer, [2007] veröffentlicht.

3.2. KALINA PROZESS

3.2.1. GRUNDLEGENDE WIRKUNGSWEISE DES KALINA PROZESSES

Der Kalina Prozess ist ein Rankine Kreisprozess, der eine Mischung aus Ammoniak und Wasser als Arbeitsmittel verwendet. Wärme wird bei niedrigen Temperauren über Wärmetauscher an das Arbeitsmittel im Kreislauf abgegeben. Der Temperatur-Enthalpie-Verlauf von verschiedenen Ammoniak-Wasser-Gemischen unterschiedlicher Konzentrationen bei einem Druck von 30bar ist in Abbildung 19 dargestellt. Hierbei ist an den Haltepunkten in der Temperatur zu erkennen, dass die Reinstoffe Wasser und Ammoniak eindeutig definierte und konstante Verdampfungstemperaturen haben, während der Verdampfungsvorgang der Mischungen über einen größeren Temperaturbereich stattfindet.

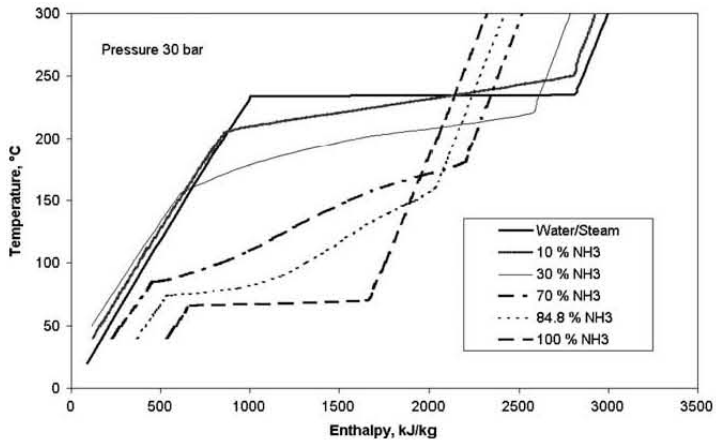

Abbildung 19: T-s-Diagramm für verschiedene Ammoniak-Wasser Mischungen bei 30 bar (Ogriseck, 2009)

Aus Abbildung 19 kann des Weiteren erkannt werden, dass bei einem definierten Druck jedes Ammoniak-Wasser-Gemisch einen eindeutig definierten Verdampfungstemperaturbereich hat. Durch das Verdampfungsverhalten des Gemisches kann die Wärmeaufnahme des Gemisches besser an die Wärmeabgabe der Wärmequelle angepasst werden. Auch die Wärmeabgabe im Kondensator ist bis zur vollständigen Kondensation vorteilhafter aufgrund des Kondensationsverhaltens des Zweiphasengemisches. Durch die gute prozessinterne Wärmerückgewinnung kann ein Großteil der in der Flüssigphase verbleibenden Wärmeenergie genutzt werden.

Des Weiteren kann durch das Verdampfungsverhalten des Gemisches bei variierenden Wärmequellentemperaturen die Anlage auch unterhalb des vollständigen Verdampfens des Ammoniak-Wassers bei niedrigerem Dampfdruck betrieben werden.

Berechnungsmethoden, insbesondere für den Dampfdruck einzelner Gemischvarianten bei bestimmten Temperaturen sind im VDI Wärmeatlas Teil D (VDI, 2002) zu finden.

3.2.2. Aufbau von Kalina Anlagen

In Abbildung 20 wird der prinzipielle Aufbau eines Kalina Prozesses dargestellt. Das Ammoniak-Wasser-Gemisch wird im Verdampfer mit der Wärmequelle in Wärmeaustausch gebracht und teilweise verdampft. Danach wird die flüssige Phase von der Gasphase getrennt. Die ammoniakreichere Gasphase wird über eine Turbine expandiert, wobei Arbeit verrichtet wird und das gasförmige Arbeitsmittel wieder teilweise kondensiert wird. Die ammoniakärmere Flüssigphase wird im Hochtemperaturwärmetauscher in Wärmeaustausch mit der Ausgangslösung vor dem Verdampfer gebracht, um eine Vorwärmung der Ausgangslösung zu gewährleisten und die Wärmeverluste so gering wie möglich zu halten. Danach werden die Flüssigphase und das Arbeitsmittel, welches die Turbine verlassen hat, wieder gemischt. Im Niedertemperaturwärmetauscher wird die Lösung, die inzwischen in ihrem Ammoniak-Wasser-Verhältnis wieder der Ausgangslösung entspricht, mit der Ausgangslösung bei hohem Druck (nach der Pumpe) in Wärmeaustausch gebracht. Anschließend wird die Ausgangslösung bei niedrigem Druck vollständig kondensiert und in einer Pumpe auf den höheren Systemdruck gebracht. Die Ausgangslösung durchwandert dann mit

hohem Druck der Reihe nach den Niedertemperaturwärmetauscher und den Hochtemperaturwärmetauscher, um schließlich wieder im Verdampfer teilverdampft zu werden.

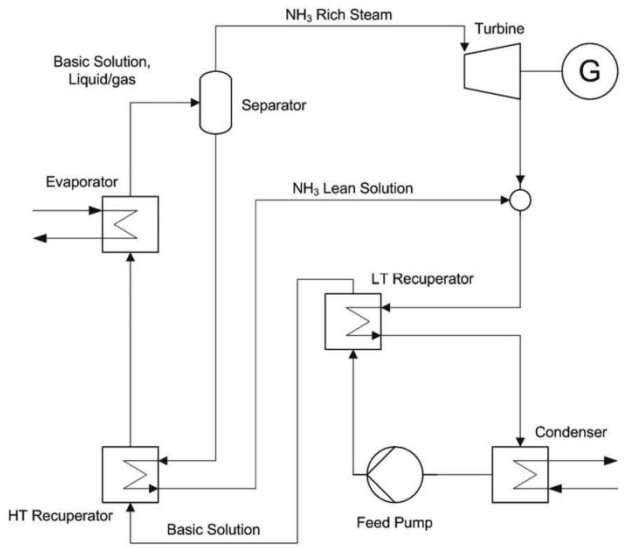

Abbildung 20: Prinzipieller Aufbau eines Kalina Kreislaufes (Ogriseck, 2009)

3.2.3. EINSATZGEBIET UND WIRKUNGSGRAD

Die untere Einsatztemperatur des Prozesses liegt bei ca. 75°C die obere Prozesstemperatur für bisherige Anwendungen liegt bei 185°C.

In Simulationen wurden thermische Prozesswirkungsgrade von 12,3% bis 17,1% für eine maximale Temperatur von 116°C am Turbineneintritt und 8°C im Kondensator erreicht. Hierbei wurde eine in der Geothermie eingesetzte Anlage simuliert, welche die nach dem Kalina Prozess im Wärmestrom verbliebene Niedertemperaturwärme mit 80°C in einem Fernwärmenetz nutzt. Diese Nutzung geht hierbei nicht in den erwähnten Anlagenwirkungsgrad ein (Ogriseck, 2009).

Im Allgemeinen kann angenommen werden, dass der thermische Wirkungsgrad um 10% bis 20% über dem des ORC Prozesses liegt. Der höhere Wirkungsgrad lässt sich durch die bessere Wärmeübertragung im Verdampfer, sowie durch den hohen Grad an Wärmerückgewinnung im Prozess erklären. Die Wärmeübertragung im Verdampfer ist aufgrund des Verdampfungsverhaltens des Zweiphasengemisches besser als in

Systemen mit Ein-Stoff-Arbeitsmitteln, welche Haltepunkte beim Verdampfen des Arbeitsmittels aufweisen (Lolos & Rogdakis, 2009).

Eine Überhitzung über den Siedepunkt des Gemisches wird in der Praxis bei Geothermie-Wärmequellen nicht durchgeführt.

In der industriellen Wärmerückgewinnungsanlage eines Stahlwerkes in Japan wird der Dampfanteil des Arbeitsmittelgemisches nach der Phasentrennung noch weiter überhitzt. Die Temperatur des Arbeitsmittelsgemisches am Ausgang des Überhitzers beträgt 515°C. Der Überhitzer wird in diesem Fall aufgrund der hohen Temperaturen der Abwärmeströme des Stahlwerkes verwendet.

Momentan sind weltweit 5 Kalina Anlagen in Betrieb. Eine nutzt die industrielle Abwärme des Sumitomo Stahlwerks in Japan. Die Tokyo Bay Fuji Oil Raffinerie betreibt eine 3MW Kalina Anlage zur Abwärmerückgewinnung. In Europa befinden sich 3 Kalina Anlagen, die mit Abwärmeströmen aus der Geothermie betrieben werden. In Husavic (Island) befindet sich eine Kalina Anlage mit einer Ausgangsleistung von 5,7MW. Siemens hat in Deutschland zwei Kalina Anlagen errichtet, wovon sich eine in Unterhaching befindet und eine Ausgangsleistung von 4,8MW aufweist. Die andere befindet sich in Bruschel. Hierbei handelt es sich um eine Testanlage mit einer Ausgangsleistung von 0,8MW (Proactive Investors (AU), 2009).

3.2.4. Weiterführende Literatur zum Kalina Prozess

Erstmahls wurde der Kalina Prozess im Jahr 1984 von A.I. Kalina erwähnt. (Kalina, 1984) Mit dem Einsatz des Kalina Prozesses-betrieben durch erneuerbare Energiequellen-beschäftigten sich auch Lolos und Rogdakis in ihrer Arbeit mit dem Titel " A Kalina power cycle driven by renewable energy sources" (Lolos & Rogdakis, 2009).

3.3. STIRLINGMOTOR

3.3.1. PHYSIKALISCHE GRUNDLAGEN

Der Stirlingmotor wurde 1816 von Robert Stirling entwickelt. Stirlingmotoren sind angetrieben durch die Expansion, die beim Erhitzen eines Gases entsteht, gefolgt von der Kompression des Gases, wenn es sich abkühlt. Stirlingmotoren weisen zwei Arbeitsräume unterschiedlicher Temperaturen auf, die durch einen Regenerator verbunden sind (Sun, Kitamura, & Satake, 2007). Die beiden Arbeitsräume werden im Folgenden mit Expansionsraum für den warmen Arbeitsraum, und Kompressionsraum für den kalten Arbeitsraum bezeichnet.

3.3.2. THERMODYNAMISCHE GRUNDLAGEN

Am Start des Kreislaufes nehmen wir an, dass sich der Kolben des Kompressionsraumes am äußeren Totpunkt (am weitest möglich vom Regenerator entfernt), und der Kolben des Expansionsraumes am inneren Totpunkt (am Regenerator), befindet. Das heißt das gesamte Arbeitsmittel befindet sich im Kompressionsraum, bzw. im Regenerator. Der Druck und die Temperatur befinden sich bei den Minima im Prozess, was durch den Arbeitspunkt 1 im pv und T-s-Diagramm dargestellt wird. Der Regenerator weist bereits eine warme Seite in Richtung Expansionsraum und eine kalte Seite in Richtung Kompressionsraum auf, Regeneratorverluste werden in diesem idealen Prozess nicht berücksichtigt.

Der Stirlingkreislauf besteht idealerweise aus den folgenden vier Zustandsänderungen (Thombare & Verma, 2008) (siehe Abbildung 21):

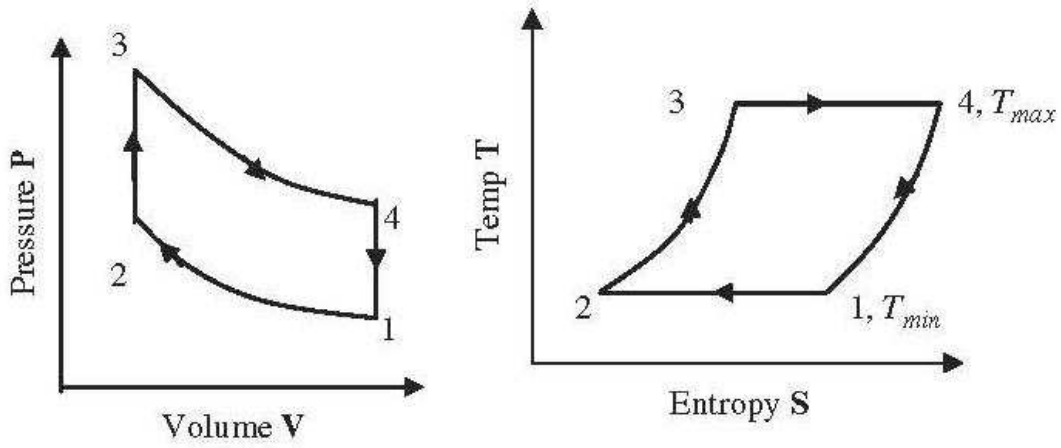

Abbildung 21: Arbeitskreis des idealisierten Stirlingmotors (Thombare & Verma, 2008)

- 1-2 isotherme Kompression: Während der Kompression von Zustand 1 auf Zustand 2 in den Diagrammen bewegt sich der Kompressionszylinder in Richtung Regenerator, während der Expansionszylinder still steht (Abbildung 22). Das Arbeitsmittel wird im Kompressionsraum komprimiert und der Druck steigt von p_1 auf p_2. Die Temperatur wird durch die Wärmeabgabe im Kompressionsraum konstant gehalten. Das geschieht durch Wärmeaustausch mit einem kalten Medium, welches das Arbeitsmittel auf die Temperatur T_{min} abkühlt. Die abgegebene Wärme im Kompressionsraum wird hierbei in Volumsänderungsarbeit umgewandelt. (siehe Gleichung F 17). Die Entropie wird verringert, während die innere Energie Konstant bleibt.

F 16: $\boldsymbol{U_{1-2} = 0}$

F 17: $\boldsymbol{W_{1-2} = Q_{1-2} = p_1 V_1 \ln\left(\frac{1}{r_v}\right)}$

mit dem Verdichtungsverhältnis r_v:

F 18: $\boldsymbol{r_v = \frac{V_1}{V_2}}$

Der Druck p_2 kann berechnet werden durch:

F 19: $\boldsymbol{p_2 = \frac{p_1 * V_1}{V_2} = p_1 * r_v}$

Da sich die Temperatur nicht ändert ergibt sich:

F 20: $\boldsymbol{T_1 = T_2 = T_{min}}$

Dabei ändert sich die Entropie zufolge:

F 21: $\boldsymbol{S_{1-2} = S - S_1 = R * \ln\left(\frac{1}{r_v}\right)}$

- 2-3 isochore Erwärmung: Während der Erwärmung von Zustand 2 auf Zustand 3 bewegen sich beide Kolben gleichzeitig. Der Expansionskolben bewegt sich hierbei weg vom Regenerator, während sich der Kompressionskolben zum Regenerator bewegt, sodass das Arbeitsmittelvolumen konstant bleibt, wie in Abbildung 22 ersichtlich ist. Das Arbeitsmittel wird hierbei vom Kompressionsvolumen zum Expansionsvolumen bewegt und durchwandert den Regenerator, wobei eine Erwärmung des Arbeitsmittels durch die warme Seite des Regenerators stattfindet. Die Temperatur des Arbeitsmittels wird von T_{min} auf T_{max} erhöht. Durch die Temperaturerhöhung erhöht sich auch gleichzeitig der Druck im Arbeitsmittel. Es wird keine Volumsänderungsarbeit verrichtet und die innere Energie und die Entropie im Arbeitsmittel steigen.

Der Druck in Zustand 3 lässt sich berechnen mit:

F 22: $\boldsymbol{p_3 = \frac{p_2 * T_3}{T_2} = \frac{p_2}{\tau}}$

mit dem Temperaturverhältnis τ zufolge von:

F 23: $\boldsymbol{\tau = \frac{T_2}{T_3}}$

mit:

F 24: $\boldsymbol{V_2 = V_3}$

Es ergibt sich eine Steigerung der inneren Energie um:

F 25: $\boldsymbol{U_{2-3} = Q_{2-3} = c_v * (T_3 - T_2)}$

Da keine Arbeit verrichtet wird ist:

F 26: $\boldsymbol{W_{2-3} = 0}$

Die Entropieänderung kann berechnet werden durch:

F 27: $\boldsymbol{S_{2-3} = S_3 - S_2 = c_v * \ln\left(\frac{1}{\tau}\right)}$

- 3-4 isotherme Expansion: Während des Expansionsprozesses von Zustand 3 auf Zustand 4 bewegt sich der Expansionskolben weiter weg vom Regenerator. Der Kompressionskolben verbleibt an seinem inneren Totpunkt (am Regenerator) (Abbildung 22). Im Zuge des Expansionsprozesses vergrößert sich das Volumen des Arbeitsmittels durch Wärmeaufnahme im Expansionskolben, bedingt durch die externe Wärmequelle, welche im Wärmeaustausch mit dem Expansionsraum ist. Der Druck verringert sich hierbei bei konstanter Temperatur. Die verrichtete Volumsänderungsarbeit ist abhängig von der Wärmeaufnahme im Expansionsraum (siehe Gleichung F 29). Durch das Arbeitsmittel wird mechanische Arbeit verrichtet. Die innere Energie des Arbeitsmittels bleibt konstant, während die Entropie steigt.
  Der Druck p_4 kann berechnet werden durch:

F 28: $\boldsymbol{p_4 = \frac{p_3 * V_3}{V_4} = \frac{p_3}{r_v}}$

Die verrichtete Arbeit ist gleich der Wärmeaufnahme und ergibt sich durch:

F 29: $\boldsymbol{W_{3-4} = Q_{3-4} = p_3 V_3 \ln(r_v)}$

Da die innere Energie konstant bleibt gilt:

F 30: $\boldsymbol{U_{3-4} = 0}$

wobei gilt:

F 31: $\boldsymbol{T_4 = T_3 = T_{max}}$

Die Entropieänderung ergibt sich durch:

F 32: $\boldsymbol{S_{3-4} = S_4 - S_3 = R * \ln(r_v)}$

- 4-1 isochore Abkühlung: Während der Abkühlung von Zustand 4 auf Zustand 1 bewegen sich beide Kolben simultan und bewegen das Arbeitsmittel vom Expansionsraum zum Kompressionsraum (Abbildung 22). Es wird dabei Wärme vom Arbeitsmittel an den Regenerator abgegeben. Die Temperatur des Arbeitsmittels verringert sich beim durchwandern des Regenerators auf T_{min} bei Kontakt mit der kalten Regeneratorseite. Es wird keine Volumsänderungsarbeit verrichtet. Die innere Energie und die Entropie im Arbeitsmittel werden verringert.
  Der Druck p_1 ergibt sich durch:

F 33: $\boldsymbol{p_1 = \frac{p_4 * T_4}{T_1} = \frac{p_4}{\tau}}$

mit:

F 34: $\boldsymbol{V_1 = V_4}$

Die Änderung der inneren Energie ist gleich der Wärmeabgabe des Arbeitsmittels:

F 35: $\boldsymbol{U_{4-1} = Q_{4-1} = c_v * (T_1 - T_4)}$

Da keine Arbeit verrichtet wird ist:

F 36: $\boldsymbol{W_{4-1} = 0}$

Die Entropieänderung kann berechnet werden zu:

F 37: $\boldsymbol{S_{4-1} = S_1 - S_4 = c_v * \ln(\tau)}$

Die Nutzarbeit des Prozesses ergibt sich aus der Summe der Volumsänderungsarbeiten in den Schritten 1-2 und 3-4 zu:

F 38: $\boldsymbol{W_{ges} = W_{1-2} + W_{3-4}}$

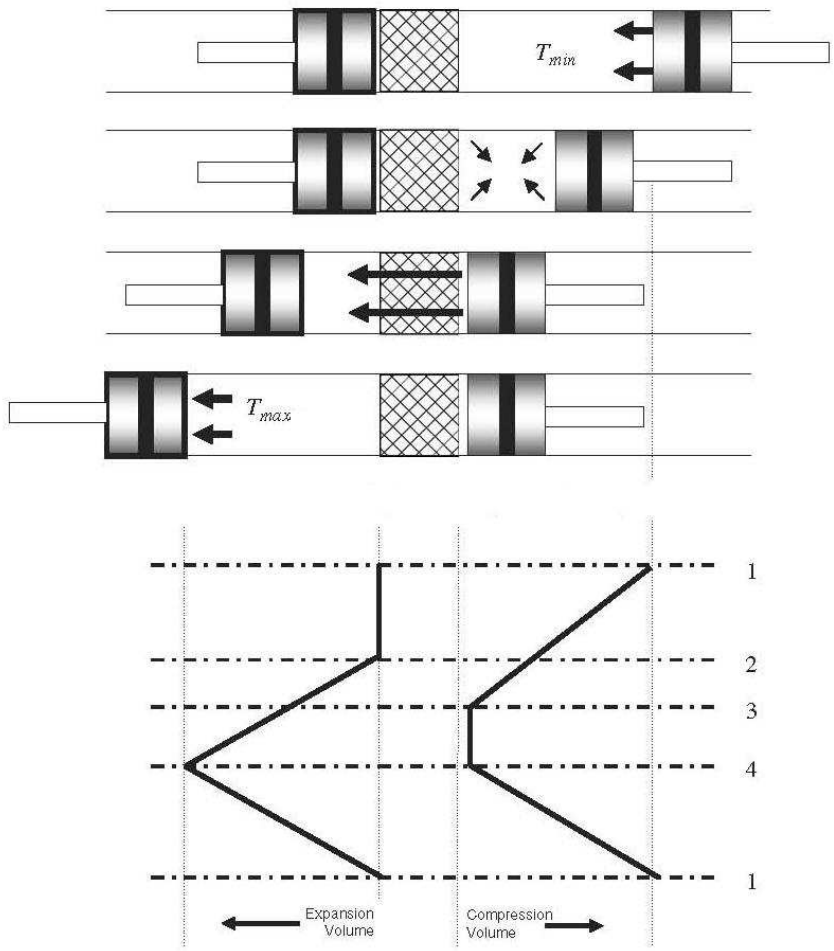

Abbildung 22: Kolbenbewegungen im idealisierten Stirlingkreislauf (Thombare & Verma, 2008)

3.3.3. Arbeitsmedien

Ein Arbeitsmittel für einen Stirlingmotor hat folgende Anforderungen zu erfüllen:

- Hohe Wärmeleitfähigkeit
- Hohe spezifische Wärmekapazität
- Niedrige Viskosität
- Niedrige Dichte

Für eine bessere Einsetzbarkeit sind neben den erwähnten Eigenschaften noch die Verfügbarkeit, die Kosten, die Lagerbarkeit und die Betriebssicherheit von Bedeutung. Als Auswahlhilfe für die Vorauswahl kann ein Leistungsfaktor nach Gleichung F 39 berechnet werden:

F 39: $\boldsymbol{Leistungsfaktor} = \frac{\boldsymbol{Wärmeleitfähigkeit}}{\boldsymbol{spezifische\ Wärmekapazität * Dichte}}$

Eingesetzte Arbeitsmedien und ihre Eigenschaften sind in Tabelle 3 aufgelistet.

Gas	Wärmeleitfähigkeit α	Wärmekapazität c_p	Dichte r [1]	Viskosität h [2]
	[W/m K]	[kJ/kg K]	[kg/m3]	[kg/m s]
Luft	$26{,}2*10^{-3}$	1,004	1,293	$15{,}99*10^{-6}$
Helium	$152*10^{-3}$	5,238	0,17848	$18{,}4*10^{-6}$
Wasserstoff	$182*10^{-3}$	14,2	0,08988	$7{,}92*10^{-6}$
1) bei T=0°C und P= 1,013 bar				
2) bei T=250K				

Tabelle 3: Arbeitsmedien für Stirling-Kreisprozesse (Schleder, 2008)

In der Praxis werden Helium und Wasserstoff als Arbeitsmedien eingesetzt, Luft wurde früher verwendet.

Die abgegebene Leistung bei Stirlingmotoren hängt auch stark vom Systemdruck ab, wie in F 17 und F 29 ersichtlich wird. Es werden sehr hohe maximale Systemdrücke von 100bar bis 200 bar eingesetzt (Thombare & Verma, 2008).

3.3.4. BAUWEISE

Es gibt 3 wesentliche Bauarten von Stirlingmotoren. Sie unterscheiden sich in der Anordnung der Kolben und der Verbindung von Expansions- und Kompressionsraum:

- Stirlingmotor in α-Konfiguration: Die in Abbildung 23 dargestellte α-Maschine besitzt zwei Arbeitskolben, die Kompressions- und Expansionskolben genannt werden. Sie kommt mit konventionellen Kurbeltrieben aus (Schleder, 2008)

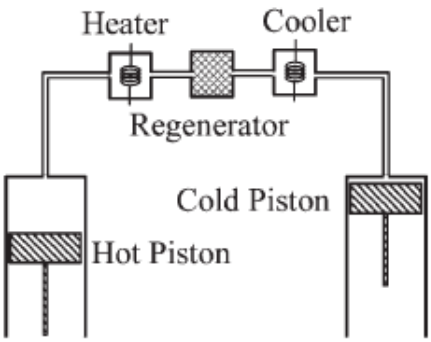

Abbildung 23: Stirlingmotor in α-Konfiguration (Kongdragool & Wongwises, 2003)

- Stirlingmotor in γ-Konfiguration: Die in Abbildung 24 dargestellte γ-Maschine besitzt ebenfalls zwei Kolben, die Arbeitskolben und Verdrängerkolben genannt werden. Die Zylinder der Kolben sind getrennt, aber über ein Rohr verbunden. Die γ-Maschine kann, wie auch die α-Maschine, mit einem konventionellen Kurbeltrieb betrieben werden (Schleder, 2008).

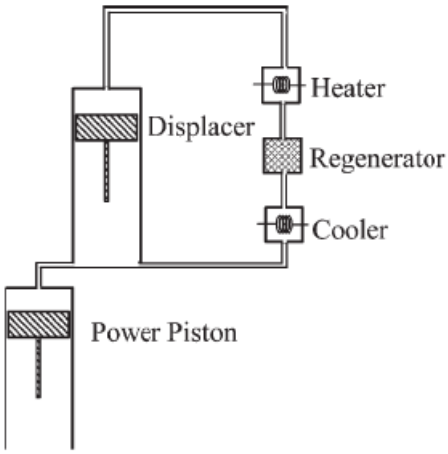

Abbildung 24: Stirlingmotor in Gamma Konfiguration (Kongdragool & Wongwises, 2003)

- Stirlingmotor in β-Konfiguration: Die in Abbildung 25 dargestellte β-Maschine besitzt einen Arbeits- und einen Verdrängerkolben wie die γ-Maschine. Der

Vorteil gegenüber der γ-Maschine besteht darin, dass sich die Arbeitshübe der beiden Kolben überlappen können. Dies ist möglich, da sie sich in einem gemeinsamen Zylinder befinden. Dadurch ist ein höheres Verdichtungsverhältnis als bei den anderen Bauweisen realisierbar. Der Nachteil hierbei ist jedoch, dass β-Maschinen entweder zwei gegenüberliegende, miteinander verbundene Kurbeltriebe oder einen ungewöhnlicheren Kurbeltrieb wie z.B. ein Rhombengetriebe, welches in Abbildung 26 dargestellt ist, benötigen.

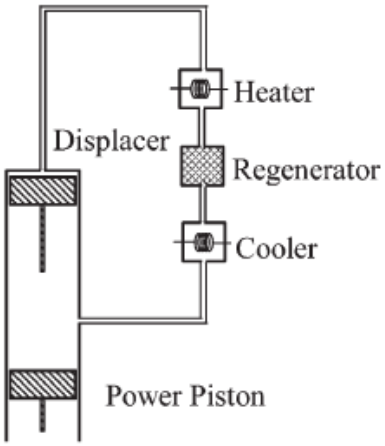

Abbildung 25: Stirlingmotor in Beta-Konfiguration (Kongdragool & Wongwises, 2003)

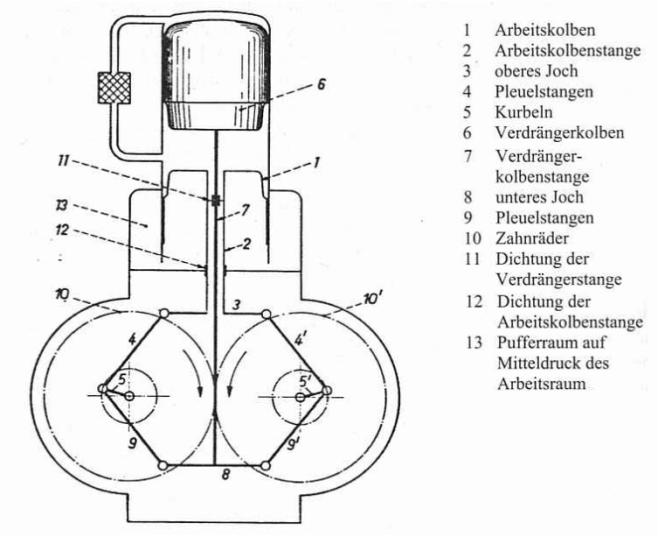

Abbildung 26: Rhombengetriebe für Betrieb eines Stirlingmotors mit β-Konfiguration (Schleder, 2008)

3.3.5. REGENERATOR

Unabhängig von der Bauart weist jeder Stirlingmotor einen Regenerator auf. Im Kreisprozess wird der Regenerator abwechselnd in beide Richtungen durchströmt und erhitzt dabei entweder das Arbeitsmittel, wenn es aus dem Kompressionsraum strömt, oder kühlt das Arbeitsmittel, wenn es aus dem Expansionsraum strömt. Im Betrieb weist der Regenerator dabei eine warme und eine kalte Seite auf. Eine gleichmäßige Temperatur im Regenerator ist nicht erwünscht und würde zu großen Verlusten führen. Der Regenerator besteht meist aus in mehreren Lagen angeordneten Drahtsieben (siehe Abbildung 27) oder einem Drahtgeflecht aus Stahlwolle (siehe Abbildung 28). Mögliche Quellen für Wirkungsgradverluste im Regenerator sind (Schleder, 2008):

- Unzureichender Wärmeaustausch mit dem Arbeitsgas (v.a. bei schnellen Drehzahlen)
- Druckverluste beim Durchströmen des Regenerators
- Wärmeleitung innerhalb des Speichermaterials von der warmen zur kalten Seite

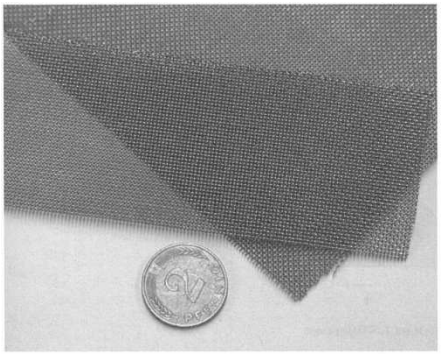

Abbildung 27: Drahtgeflecht im Regenerator des Stirlingmotors (Schleder, 2008)

Abbildung 28: Stahlwolle im Regenerator des Stirlingmotors (Schleder, 2008)

3.3.6. EINSATZGEBIET UND WIRKUNGSGRAD

Der Wirkungsgrad des idealen, verlustfreien Stirlingprozesses entspricht dem des Carnotprozesses und ist damit lediglich eine Funktion der beiden Prozesstemperaturen (siehe F 40).

F 40: $\boldsymbol{\eta_{th} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}}}$

Der Stirlingmotor hat folgende Vorteile gegenüber anderen Energiewandlungssystemen:

- Geringer Wartungsaufwand
- Leiser Betrieb
- Betrieb bei niedriger Temperatur (es gibt Stirlingmotoren, die mit Körperwärme betrieben werden)

Stirlingmotoren werden momentan in einem Leistungsbereich bis zu 105kW eingesetzt. Die Einsatztemperaturen werden dabei nach oben hin nur durch die eingesetzten Materialien begrenzt. Die Temperaturdifferenz kann so gering sein, dass sie bei Kleinstleistungen und Modellen nur wenige Grad Celsius beträgt. Im industriellen Einsatz werden Temperaturdifferenzen von 50°C bis mehreren 100°C genutzt. Industriell werden Stirlingmotoren größtenteils in Verbindung mit Solaranlagen und in Blockheizkraftwerken eingesetzt, bei letzteren hauptsächlich zur Abdeckung des Eigenstrombedarfs (Steimle, Lamprichs, & Beck, 2007).

Im Gegensatz zum idealen Stirlingmotor, der den Carnotwirkungsgrad aufweist, ist der Wirkungsgrad von realen Stirlingmotoren vom Temperaturniveau des Expansions- und Kompressionsraumes und dem Verdichtungsverhältnis abhängig. Im realen Einsatz ist der Wirkungsgrad ebenso von der Drehzahl, bei der der Stirlingmotor betrieben wird, (ca. 30-133U/min) abhängig. Bei niedrigen Temperaturniveaus sind die Drehzahlen meist sehr gering und eher im Bereich der 30U/min. Kommerziell erhältliche Stirlingmotoren sind jedoch meist auf eine gewisse Drehzahl ausgelegt.

In Verbindung mit Solaranlagen mit Temperaturdifferenzen von 85°C wird beispielsweise von einem thermischen Wirkungsgrad von 8,7% ausgegangen. Diese Vorauslegung wurde auf 50% des Carnotwirkungsgrades für die Temperaturdifferenz

zwischen dem Expansionsraum und dem Kompressionsraum der Anlage durchgeführt Die Vorauslegung von 50% des Carnotwirkungsgrades als thermischen Wirkungsgrad ist bei Niedertemperaturanwendungen zulässig (Kongtragool & Wongwises, 2003). Die sich ergebende Formel zur Vorauslegung von Stirlingmotoren stellt sich also folgendermaßen dar:

F 41: $\boldsymbol{\eta_a = 0,5 * (1 - \frac{T_{min}}{T_{max}})}$

Eine Niedertemperatur Stirlinganlage in γ-Konfiguration, der Firma Weber Solartechnik wird durch eine 1m² große Absorberfläche mit Solarenergie betrieben. Hierbei wird in Versuchen am Expansionsraum eine Temperatur von ca. 65°C erreicht, während der Kompressionsraum eine Temperatur von 25°C aufweist (Schleder & Zoppke, 2005). Bei Temperaturdifferenzen von 40°C liefert sie 50W mechanische Leistung und wird in Dritte Welt Ländern eingesetzt. Hier werden mit Hilfe dieser Anlage pro Tag 6000l Wasser aus 7m Tiefe gefördert (Schleder, 2008). Stirling Anlagen werden des Weiteren in kleinen U-Booten eingesetzt, wo sie direkt mit Sauerstoff als Verbrennungsgas und verschiedenen Brennstoffen, wie Diesel, Benzin oder Erdgas, beheizt werden. An der Miniaturisierung von Stirlingmotoren wird gearbeitet, um sie bei sehr niedrigen Leistungen zur Kühlung von Prozessoren und in privaten Anwendungen wie zur Gartenbewässerung einzusetzen.

Symbolverzeichnis

Parameter	Beschreibung	Einheit
c_v	spez. Wärmekapazität	kJ/kg*K
p_1	Druck im Arbeitspunkt 1	Pa
p_2	Druck im Arbeitspunkt 2	Pa
p_3	Druck im Arbeitspunkt 3	Pa
p_4	Druck im Arbeitspunkt 4	Pa
Q_{1-2}	Änderung der Wärmeenergie im Arbeitsmittel von Arbeitsschritt 1 auf Arbeitsschritt 2	kJ
Q_{2-3}	Änderung der Wärmeenergie im Arbeitsmittel von Arbeitsschritt 2 auf Arbeitsschritt 3	kJ
Q_{3-4}	Änderung der Wärmeenergie im Arbeitsmittel von Arbeitsschritt 3 auf Arbeitsschritt 4	kJ
Q_{4-1}	Änderung der Wärmeenergie im Arbeitsmittel von Arbeitsschritt 4 auf Arbeitsschritt 1	kJ
R	allg. Gaskonstante	J/kg*K

r_v	Verdichtungsverhältnis	-
S_{1-2}	Änderung der Entropie im Arbeitsmittel von Arbeitsschritt 1 auf Arbeitsschritt 2	kJ
S_{2-3}	Änderung der Entropie im Arbeitsmittel von Arbeitsschritt 2 auf Arbeitsschritt 3	kJ
S_{3-4}	Änderung der Entropie im Arbeitsmittel von Arbeitsschritt 3 auf Arbeitsschritt 4	kJ
S_{4-1}	Änderung der Entropie im Arbeitsmittel von Arbeitsschritt 4 auf Arbeitsschritt 1	kJ
T_1	Temperatur im Arbeitspunkt 1	K
T_2	Temperatur im Arbeitspunkt 2	K
T_3	Temperatur im Arbeitspunkt 3	K
T_4	Temperatur im Arbeitspunkt 4	K
T_{min}	minimale Temperatur im Arbeitsmittel	K
T_{max}	maximale Temperatur im Arbeitsmittel	K
U_{1-2}	Änderung der inneren Energie im Arbeitsmittel von Arbeitsschritt 1 auf Arbeitsschritt 2	kJ
U_{2-3}	Änderung der inneren Energie im Arbeitsmittel von Arbeitsschritt 2 auf Arbeitsschritt 3	kJ
U_{3-4}	Änderung der inneren Energie im Arbeitsmittel von Arbeitsschritt 3 auf Arbeitsschritt 4	kJ
U_{4-1}	Änderung der inneren Energie im Arbeitsmittel von Arbeitsschritt 4 auf Arbeitsschritt 1	kJ
V_1	Volumen des Arbeitsmittels im Arbeitspunkt 1	m^3
V_2	Volumen des Arbeitsmittels im Arbeitspunkt 2	m^3
V_3	Volumen des Arbeitsmittels im Arbeitspunkt 3	m^3
V_4	Volumen des Arbeitsmittels im Arbeitspunkt 4	m^3
W_{1-2}	abgegebene Arbeit von Arbeitspunkt 1 auf Arbeitspunkt 2	kJ
W_{2-3}	abgegebene Arbeit von Arbeitspunkt 2 auf Arbeitspunkt 3	kJ
W_{3-4}	abgegebene Arbeit von Arbeitspunkt 3 auf Arbeitspunkt 4	kJ
W_{4-1}	abgegebene Arbeit von Arbeitspunkt 4 auf Arbeitspunkt 1	kJ
η_{th}	thermischer Wirkungsgrad	-
η_a	thermischer Wirkungsgrad der Auslegeformel	-
τ	Temperaturverhältnis	-

3.4. THERMOELEKTRISCHER GENERATOR

3.4.1. PHYSIKALISCHE GRUNDLAGEN

Thermoelektrische Generatoren (TEG) basieren auf dem Seebeck Effekt, der durch Thermodiffusion entsteht. Die Ursache für den Aufbau thermoelektrischer Felder (Thermoelektrizität) liegt, vereinfacht ausgedrückt, in der Geschwindigkeitsverteilung der Ladungsträger, die Temperatur- und somit Ortsabhängig ist. Werden verschiedene Materialien kombiniert, treten makroskopisch messbare Effekte auf. Bei sehr geringen Temperaturunterschieden wächst der Betrag der Thermospannung zumeist linear mit der Temperaturdifferenz der Kontaktstellen an (Pelster, Pieper, & Hüttl, 2005).

Definition des Seebeck Effekts: Liegen an den beiden Kontaktstellen zweier verschiedener elektrischer Leiter bzw. Halbleiter zwei unterschiedliche Temperaturen an, so entsteht eine elektrische Spannung (Thermospannung), deren Größe vom Temperaturgradienten abhängt.

Der prinzipielle Aufbau des Thermoelementes wird in Abbildung 29 dargestellt.

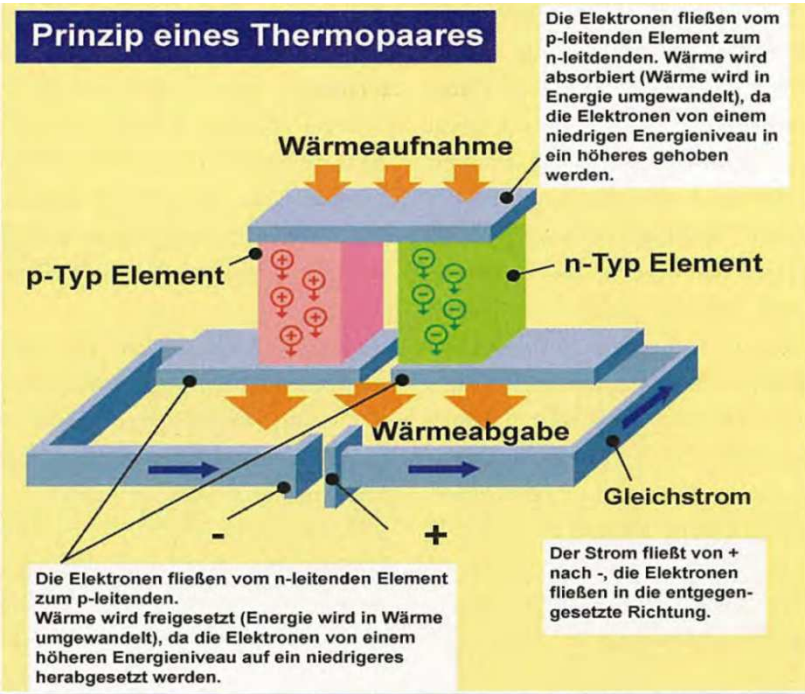

Abbildung 29: Prinzip eines Thermopaares (Schlecht & Böttner, 2008)

Die dotierten Halbleiter werden für größere Leistungen in Serie geschaltet, wie in Abbildung 30 dargestellt:

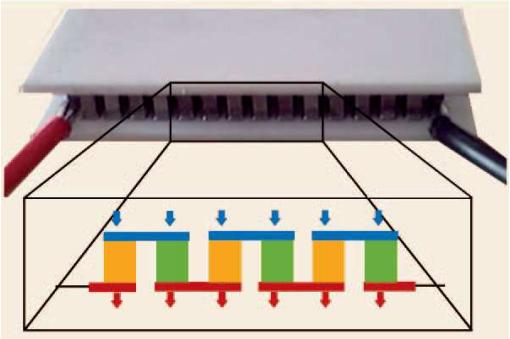

Abbildung 30: Prinzip der Serienschaltung in kommerziell erhältlichen TEG´s (Schlecht & Böttner, 2008)

Der Seebeck-Koeffizient ist definiert mit:

F 42: $\boldsymbol{S = \frac{\Delta U}{\Delta T}}$

Ein gutes thermoelektrisches Material muss neben einem hohen Seebeck-Koeffizienten auch eine hohe elektrische Leitfähigkeit und eine geringe thermische Leitfähigkeit besitzen. Mit diesen drei Größen und der Temperatur lässt sich die dimensionslose Kennzahl ZT („Figure of Merit") bestimmen. Die Effizienz der thermoelektrischen Materialien selbst wird durch diese Kennzahl angegeben, die definiert ist durch:

F 43: $\boldsymbol{ZT = S^2 * \sigma * \frac{T}{\kappa}}$

mit der spezifischen elektrischen Leitfähigkeit σ und der spezifischen Wärmeleitfähigkeit κ.

ZT ist abhängig von der Materialpaarung, dem vorherrschenden Temperaturniveau und der Temperaturdifferenz. Momentan werden verschiedene Methoden zur Erhöhung von ZT untersucht. Wie in Abbildung 31 ersichtlich ist, kann für momentan kommerziell erhältliche Thermoelektrika im relevanten Temperaturbereich von ca. 320K bis 470K mit einer Gütezahl ZT von max. 1 gerechnet werden. Für die gegebene Aufgabenstellung, mit einem Temperaturbereich von 300K bis 400K, ist, laut Abbildung 31, die Materialpaarung Bi_2Te_3 am besten geeignet (Schlecht & Böttner, 2008).

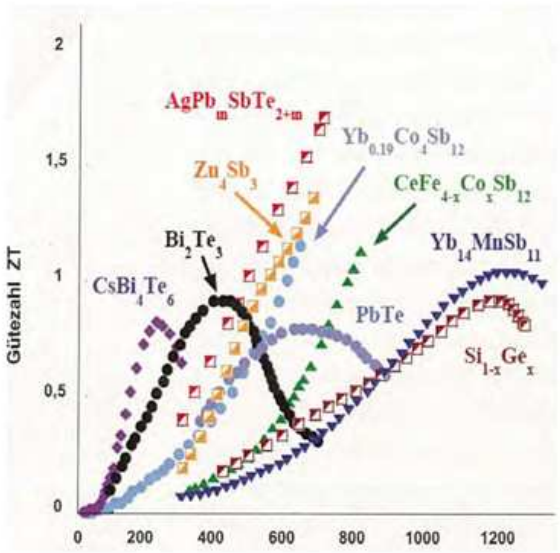

Abbildung 31: Klassen von Thermoelektrika und ihre Anwendungstemperaturen. (Schlecht & Böttner, 2008)

3.4.2. Einsatzgebiet und Wirkungsgrad

Das Einsatzgebiet des thermoelektrischen Generators ist nicht auf spezielle Temperaturen beschränkt. Die maximal erzielbaren elektrischen Leistungen für eine Reihe von Elementen liegen im Bereich von ca. 500kW (Fröhlich, Eisenhut, & Bitschi, 2008).

Die Vorteile thermoelektrischer Generatoren zur Gewinnung von Energie aus Niedertemperaturwärmequellen sind:

- Geringer bis kein Wartungsaufwand
- Modularität
- Geräuschlosigkeit

Beim Einsatz von in Serie geschalteten Materialpaarungen in einem Wärmetauscher spielen die zusätzlichen Wärmeübergänge eine große Rolle. Diese Einflüsse werden durch die Einführung der dimensionslosen Größe X berücksichtigt. Die Wärmeübergänge des Wärmetauschers zu den Thermoelementen werden als gleich groß wie die Wärmeübergänge an den Enden des TEG zu den Seiten des Wärmetauschers angenommen. Dies führt zu folgender Beziehung:

F 44: $X = \frac{Lwl}{\beta \dot{m} C_p}$

mit:

F 45: $L = \frac{1}{\frac{2}{h} + \frac{d}{\lambda}}$

der Wirkungsgrad ergibt sich zu:

F 46: $\eta_{TEGinWT} = \frac{1}{X+1} \eta_i$

wobei η_i den Wirkungsgrad des TEG bei reiner Energiewandlung und Temperaturdifferenzen im Bereich ΔT<1K angibt.

Dieser Wirkungsgrad beträgt mit momentan erhältlichen Materialien maximal 9% bis 10% (Fröhlich, Eisenhut, & Bitschi, 2008).

Der maximale Wirkungsgrad wäre, laut F 46 bei X = 0 zu erreichen. Jedoch ist dies nur theoretisch und mit einem unendlich großen Massenstrom oder unendlich kleiner Wärmetauscherfläche möglich. Der Wert von X ist vom maximal möglichen Massestrom bzw. von der übertragenen thermischen Leistung abhängig. Daher muss X individuell bestimmt, bzw. festgelegt werden. Die mit der Größe X definierten Betriebspunkte für thermoelektrische Generatoren sind in Abbildung 32 dargestellt. In realen Anwendungen ist es nötig, einen Kompromiss zwischen maximaler Leistung und maximalem Wirkungsgrad anzustreben. In seltenen Fällen, wenn eine höhere Temperaturdifferenz als 1K genutzt werden soll, oder bei Wärmequellen, welche ohnehin abgekühlt werden sollen, könnte eine Anwendung in einem Wärmetauscher sinnvoll sein. Hierbei muss wieder einen Kompromiss zwischen dem Wirkungsgrad des Wärmeaustausches und dem Wirkungsgrad des TEG gefunden werden (Fröhlich, Eisenhut, & Bitschi, 2008).

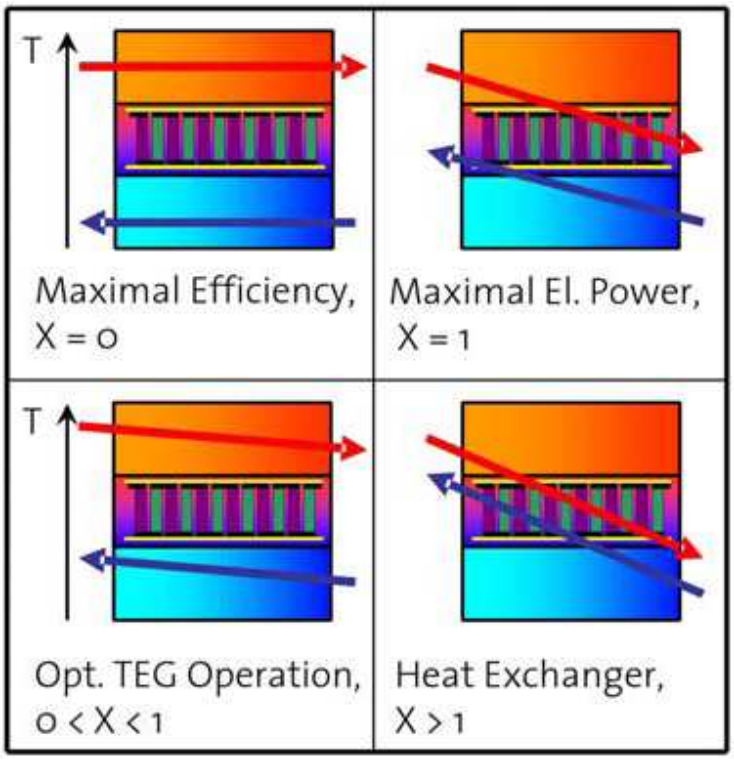

Abbildung 32: Charakteristische Betriebspunkte für Thermoelektrische Generatoren (Fröhlich, Eisenhut, & Bitschi, 2008)

3.4.3. Thermoelektrische Generatoren in einem Wärmetauscher

Bei der Nutzung eines Abwärmestromes in einem Gegenstromwärmetauscher mit Thermoelektrischem Generator wird der maximale Wirkungsgrad des Thermogenerators nicht bei möglichst hohen Wärmetauscherwirkungsgraden erreicht. Es hat sich gezeigt, dass in einem Gegenstromwärmetauscher bei einem Wert von X = 1 die maximale Leistung abgegeben wird. Wie Gleichung F 46 verdeutlicht, halbiert sich der Wirkungsgrad hierbei im Vergleich zum maximal erreichbaren Wert für X=0. Ist aber die vom Wärmetauscher übertragene thermische Leistung ebenfalls von Bedeutung, so sollte X > 1 gewählt werden. Der thermische Wirkungsgrad eines Wärmetauschers berechnet sich folgendermaßen:

F 47: $\boldsymbol{\eta_{th}} = \frac{\Delta \boldsymbol{T_H}}{\Delta \boldsymbol{T}} = \frac{\boldsymbol{T_H^{out}} - \boldsymbol{T_H^{in}}}{\boldsymbol{T_H} - \boldsymbol{T_C}}$

Der Temperaturanstieg in einem Gegenstromwärmetauscher mit TEG in Abhängigkeit von X beträgt:

F 48: $\Delta \boldsymbol{T_H} = \frac{\boldsymbol{X}}{\boldsymbol{X+1}} (\boldsymbol{T_H} - \boldsymbol{T_C})$

Damit kann der thermische Wirkungsgrad des Wärmetauschers gegeben werden durch:

F 49: $\eta_{th} = \frac{X}{X+1}$

Abbildung 34 macht deutlich, dass für X = 1 nur noch die Hälfte der möglichen thermischen Energie übertragen wird. Mit größerem X steigt der Wirkungsgrad des Wärmetauschers, wie Abbildung 33 zeigt. Gleichzeitig jedoch sinkt jener des TEG, wie in Abbildung 34 erkannt werden kann. Es zeigt sich, dass ein Kompromiss zwischen dem Wirkungsgrad der Wärmeübertragung und dem Wirkungsgrad des TEG im Wärmetauscher gesucht werden muss (Fröhlich, Eisenhut, & Bitschi, 2008).

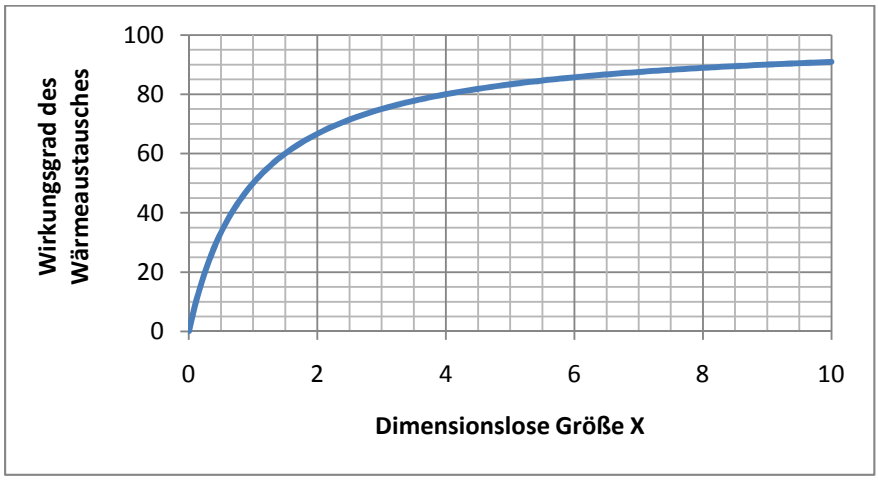

Abbildung 33 : Wirkungsgrad eines Wärmetauschers in Abhängigkeit von X

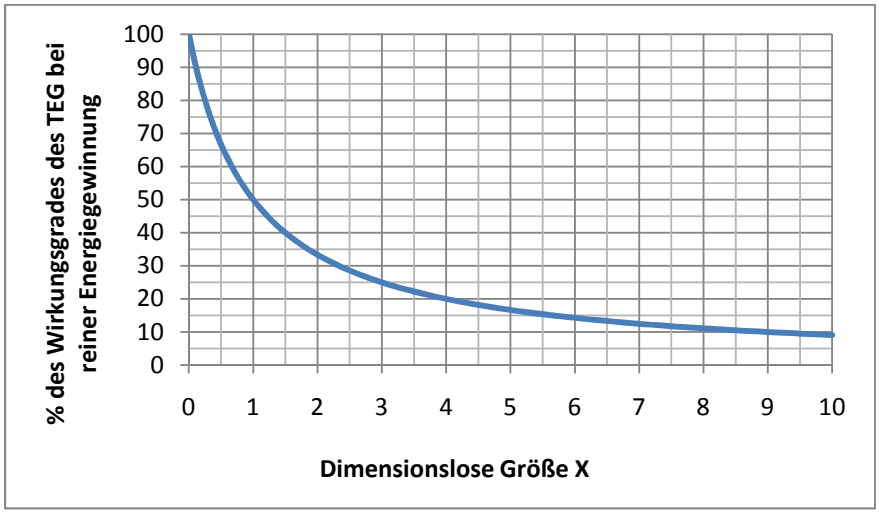

Abbildung 34: Einfluss der dimensionslosen Größe X auf den erreichbaren Anteil des Maximalen Wirkungsgrades des TEG

Die erzielbaren Wirkungsgrade beim Betrieb in Wärmetauschern liegen bei 1% bis 4%.

Wie erwähnt, ist mit den momentan erhältlichen Materialien ein ZT>1 praktisch nicht erreichbar, wodurch der Thermoelektrische Generator noch keine Alternative zu konventionellen Energiewandlungsmethoden darstellt. Auch im Bereich der Niedertemperatur-Abwärmenutzung ist der Thermoelektrische Generator nicht konkurrenzfähig aufgrund der hohen spezifischen Investitionskosten. Es wird derzeit an leistungsfähigeren Materialpaarungen geforscht, um den ZT Wert zu erhöhen, bei gleichzeitiger Kostenreduktion in der Materialherstellung. Ein breites Anwendungsfeld für den Thermoelektrischen Generator ist jedoch nicht vor ZT Werten von 2 bis 3 zu erwarten (Fröhlich, Eisenhut, & Bitschi, 2008). Das momentane Anwendungspotential des TEG wurde erst 2009 vom Bundesamt für Energie der Schweiz evaluiert, allerdings für Hochtemperaturanwendungen. Auch im Hochtemperaturbereich reichen die momentan erzielbaren Wirkungsgrade nicht aus, um einen Einsatz des TEG zu rechtfertigen (Fröhlich, Eisenhut, & Bitschi, 2009).

Symbolverzeichnis

Parameter	Beschreibung	Einheit
c_p	Wärmekapazität des Halbleitermaterials	J/kgK
d	Schichtdicke der Halbleiter	m
h	Wärmeübertragungskoeffizient des Thermocouples	W/m²K
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/sec
l	Länge des TEG	m
L	Wärmedurchgangszahl	W/m²K
S	Seebeck-Koeffizient	V/K
T	Absolute Temperatur	K
ΔT	Absolute Temperaturdifferenz	K
T_C	Temperatur der Halbleiter auf der kalten Seite	K
T_H	Temperatur auf der warmen Seite des TE-Schenkels	K
T_H^{in}	Temperatur des Fluids am Einlauf der warmen Seite des Wärmetauschers	K
T_H^{out}	Temperatur des Fluids am Auslauf der warmen Seite des Wärmetauschers	K
ΔT_H	Temperaturdifferenz an der warmen Seite eines Wärmetauschers	K
T_L	Temperatur auf der kalten Seite des TE-Schenkels	K
ΔU	Differenzspannung an einem TE-Paar	V
w	Breite des TEG	m
X	Dimensionslose Größe für TEG	-
Z bzw. ZT	Thermoelektrische Gütezahl	1/K bzw. -
β	Leistungsfaktor	-

η_i	Wirkungsgrad des TEG bei maximaler Energienutzung	-
$\eta_{TEGinWT}$	Wirkungsgrad des TEG in einem Wärmetauscher	-
η_{th}	Wirkungsgrad des Wärmedurchganges eines Wärmetauschers	-
κ	Wärmeleitfähigkeit	W/mK
λ	mittlere Wärmeleitfähigkeit am TEG	W/mK
σ	Elektrische Leitfähigkeit	S/m

4. BERECHNUNGEN UND SIMULATIONEN ZU DEN BESCHRIEBENEN VERFAHREN

4.1. AUFGABENSTELLUNG

Die zuvor beschrieben Verfahren sollen in geeigneten Simulationen und Auslegungsverfahren auf eine mögliche Nutzung in der Praxis untersucht werden. Dazu wurden Daten über Niedertemperaturströme eines Industriestandortes zur Verfügung gestellt. Das Hauptaugenmerk der Berechnungen sollte hierbei auf die Leistungszahlen und Wirkungsgrade, bzw. auf die durch das Verfahren erzielte Abkühlung der Abwärmeströme bei der Umwandlung der Niedertemperaturenergie in andere Energieformen, liegen.

Die zur Verfügung gestellten Daten für Abwärmeströme werden in Tabelle 4 dargestellt.

Abwärme-strom	T_{ein}	T_{aus}	Massen-strom	mittlere Wärmekapazität	abzuführende Wärmemenge	Medium
#	°C	°C	kg/s	kJ/(kg*K)	kW	
1	33	20	828	4,16	44778,24	Wasser+Säuren
2	55	38	57	4,08	3953,52	Wasser+Säuren
3	57	37	135	4,16	11232	Wasser+Säuren
4	60	40	21	4,15	1743	Wasser+Säuren
5	70	30	4	1,22	195,2	Luft+Wasserdampf
6	92	36	1,7	11,34	1079,568	Wasserdampf+Säuren
7	115	64	2,3	1,07	125,511	Luft+Wasserdampf
8	230	80	0,6	1,14	102,6	Luft+Wasserdampf+Säure n

Tabelle 4: Abwärmeströme des Industriestandortes

Die hohe mittlere Wärmekapazität des Abwärmestromes #6 ist auf einen Phasenwechsel des Abwärmestromes zurückzuführen, über den jedoch keine weiteren Daten bekannt sind.

Des Weiteren wurden Daten für ein mögliches Kältenetz und mögliche zur Aufwärmung geeignete Ströme angegeben, wie sie in der Industrie üblich sind. Tabelle 5 und Tabelle 6 geben die möglichen Anwendungen zum Abkühlen bzw. Aufwärmen von Strömen an.

$T_{rücklauf}$	$T_{vorlauf}$	Medium
°C	°C	
12	6	Wasser oder Kühlsohle

Tabelle 5: mögliches Kältenetz

Aufwärme-strom	T_{ein}	T_{aus}	Massenstrom	mittlere Wärmekapazität	zuzuführende Wärmemenge	Medium
#	°C	°C	kg/s	kJ/(kg*K)	kW	
1	11	35	100	4,185	10044	Wasser
2	11	72	100	4,19	25559	Wasser

Tabelle 6: mögliche Aufwärmeanwendungen

4.2. Analyse der Verwendung der Abwärmeströme mit Wärmetauschern

Zur exakten Berechnung der Wärmeenergieübertragung in einem Wärmetauscher ist es erforderlich, eine große Anzahl an Parametern zu kennen:

- die Bauart des Wärmetauschers
- die im Wärmeaustausch befindlichen Fluide
- die Strömungsgeschwindigkeiten im Wärmetauscher
- die Strömungsführung im Wärmetauscher
- die Temperaturverläufe der sich im Wärmeaustausch befindenden Stoffe
- das Material der Wärmeaustauschflächen
- die Geometrie der Wärmeaustauschflächen

Mit diesen Parametern lassen sich die Kennzahlen berechnen, welche die Strömung und die Wärmeübertragung im Wärmetauscher beschreiben.

Eine überschlägige Berechnungsmethode zur Auslegung von Wärmetauschern ist im VDI Wärmeatlas Teil A3 (VDI, 2002) zu finden. Die hierbei verwendeten Formeln und Methoden sollen zur Kühlung der Abwärmeströme dargestellt werden.

Die Auslegeformel für Wärmetauscher stellt sich laut VDI Wärmeatlas Teil A3 (VDI, 2002) wie folgt dar:

F 50: $\dot{Q} = k * A * \Delta T_m$

wobei $\dot{Q}$ die durch den Wärmetauscher übertragene Menge an Wärmeenergie darstellt und k den Wärmedurchgangskoeffizienten, auf dessen Berechnung noch eingegangen wird. ΔT_m ist die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz, deren Berechnung im Folgenden behandelt wird.

Die Lagen der für die weiteren Berechnungen verwendeten Größen sind in Abbildung 35 dargestellt.

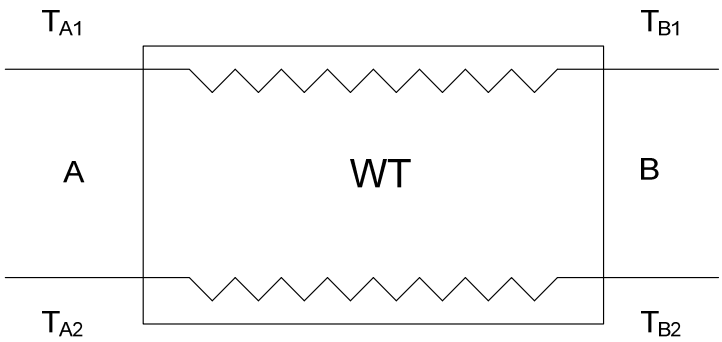

Abbildung 35: Wärmetauscher zur Erklärung der Berechnung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz T_m

Sind von einem Wärmetauscher die Temperaurdifferenzen an beiden Seiten des Wärmetauschers bekannt, also sei

F 51: $\Delta T_A = T_{A1} - T_{A2}$

und

F 52: $\Delta T_B = T_{B1} - T_{B2}$

so lässt sich die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz ΔT_m wie folgt berechnen:

F 53: $\Delta T_m = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)}$

Hierbei ist in der Berechnung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz keine Unterscheidung zwischen Gleich-und Gegenstromführung. Wie erkannt werden kann liefert die Gleichung kein Ergebnis für den Fall, dass die Temperaturdifferenzen an beiden Seiten gleich groß sind, also gilt:

F 54: $\boldsymbol{\Delta T_A = \Delta T_B}$

Für diesen Fall ist die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz jedoch definiert als:

F 55: $\boldsymbol{\Delta T_m = \Delta T_A = \Delta T_B}$

Gleichungen zur Berechnung von ΔT_m für verschiedene, idealisierte Stromführungen sind im VDI Wärmeatlas Abschnitt Ca (VDI, 2002) zu finden.

Da zur Auslegung des Wärmetauschers im Normalfall lediglich die benötigte Fläche, die für den vollständigen Austausch der Wärmeenergie erforderlich ist, gesucht ist, ergibt sich die Auslegeformel zu:

F 56: $\boldsymbol{A = \frac{\dot{Q}}{k * \Delta T_m}}$

Als letzten noch unbekannten Parameter muss noch der Wärmedurchgangskoeffizient k berechnet werden. Laut (VDI, 2002) Abschnitt Cb wird der mittlere Wärmedurchgangskoeffizient eines Wärmeüberträges mit folgender Formel berechnet:

F 57: $\boldsymbol{\frac{1}{k_m * A} = \frac{1}{\alpha_1 * A_1} + R_m + \frac{1}{\alpha_2 * A_2}}$

wobei gilt:

F 58: $\boldsymbol{R_m = \frac{\delta}{\lambda * A_m}}$

Wobei α_1 und A_1 der Wärmeübergangskoeffizient an der Wand und die dazugehörige Fläche sind, an der der Wärmeübergang vom Fluid 1 stattfindet. α_2 und A_2 ergeben sich als die äquivalenten Werte für das Fluid 2. R_m ist ein vom Material des Wärmetauschers und der verwendeten Wandstärken abhängiger Wert. Die Berechnung der mittleren Wärmeübertragungsfläche A_m hängt von der Bauart des Wärmetauschers ab, und wird im VDI Wärmeatlas Abschnitt Cb (VDI, 2002) genauer behandelt.

Die Wärmeübergangskoeffizienten von den Fluiden auf die Wände des Wärmetauschers können nur mit genaueren Kenntnissen über die Strömungsführung und die Bauformen der Wärmetauscher exakt berechnet werden. Zur genauen Berechnung wäre die Bestimmung der Dicke der thermischen Grenzschicht notwendig. Die Herangehensweise an diese Berechnungen wird im VDI Wärmeatlas Abschnitt A2 (VDI, 2002) genau beschrieben.

Zur Erstauslegung können die zur Berechnung nötigen Wärmedurchgangskoeffizienten für den gesamten Wärmetauscher, also Werte für k aus dem VDI Wärmeatlas Abschnitt

Cc (VDI, 2002) entnommen werden. Hier werden Wärmedurchgangskoeffizienten für diverse Bauformen von Wärmetauschern und für verschiedene Kombinationen von Fluidphasen und Phasenübergängen aufgelistet. Die angegeben Werte für Wärmedurchgangskoeffizienten sind hier lediglich zur Vorauslegung von Wärmetauschern gedacht und werden nachfolgend verwendet, um die Übertragung von Wärmeenergie aus den Abwärmeströmen zur Aufwärmung des Aufwärmestromes #1 zu simulieren.

4.2.1. Berechnung der Abkühlung der Abwärmeströme mittels Wärmeaustausch mit dem Aufwärmestrom #1

Die zur Verfügung stehenden Abwärmeströme können mittels Wärmetauscher in Wärmeaustausch mit einem der Aufwärmeströme gebracht und dadurch gekühlt werden. Hierzu stehen eine Vielzahl an Möglichkeiten zur Kombination der Wärmeströme und dem Aufbau des Wärmetauschers zur Verfügung. Um das Prinzip der Berechnung der nötigen Wärmetauscherflächen zu verdeutlichen, werden ein einstufiger und ein zweistufiger Wärmeaustausch herangezogen. In der Berechnung des einstufigen Wärmeaustausches wird der der Abwärmestrom #3 gekühlt, indem Wärmenergie auf den Aufwärmestrom #1 übertragen wird. Hierbei wird jedoch lediglich ein Teil der abzuführenden Wärmemenge übertagen. Die Endtemperatur des Abwärmestromes #3 wird in diesem Beispiel ebenfalls berechnet. Die Berechnung des zweistufigen Wärmeaustausches wird durchgeführt, indem ein Teil der Wärmeenergie des Abwärmestromes #1 genutzt wird, um den Aufwärmestrom #1 zu erwärmen. Hierbei wird aber lediglich so viel Wärmeenergie übertragen, dass der im zweiten Wärmetauscher abzukühlende Abwärmestrom #2 auf seine Endtemperatur gekühlt wird. Gleichzeitig wird auch der Aufwärmestrom #1 auf seine Endtemperatur gebracht. An diesem Beispiel wird somit deutlich, wie ein Wärmetauscher ausgelegt werden muss, um einen Abwärmestrom auf die gewünschte Endtemperatur zu kühlen.

4.2.2. Gewählte Parameter zur Berechnung der Abkühlung der Abwärmeströme mittels Wärmeaustausch mit dem Aufwärmestrom #1

Um die Abkühlung der Abwärmeströme mittels Wärmeaustausch mit dem Aufwärmestromes #1 zu simulieren wurden folgende Annahmen getroffen:

- die mittleren logarithmischen Temperaturdifferenzen in den Wärmetauschern sollen 5°C nicht unterschreiten.
- die Temperaturdifferenzen sollen an keinem Ende des Wärmetauschers 3°C unterschreiten
- es werden aufgrund der geringen Temperaturdifferenzen Plattenwärmetauscher verwendet. Für Plattenwärmetauscher mit einem Wärmeaustausch zwischen Wasser und einer Flüssigkeit ist im VDI Wärmeatlas Abschnitt Cc (VDI, 2002) ein k-Wert von 1200 $W/m^2{*}K$ ermittelt worden
- beide Wärmetauscher werden als Gegenstromwärmetauscher ausgelegt

Die Werte für die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz, und die Temperaturdifferenzen an den Enden der Wärmetauscher wurden in Anlehnung an die Simulationen des ORC Prozesses nach Dai, Wang, & Gao [2009] gewählt. Der Wert für den Wärmedurchgangskoeffizienten des Plattenwärmeüberträgers mit ebenen Kanälen für Wasser an Flüssigkeit wurde aus dem VDI Wärmeatlas Abschnitt Cc Seite 3 (VDI, 2002) gewählt.

4.2.3. Berechnung des einstufigen Wärmeaustausches zur Abkühlung des Abwärmestromes #3 mittels Wärmeaustausch

Das Prozessfließbild für den einfachen Wärmeaustausch mittels Plattenwärmetauscher wird in Abbildung 36 dargestellt.

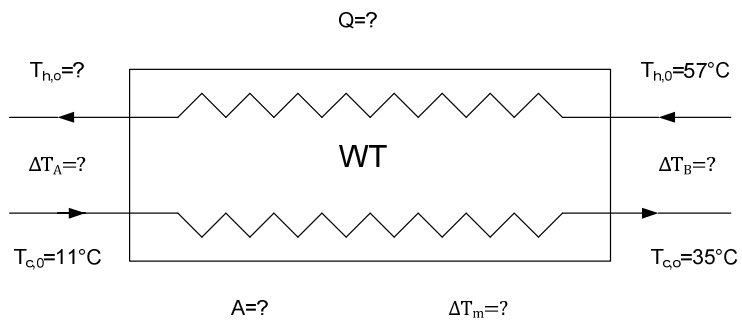

Abbildung 36: Prozessfließbild für den einstufigen Wärmeaustausch

Die verwendeten Ströme wurden aus Tabelle 4 und Tabelle 6 entnommen und in Tabelle 7 dargestellt.

Strom	T_{ein}	T_{aus}	Massen-strom	Mittlere Wärmekapazität	Wärmemenge	Medium
#	°C	°C	kg/s	kJ/(kg*K)	kW	
Abw. 3	57	37	135	4,16	-11232	Wasser+Säuren
Aufw. 1	11	35	100	4,18	10044	Wasser

Tabelle 7: Verwendete Wärmeströme in der Berechnung des einstufigen Wärmetauschers

Die negative Wärmemenge des Abwärmestromes #3 soll hierbei darstellen, dass die Wärmemenge abgegeben wird.

Die Endtemperatur des Abwärmestromes #3 nach dem Wärmeaustausch $T_{h,o}$ kann über eine einfache Energiebilanz errechnet werden:

F 59: $\dot{Q} = (T_{c,o} - T_{c,0}) * \dot{m}_c * c_{p,c}$

ergibt die zur Aufwärmung des Aufwärmestromes #1 benötigte Wärmeenergie. Dem gegenüber steht

F 60: $-\dot{Q} = (T_{h,o} - T_{h,0}) * \dot{m}_h * c_{p,h}$

als abgegebene Wärmeenergie des Abwärmestromes #3. Die Endtemperatur des Abwärmestromes #3 ergibt sich nun zu:

F 61: $T_{c,o} = T_{c,0} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_h * c_{p,h}}$

Mit der Endtemperatur des Abwärmestromes #3 lässt sich nun die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz ΔT_m mit

F 53: $\boldsymbol{\Delta T_m} = \frac{\boldsymbol{\Delta T_A - \Delta T_B}}{\ln\left(\frac{\boldsymbol{\Delta T_A}}{\boldsymbol{\Delta T_B}}\right)}$

aus 4.2 berechnen. Hieraus kann dann mit

F 56: $\boldsymbol{A} = \frac{\dot{\boldsymbol{Q}}}{\boldsymbol{k * \Delta T_m}}$

aus 4.2 die für die Wärmeübertragung erforderliche Fläche berechnet werden.

Die Ergebnisse der Berechnung sind in Tabelle 8 dargestellt.

Symbol	errechneter Wert	Einheit
$\dot{Q}$	10044	kW
$T_{h,o}$	39,12	°C
ΔT_A	28,12	°C
ΔT_B	22	°C
ΔT_m	24,93	°C
A	335,7	m²

Tabelle 8: Ergebnisse der Berechnung des einstufigen Wärmeaustausches

Die große Fläche ist hierbei auf die große zu übertragende Menge an Wärmeenergie zurückzuführen. Des Weiteren wurde durch den Wärmeaustausch der Abwärmestrom #3 beinahe auf seine gewünschte Endtemperatur abgekühlt.

4.2.4. Berechnung des zweistufigen Wärmeaustausches zur Abkühlung der Abwärmeströme #1 und #2 mittels Wärmeaustausch

Zur Berechnung des mehrstufigen Wärmeaustausches wurden die Abwärmeströme #1 und #2 abgekühlt, indem Wärmeenergie auf den Aufwärmestrom #1 übertragen wurde. Die hierbei verwendeten Ströme wurden aus Tabelle 4 und Tabelle 6 entnommen und in Tabelle 9 dargestellt.

Strom	T_{ein}	T_{aus}	Massen-strom	Mittlere Wärmekapazität	Wärmemenge	Medium
#	°C	°C	kg/s	kJ/(kg*K)	kW	
Abw. 1	33	20	828	4,16	-44778,24	Wasser+Säuren
Abw. 2	55	38	57	4,08	-3953,52	Wasser+Säuren
Aufw. 1	11	35	100	4,18	10044	Wasser

Tabelle 9: Verwendete Wärmeströme zur Berechnung des mehrstufigen Wärmeaustausches

Das Prozessfließbild des mehrstufigen Wärmeaustausches ist in Abbildung 37 dargestellt.

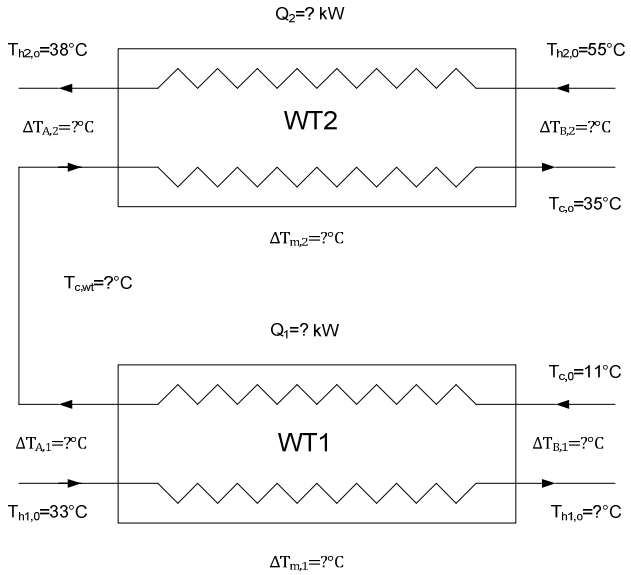

Abbildung 37: Prozessfließbild des mehrstufigen Wärmeaustausches

Hierbei soll die Berechnung so ausgelegt werden, dass der Abwärmestrom #2 auf seine gewünschte Endtemperatur von 38°C abgekühlt wird.

Die im Wärmetauscher 2 übertragene Wärmemenge ist somit auf $\dot{Q}_2$=3953,52kW festgelegt.

Die im Wärmetauscher 1 übertragene Wärmemenge kann somit mittels

F 62: $\boldsymbol{\dot{Q}_1 = \dot{Q}_{auf,ges} - \dot{Q}_2}$

berechnet werden, und beträgt $\dot{Q}_1$=6090,48kW.

Die Endtemperatur des Abwärmestromes #1 und die nötigen Wärmeüberträgerflächen lassen sich analog zu 4.2.3 berechnen.

Die Ergebnisse der Berechnung sind in Tabelle 10 dargestellt.

Symbol	errechneter Wert	Einheit
$\dot{Q}_1$	6090,48	kW
$\dot{Q}_2$	3953,52	kW
$T_{c,wt}$	25,55	°C
$T_{h1,o}$	31,23	°C
$T_{h,wt}$	25,55	°C
$\Delta T_{A,1}$	7,45	°C
$\Delta T_{B,1}$	20,23	°C
$\Delta T_{A,2}$	12,45	°C
$\Delta T_{B,2}$	20	°C
$\Delta T_{m,1}$	12,79	°C
$\Delta T_{m,2}$	15,93	°C
A_1	396,8	m^2
A_2	206,9	m^2

Tabelle 10: Ergebnisse der Berechnung des zweistufigen Wärmeaustausches

Anhand der Ergebnisse der Berechnung der mehrstufigen Erwärmung kann erkannt werden, dass bereits die im Wärmetauscher 1 erforderlichen Flächen jene des Wärmetauschers für einstufige Erwärmung übersteigen. Eine mehrstufige Erwärmung ist somit nicht nur technisch aufwändiger, sondern durch die erforderliche Erhöhung der Wärmetauscherflächen auch teurer.

Für andere ein- und mehrstufige Anwendungen von Wärmetauschern kann analog zu den behandelten Beispielen vorgegangen werden. Das Abkühlen der Abwärmeströme mittels Wärmeaustausch ist somit immer dann möglich, wenn ein Strom zur Verfügung steht, der die abgegebenen Wärmemengen aufnehmen kann. Dieser Strom sollte jedoch auch technisch nutzbar sein.

Symbolverzeichnis:

Parameter	Beschreibung	Einheit
A	Wärmeaustauschfläche	m^2
A_1	Wärmeaustauschfläche für den Wärmetauscher 1	m^2
A_2	Wärmeaustauschfläche für den Wärmetauscher 2	m^2
A_m	Mittlere Wärmeaustauschfläche	m^2
$c_{p,c}$	Wärmekapazität des Aufwärmestromes	kW/kgK
$c_{p,h}$	Wärmekapazität des Abwärmestromes	kW/kgK
k	Wärmedurchgangskoeffizient	kJ/ m^2K

$\dot{m}_c$	Massenstrom des Aufwärmestromes	kg/s
$\dot{m}_h$	Massenstrom des Abwärmestromes	kg/s
$\dot{Q}$	Übertragene Wärmeleistung	kW
$\dot{Q}_1$	Übertragene Wärmeleistung im Wärmetauscher 1	kW
$\dot{Q}_2$	Übertragene Wärmeleistung im Wärmetauscher 2	kW
$\dot{Q}_{auf,ges}$	Übertragene Wärmeleistung in beiden Wärmetauschern	kW
R_m	Wandwiderstand	J/ m^2K
T_{A1}	Temperatur des Stromes 1 auf der Seite A eines Wärmetauschers	°C
T_{A2}	Temperatur des Stromes 2 auf der Seite A eines Wärmetauschers	°C
T_{B1}	Temperatur des Stromes 1 auf der Seite B eines Wärmetauschers	°C
T_{B2}	Temperatur des Stromes 2 auf der Seite B eines Wärmetauschers	°C
$T_{c,0}$	Temperatur des Aufwärmestromes am Wärmetauschereingang	°C
$T_{c,o}$	Temperatur des Aufwärmestromes am Wärmetauscherausgang	°C
$T_{c,wt}$	Temperatur des Aufwärmestromes zwischen den beiden Wärmetauschern	°C
$T_{h1,0}$	Temperatur des Abwärmestromes #1 am Wärmetauschereingang	°C
$T_{h1,o}$	Temperatur des Abwärmestromes #1 am Wärmetauscherausgang	°C
$T_{h2,0}$	Temperatur des Abwärmestromes #2 am Wärmetauschereingang	°C
$T_{h2,o}$	Temperatur des Abwärmestromes #2 am Wärmetauscherausgang	°C
$T_{h,0}$	Temperatur des Abwärmestromes am Wärmetauschereingang	°C
$T_{h,o}$	Temperatur des Abwärmestromes am Wärmetauscherausgang	°C
δ	Schichtdicke des Wärmetauschers	m
λ	Wärmeleitfähigkeit des Wandwerkstoffes	J/mk
α_1	Wärmeübergangskoeffizient für den Wärmeübergang 1	kJ/ m^2K
α_2	Wärmeübergangskoeffizient für den Wärmeübergang 2	kJ/ m^2K
ΔT_A	Temperaturdifferenz an der Seite A des Wärmetauschers	°C
ΔT_B	Temperaturdifferenz an der Seite B des Wärmetauschers	°C
ΔT_m	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz des Wärmetauschers	°C
$\Delta T_{m,1}$	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz des Wärmetauschers 1	°C
$\Delta T_{m,2}$	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz des Wärmetauschers 2	°C

4.3. Analyse der Verwendung der Abwärmeströme zur Bereitstellung von Nutzwärme mit einer Kompressionswärmepumpe

Die Simulation der Verwendung der Abwärmeströme zur Bereitstellung von Nutzwärme in einer Kompressionswärmepumpe wurde mit den Aufwärmestömen #1 und #2 durchgeführt. Die vollständigen Ergebnisse der Simulation der Kompressionswärmepumpe sind in Anhang I.1 aufgelistet.

4.3.1. Verwendete Software zur Simulation der Bereitstellung von Nutzwärme mit einer Kompressionswärmepumpe

Die Analyse der Verwendung der Abwärmeströme zur Bereitstellung von Nutzwärme mit einer Kompressionswärmepumpe wurde mit Hilfe des Engineering Equation Solvers (EES) Version 8.660 von F-Chart Software durchgeführt. EES ist ein Gleichungslöser mit umfassender Stoffdatenbank und mehreren Ausgabeoptionen.

4.3.2. Gewählte Parameter und Kältemittel zur Simulation des Kompressionswärmepumpen-Prozesses

Für die Analyse wurden mittlere logarithmische Temperaturdifferenzen am Verdampfer von ca. 5°C gewählt. Am Kondensator beträgt die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz ca. 10°C ohne zusätzlichen Wärmetauscher, der in 4.3.5 beschrieben wird. Mit dem zusätzlichen Wärmetauscher beträgt die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz am Kondensator auch ca. 5°C da der Aufwärmestrom bereits vorgewärmt wurde. Die höhere logarithmische Temperaturdifferenz am Kondensator wurde gewählt, da das Kältemittel beim Eintritt in den Wärmetauscher überhitzt ist. Der Großteil der zur Verfügung gestellten Enthalpie wird bei einer niedrigeren Temperatur abgegeben. Eine Erklärung folgt in Kapitel 4.3.5 bei der Auswertung. Alle Wärmetauscher wurden als Gegenstromwärmetauscher ausgelegt. Der Isentropenwirkungsgrad der Pumpe wurde mit 60% angenommen. Im Isentropenwirkungsgrad der Pumpe sind auch Druckverluste des Rohrleitungssystemes berücksichtigt. Die Werte wurden in Anlehnung an die Simulationen des ORC Prozesses nach Dai, Wang & Gao [2009] gewählt.

Es wurden Simulationen mit den Kältemitteln Ammoniak, R134a, R152a und R236fa durchgeführt. Die Stoffdaten der einzelnen Stoffe wurden mittels EES berechnet. Die genauen Methoden zur Berechnung der einzelnen Stoffdaten werden in Anhang II behandelt.

Zusätzlich wurden folgende Annahmen getroffen:

- am Ende des Verdampfers ist gerade das gesamte Kältemittel verdampft. Es liegt lediglich Sattdampf vor.
- am Ende des Kondensators ist gerade das gesamte Kältemittel kondensiert.
- die Druckreduktion im Ventil erfolgt verlustfrei

Es wurden die Aufwärmeströme #1 und #2 aus Tabelle 6 simuliert. Zum Betrieb des Verdampfers der Wärmepumpe wurden folgende Abwärmeströme in dieser Simulation verwendet.

Abwärme-strom	T_{ein}	T_{aus}	Massen-strom	mittlere Wärmekapazität	abzuführende Wärmemenge	Medium
#	°C	°C	kg/s	kJ/(kg*K)	kW	
1	33	20	828	4,16	44778,24	Wasser+Säuren
3	57	37	135	4,16	11232	Wasser+Säuren

Tabelle 11: Zur Simulation der Kompressionswärmepumpe verwendete Abwärmeströme

Diese beiden Ströme wurden aufgrund der hohen abzuführenden Wärmemengen gewählt. Ein weiterer Grund für die Auswahl waren die für die Simulationen passenden Temperaturniveaus der Abwärmeströme.

4.3.3. Eingabe der Systemgleichungen für die Simulation der Kompressionswärmepumpe

Um ein System im Engineering Equation Solver zu simulieren, müssen im Equations Window die beschreibenden Gleichungen eingegeben werden. Ein Beispiel einer solchen Eingabe ist in Abbildung 38 gezeigt.

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

```
"! Pumpe"
T[1]=T_c_i-DELTA_T_evap_a          "Temperatur am Pumpeneingang"
x[1]=1                             "Sattdampf am Pumpeneingang"
P[1]=pressure(R$;T=T[1];x=x[1])    "Zustandsgrößen am Punkt 1"
h[1]=enthalpy(R$;T=T[1];x=x[1])
s[1]=entropy(R$;T=T[1];x=x[1])
P[2]=pressure(R$;T=T[4];x=0)       "Kondensatordruck"
h_2_ID=ENTHALPY(R$;P=P[2];s=s[1])  "Idealenthalphie für isentrope Kompression"
q_c_ID=(h_2_ID-h[1])               "Isentrope Pumpenleistung"
"Eff=0,6"                          "Isentropenwirkungsgrad der Pumpe (inaktiv da Eingabe im Diagram Fenster)"
q_c=q_c_ID/Eff                     "Definition des Isentropenwirkungsgrades der Pumpe"
W_f=q_c*m_dot_f                    "Pumpenleistung"
h[2]=h[1]+q_c                      "Entropie des Zustandes 2 für adiabate Zustandsänderung"
s[2]=entropy(R$;h=h[2];P=P[2])     "Zustandsgrößen am Punkt 2"
T[2]=temperature(R$;h=h[2];P=P[2])
x[2]=quality(R$;h=h[2];P=P[2])

"!Kondensator"
P[3]=P[2]                          "Isobarer Prozessschritt"
x[3]=1                             "Sattdampf im Prozesschritt 3"
h[3]=enthalpy(R$;P=P[3];x=x[3])    "Zustandsgrößen am Punkt 3"
s[3]=entropy(R$;x=x[3];P=P[3])
T[3]=temperature(R$;x=x[3];P=P[3])
T[4]=T_h_o+2
T[4]=T_h_i+DELTA_T_con_a           "Temperatur am Kondensatoreingang (aus Randbedingungen)"
P[4]=P[2]                          "Druckänderung am Kondensator vernachlässigbar"
h[4]=enthalpy(R$;T=T[4];x=0)       "Zustandsgrößen am Punkt 4"
s[4]=entropy(R$;T=T[4];x=0)
q_Con=h[2]-h[4]                    "Energiebilanz am Kondensator"
m_dot_f=Q_dot_con/q_Con            "erforderlicher Kältemittelmassenstrom"

"!Ventil"
h[5]=h[4]                          "Isenthalpe Zustandänderung am Ventil"
x[5]=quality(R$;h=h[5];P=P[5])     "Zustandsgrößen im Punkt 5"
s[5]=entropy(R$;h=h[5];P=P[5])
T[5]=temperature(R$;h=h[5];P=P[5])

"!Verdampfer"
P[5]=P[1]                          "[kPa] Druckdifferenz am Verdampfer vernachlässigbar"
q_Evap=h[1]-h[5]                   "[kJ/kg] Energiebilanz am Verdampfer"
Q_dot_evap=m_dot_f*q_Evap          "Übertragene Wärmemenge im Kältemittel"
COP=abs(q_con/q_c)                 "Deffinition der Leitungszahl COP"

"!Wärmetauscher Verdampfer"
```

Abbildung 38: Eingabemaske des EES

Hierbei muss eine spezielle Schreibweise verwendet werden, um die gewünschten Resultate bei der Ausgabe zu erzielen. Um die Übersichtlichkeit zu gewährleisten, wurde das System in die einzelnen verfahrenstechnischen Schritte unterteilt. Zusätzlich wurden Kommentare angefügt um die eventuelle Fehlersuche und die Interpretation der Gleichungen zu erleichtern.

Um die eingegeben Gleichungen mit EES übersichtlicher darzustellen, ist eine ansehnlichere Ausgabe mit Hilfe des Formated Equations Window möglich. Die Variablen werden dabei gemäß ihrer Eingabe formatiert (in Abbildung 39 dargestellt).

Abbildung 39: Formatierte Gleichungen im EES

Nachfolgend werden die Eingaben, die für die einzelnen Verfahrensschritte vorgenommen wurden, dargestellt. Die Variable R$ bezieht sich hierbei auf das jeweilige Kältemittel, welches im Diagram Window umgestellt werden kann.
Das Diagram Window wird bei der Ausgabe der Werte genauer beschrieben und dargestellt.
Die Gleichungen der Zustandsänderung in der Pumpe wurden wie in F 63 bis F 76 beschrieben eingegeben.

F 63: $T_1 = T_{c;i} - \Delta T_{;evap;a}$

F 64: $x_1 = 1$

F 65: $P_1 = \mathbf{P}\,(R\$\,;\,T=T_1\,;\,x=x_1)$

F 66: $h_1 = \mathbf{h}(R\$; T = T_1 ; x = x_1)$

F 67: $s_1 = \mathbf{s}(R\$; T = T_1 ; x = x_1)$

F 68: $P_2 = \mathbf{P}(R\$; T = T_4 ; x = 0)$

F 69: $h_{2;ID} = \mathbf{h}(R\$; P = P_2 ; s = s_1)$

F 70: $q_{c;ID} = h_{2;ID} - h_1$

F 71: $q_c = \frac{q_{c;ID}}{Eff}$

F 72: $W_f = q_c \cdot \dot{m}_f$

F 73: $s_2 = \mathbf{s}(R\$; h = h_2 ; P = P_2)$

F 74: $h_2 = h_1 + q_c$

F 75: $T_2 = \mathbf{T}(R\$; h = h_2 ; P = P_2)$

F 76: $x_2 = \mathbf{x}(R\$; h = h_2 ; P = P_2)$

F 65 bis F 67 stellen hierbei die Abfrage der Zustandsgrößen aus der Stoffdatenbank des EES dar. Die Variable R$ wurde, wie bereits erwähnt, verwendet, um die Simulation mit mehreren Kältemitteln durchführen zu können.

Die Gleichungen für den Kondensator der Kompressionswärmepumpe sind in F 77 bis F 88 dargestellt.

F 77: $P_3 = P_2$

F 78: $x_3 = 1$

F 79: $h_3 = \mathbf{h}(R\$; P = P_3 ; x = x_3)$

F 80: $s_3 = \mathbf{s}(R\$; x = x_3 ; P = P_3)$

F 81: $T_3 = \mathbf{T}(R\$; x = x_3 ; P = P_3)$

F 82: $T_4 = T_{h;o} + 2$

F 83: $T_4 = T_{h;i} + \Delta T_{;con;a}$

F 84: $P_4 = P_2$

F 85: $h_4 = \mathbf{h}(R\$; T = T_4 ; x = 0)$

F 86: $s_4 = \mathbf{s}(R\$; T = T_4 ; x = 0)$

F 87: $q_{Con} = h_2 - h_4$

F 88: $\dot{m}_f = \frac{\dot{Q}_{con}}{q_{Con}}$

Die Gleichungen zur Beschreibung der Zustandsänderungen am Drosselventil sind in F 89 bis F 92 dargestellt.

F 89: $h_5 = h_4$

F 90: $x_5 = \mathbf{x}(R\$; h = h_5 ; P = P_5)$

F 91: $s_5 = \mathbf{s}(R\$; h = h_5 ; P = P_5)$

F 92: $T_5 = \mathbf{T}(R\$; h = h_5 ; P = P_5)$

F 93 bis F 96 zeigen die Gleichungen, welche zur Beschreibung der Zustandsänderungen am Verdampfer der Kompressionswärmepumpe verwendet wurden.

F 93: $P_5 = P_1$

F 94: $q_{Evap} = h_1 - h_5$

F 95: $\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_f \cdot q_{Evap}$

F 96: $$COP = \left| \frac{q_{Con}}{q_c} \right|$$

Die Wärmetauscher des Verdampfers und Kondensators der Kompressionswärmepumpe wurden ebenfalls durch Zustandsgleichungen beschrieben, welche in F 97 bis F 103 dargestellt sind. Leider konnte die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz nicht als Parameter eingegeben werden, weil EES keine Konvergenz bei logarithmischen Gleichungen erzielen konnte. Deshalb wurden die Temperaturdifferenzen an den Wärmetauschern über den Kältemittelkreislauf berechnet. Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz wurde daraus ermittlet. Die Temperaturdifferenzen am Wärmetauscher wurden hierbei so groß gewählt, dass eine ausreichende Wärmeübertragung als gegeben angenommen werden kann.

F 97: $$\Delta_{T;evap;a} = 6{,}5$$

F 98: $$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_c \cdot c_{p;c} \cdot (T_{c;i} - T_{c;o})$$

F 99: $$\Delta_{T;evap;b} = T_{c;o} - T_5$$

F 100: $$\Delta_{T;m;evap} = \frac{\Delta_{T;evap;a} - \Delta_{T;evap;b}}{\ln\left[\frac{\Delta_{T;evap;a}}{\Delta_{T;evap;b}}\right]}$$

F 101: $$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_h \cdot c_{p;h} \cdot (T_{h;o} - T_{h;i})$$

F 102: $$\Delta_{T;con;b} = T_2 - T_{h;o}$$

F 103: $$\Delta_{T;m;con} = \frac{\Delta_{T;con;a} - \Delta_{T;con;b}}{\ln\left[\frac{\Delta_{T;con;a}}{\Delta_{T;con;b}}\right]}$$

Für einige Parameter war eine Einschränkung der möglichen Ergebnisse auf positive Werte nötig, um die Berechnung zu ermöglichen. EES bietet in diesem Fall die Möglichkeit, minimale und maximale Werte für die einzelnen Variablen zu fixieren, sowie einen Startwert für die Berechnung anzugeben. Dies wird in der VARIABLE INFO

des EES durchgeführt. Dort können auch Einheiten für Variablen angegeben oder korrigiert werden, falls EES diese nicht automatisch oder falsch zugewiesen hat.

EES überprüft, ob die Gleichungen mit den vorgenommen Einstellungen lösbar sind und macht auf vorhandene Fehleingaben wie zu viele oder zu wenige Gleichungen für die eingegebenen Parameter aufmerksam. Dabei werden die Eingabeparameter sowohl aus dem Equations Window als auch aus dem Diagram Window übernommen. In dieser Simulation wurden die Eingaben der bekannten Werte im Diagram Window vorgenommen, wie in 4.3.4 gezeigt wird.

Zur Simulation der beiden zusätzlichen Wärmetauscher in Kapitel 4.3.6 wurden die in F 104 bis F 114 eingegebenen Gleichungen verwendet.

F 104: $\Delta_{T;wt;a} = 2$

F 105: $T_{h;i} = T_{c;o} - \Delta_{T;wt;a}$

F 106: $T_{c;a} - T_{h;0} = \Delta_{T;wt;b}$

F 107: $\dot{Q}_{wt} = (T_{h;i} - T_{h;0}) \cdot \dot{m}_h \cdot c_{p;h}$

F 108: $\dot{Q}_{wt} = (T_{c;o} - T_{c;a}) \cdot \dot{m}_c \cdot c_{p;c}$

F 109: $$\Delta_{T;m;wt} = \frac{\Delta_{T;wt;a} - \Delta_{T;wt;b}}{\ln\left[\frac{\Delta_{T;wt;a}}{\Delta_{T;wt;b}}\right]}$$

F 110: $\dot{Q}_{wt2} = (T_{h;i} - T_{h;wt}) \cdot \dot{m}_h \cdot c_{p;h}$

F 111: $\dot{Q}_{wt2} = (T_{wt2;i} - T_{wt2;o}) \cdot \dot{m}_{wt2} \cdot c_{p;wt2}$

F 112: $\Delta_{T;wt2;a} = T_{wt2;o} - T_{h;wt}$

F 113: $\Delta_{T;wt2;b} = T_{wt2;i} - T_{h;i}$

F 114: $$\Delta_{T;m;wt2} = \frac{\Delta_{T;wt2;a} - \Delta_{T;wt2;b}}{\ln\left[\frac{\Delta_{T;wt2;a}}{\Delta_{T;wt2;b}}\right]}$$

4.3.4. Die Eingabe der bekannten Werte und Ausgabe der berechneten Werte im Diagram Window des EES

Das Diagram Window des EES wurde als Eingabefenster für alle aus den Stoffströmen stammenden Werte gewählt. Der Pumpenwirkungsgrad wurde ebenfalls im Diagram Window eingegeben. Auch das jeweils auszuwertende Kältemittel, welches durch die Variable R$ dargestellt wurde, wurde im Diagram Window eingestellt.

Das Diagram Window der Simulation des Wärmepumpenkreislaufes für Ammoniak stellt sich beispielsweise wie in Abbildung 40 dar. Der in den Berechnungen auftretende Zustandspunkt 3 ist hierbei nicht sichtbar, da es sich um den Sattdampfpunkt im Kondensator handelt. Dieser wurde nur für die korrekte Darstellung in den T-s-Diagrammen benötigt.

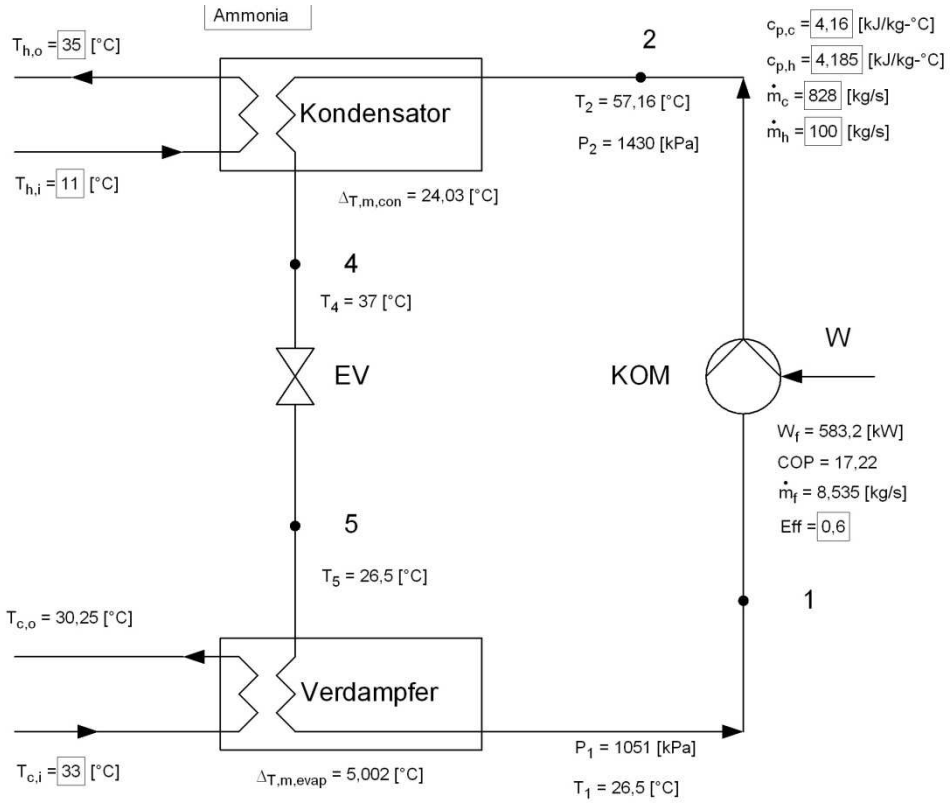

Abbildung 40: Diagram Window der Simulation des Wärmepumpenprozesses für Ammoniak

Hierbei sind alle Eingabeparameter durch die Umrandung der Eingabemaske zu erkennen. Die Ausgabewerte weisen diese Umrandung nicht auf und wurden durch EES berechnet. Die Darstellungsmaske des Prozesses wurde in MS VISIO erstellt und stimmt

mit der Darstellung des Prozesses in Abbildung 2 überein. Es wurde lediglich mehr Platz in der Darstellung geschaffen, um die Werte anschaulich unterzubringen.

Da die Temperaturen des Auf- und des Abwärmestromes für unterschiedliche Kältemittel gleich blieben, ändern sich lediglich die ermittelten Ergebnisse. In Abbildung 41, sind die Ergebnisse für das Kältemittel R134a dargestellt.

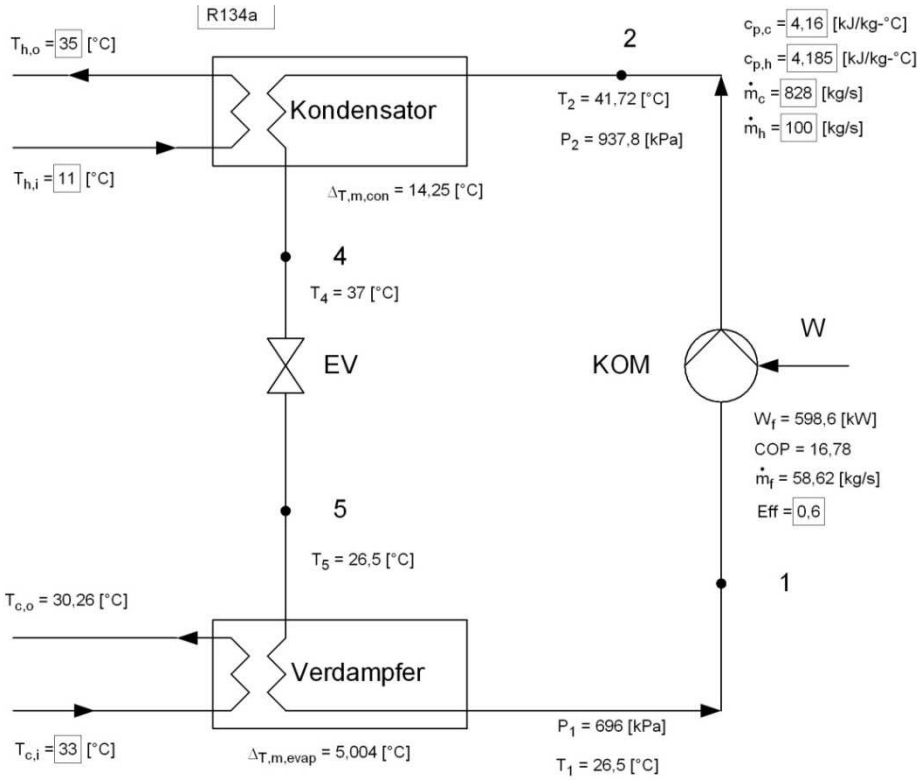

Abbildung 41: Diagram Window der Simulation des Wärmepumpenprozesses für das Kältemittel R134a

4.3.5. Ergebnisse der Simulation der Aufheizung der Stoffströme mittels Kompressionswärmepumpe für den Aufwärmestrom #1

Die Erwärmung des Aufwärmestromes #1 wurde mit einem Kompressionswärmepumpenprozess simuliert, der im Verdampfer einen Anteil der Wärmeenergie des Abwärmestromes #1 nutzt. (Tabelle 4; Tabelle 6)

Die hierbei gemachten, in Kapitel 4.3.2 beschriebenen Eingaben, sind in Abbildung 42 ersichtlich. Die Temperaturdifferenzen an den Wärmetauschern wurden, wie in Kapitel 4.3.2 beschrieben, gewählt.

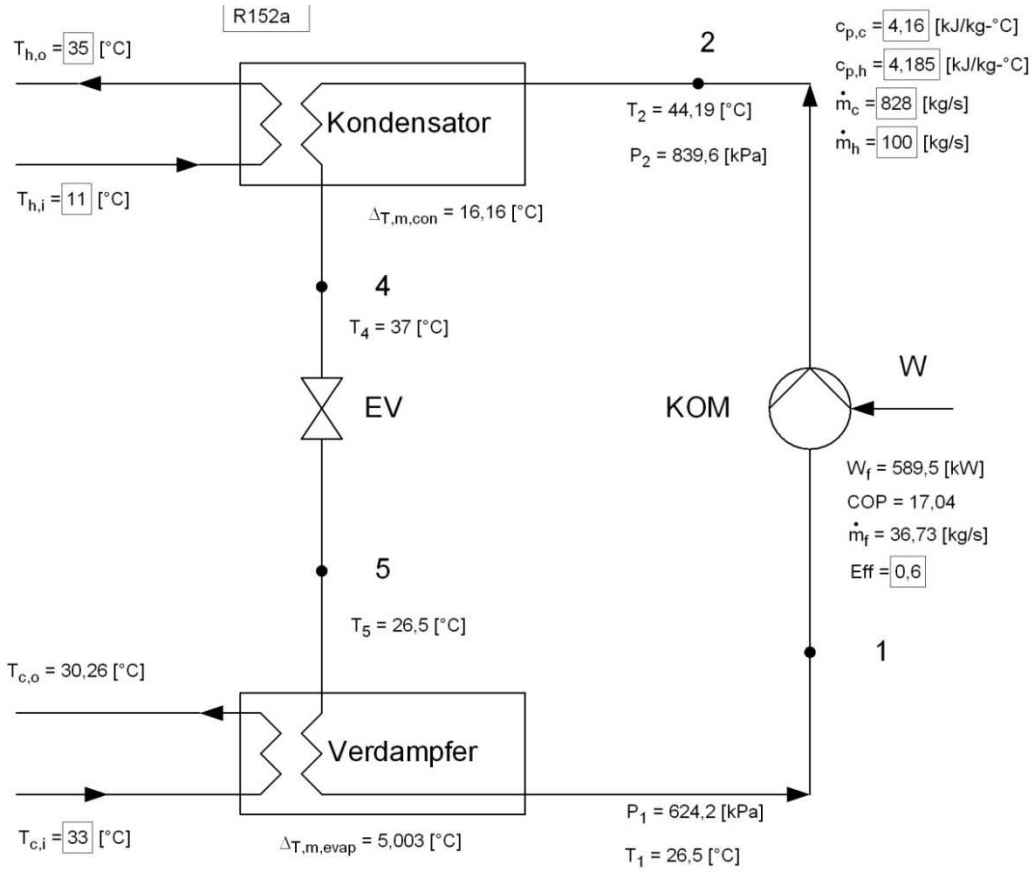

Abbildung 42: Diagram Window der Simulation des Wärmepumpenprozesses für das Kältemittel R152a

Die Simulation wurde für die Kältemittel Ammoniak, R134a, R152a und R236fa durchgeführt. Die Beschreibung der Kältemittel wurde in 2.2.3 bereits behandelt.

Der Vollständigkeit halber zeigt Abbildung 43 das Diagram Window mit den getätigten Eingaben für das Kältemittel R236fa.

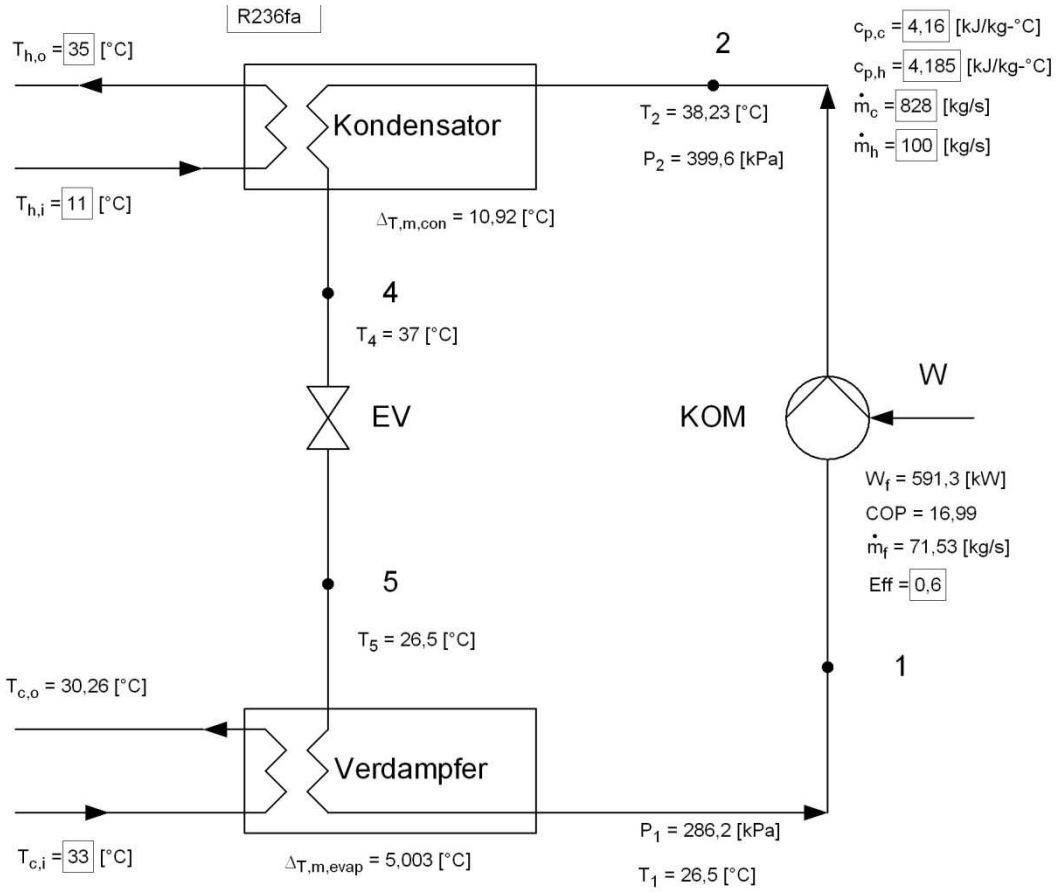

Abbildung 43: Diagram Window der Simulation des Wärmepumpenprozesses für das Kältemittel R236fa

Die relevanten Werte für die einzelnen Kältemittel sind in Tabelle 12 dargestellt.

Kältemittel	COP	$\dot{m}_f$	W_f
		[kg/s]	[kW]
Ammoniak	17,22	8,54	583,2
R134a	16,78	58,62	598,6
R152a	17,04	36,73	589,5
R236fa	16,99	71,53	591,3

Tabelle 12: Ergebnisse der Simulation des Kompressionswärmepumpenprozesses für den Aufwärmestrom #1

Hierbei zeigt sich dass die Kältemittel hinsichtlich der zu erwartenden Leistungszahl für diesen Prozess sehr ähnlich sind. Die Massenströme unterscheiden sich jedoch auffallend. Vor allem Ammoniak fällt mit einem sehr geringen Massenstrom auf. Weiters fallen die extrem hohen Werte der Leistungszahlen auf, die auf die geringen Temperaturdifferenzen im Prozess zurückzuführen sind.

Die mit F 3: $\epsilon_0 = \mathbf{0,5} * \frac{T_0}{T_1 - T_0}$

und F 2: $\epsilon_1 \sim \frac{T_0}{T_1 - T_0}$

aus 2.2.2 berechnete Leistungszahl beträgt für die simulierten Kältemittel die in Tabelle 13 dargestellten Werte.

Kältemittel	COP (F 3)	COP (F 2)
Ammoniak	13,05	26,11
R134a	13,05	26,11
R152a	13,05	26,11
R236fa	13,05	26,11

Tabelle 13: Leistungszahlen für die Aufwärmung des Aufwärmestrom #1 berechnet mit der Auslegungsformel und der Formel für den maximal möglichen COP

Die Ergebnisse der Simulation sind hierbei höher als die Ergebnisse der Auslegungsformel, wie Abbildung 44 zeigt. Dies könnte durch die geringen Temperaturdifferenzen des Prozesses erklärbar sein, wodurch der in der Auslegeformel angenommene Verlustfaktor höher zu tragen kommt. Außerdem sind die Verluste in den Rohrleitungen und im Kondensator in der Simulation nur im Wirkungsgrad des Kompressors berücksichtigt. Die vollständigen Ergebnisse der Simulation der Kompressionswärmepumpe sind in Anhang I.1 aufgelistet.

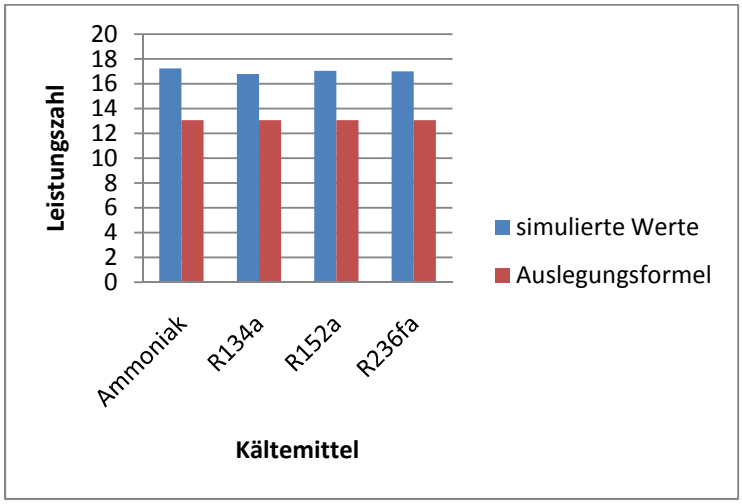

Abbildung 44: Vergleich der Simulierten Werte mit den Ergebnissen der Auslegungsformel für die Aufwärmung des Aufwärmestromes #1 mittels Kompressionswärmepumpe

EES ermöglicht es auch die einzelnen Prozessschritte in einem dem Kältemittel zuordenbaren T-s-Diagramm darzustellen. Abbildung 45 bis Abbildung 48 beschreiben die Prozesse der einzelnen Kältemittel.

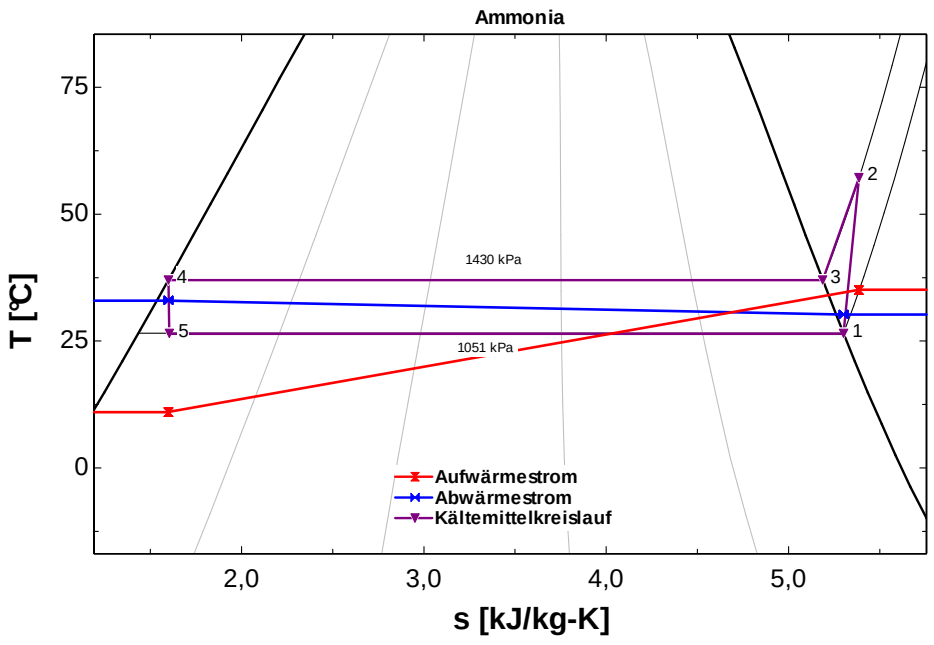

Abbildung 45: Darstellung des Wärmepumpenprozesses für den Aufwärmestrom #1 mit dem Kältemittel Ammoniak. Der Verlauf des Auf-und Abwärmestrom ist rein qualitativ!

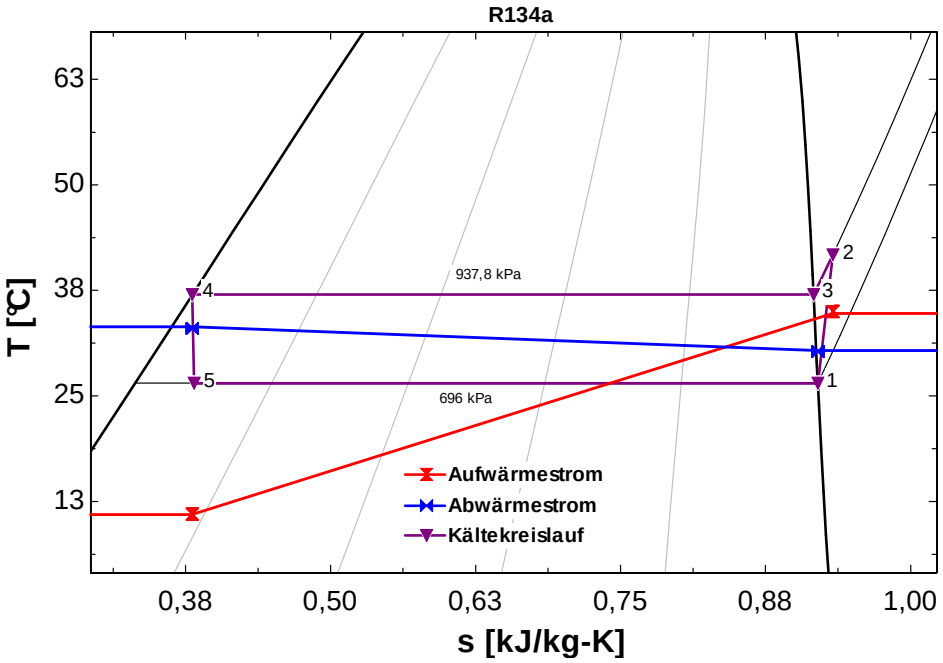

Abbildung 46: Darstellung des Wärmepumpenprozesses für den Aufwärmestrom #1 mit dem Kältemittel R134a. Der Verlauf des Auf-und Abwärmestrom ist rein qualitativ!

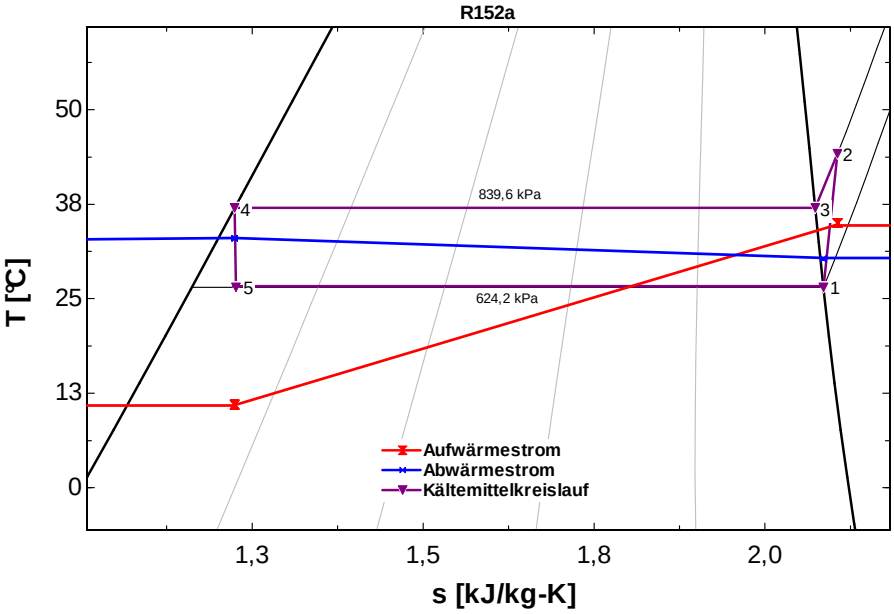

Abbildung 47: Darstellung des Wärmepumpenprozesses für den Aufwärmestrom #1 mit dem Kältemittel R152a. Der Verlauf des Auf-und Abwärmestrom ist rein qualitativ!

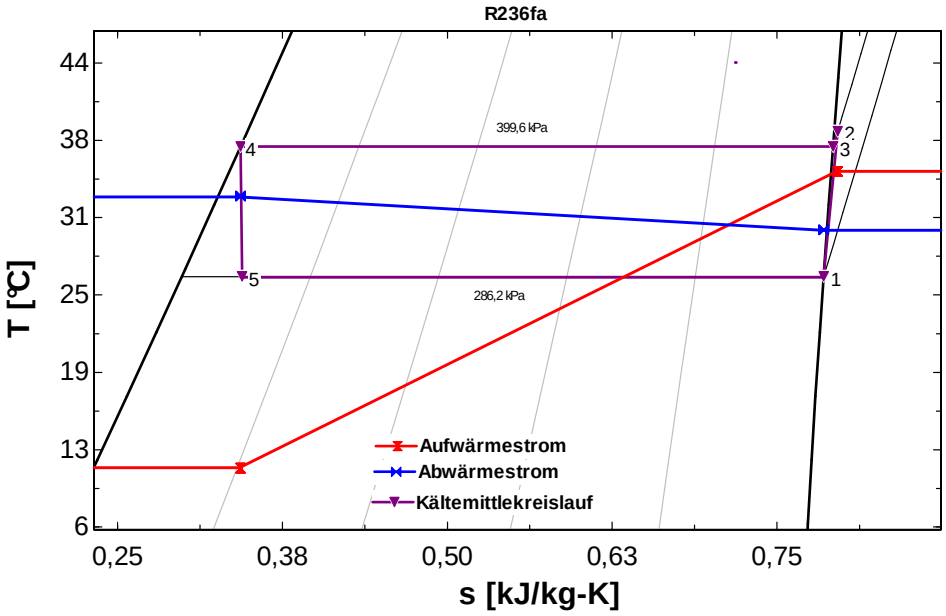

Abbildung 48: Darstellung des Wärmepumpenprozesses für den Aufwärmestrom #1 mit dem Kältemittel R236fa. Der Verlauf des Auf-und Abwärmestrom ist rein qualitativ!

In Abbildung 48 ist ersichtlich, dass das Kältemittel R236fa ein retrogrades Fluid ist. Des Weiteren kann der Grund für die notwendige höhere Temperaturdifferenz im Kondensatorwärmetauscher erkannt werden. Die Temperaturdifferenz zwischen dem Kältemittel und dem Aufwärmestrom im Punkt 2 des Kältemittelkreislaufes am Eingang

des Kondensators ist sehr gering. Dadurch musste die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz im Kondensator höher angenommen werden. Die in Abbildung 45 bis Abbildung 48 eingetragenen Temperaturverläufe des Auf-und Abwärmestromes sollen lediglich den Temperaturverlauf in den Wärmetauschern des Kondensators und des Verdampfers darstellen. Es ist hierbei darauf zu achten, dass keinesfalls der Entropieverlauf der Wärmeströme korrekt wiedergegeben wird. Jedoch lassen sich die für die Wärmeübertragung nötigen Temperaturdifferenzen so vorteilhaft darstellen. In Abbildung 45 zeigt sich durch die vergleichsweise hohe Steigung der Isobaren im Überhitzungsgebiet, dass die spezifische Wärmekapazität des Ammoniaks im Überhitzungsgebiet relativ hoch ist. Dadurch spielt der Wirkungsgrad der Kältemittelumpe bei Ammoniak eine höhere Rolle als bei den anderen Kältemitteln. Die Überhitzung des Kältemittels ist bei Ammoniak auch am größten, wodurch die Wärmeübertragung im Kondensator vorteilhaft ist.

Die hier simulierten Aufwärmeanwendungen für die Kompressionswärmepumpe lassen sich jedoch leichter mit Wärmetauschern verwirklichen, wie in den Kapiteln 4.2.3 und 4.2.4 gezeigt wurde. Eine Kompressionswärmepumpe zur Aufwärmung des Aufwärmestromes #1 ist also nicht nötig und würde lediglich höhere Anlagenkosten verursachen.

4.3.6. Ergebnisse der Simulation der Aufheizung der Stoffströme mittels Kompressionswärmepumpe für den Aufwärmestrom #2

Bei der Simulation der Aufwärmung des Aufwärmestromes #2 wurden zusätzliche Wärmetauscher verwendet, um den Aufwärmestrom #2 vorzuwärmen. Zusätzliche Vorwärmung des Aufwärmestromes #2 wurde durch Verwendung des Abwärmestromes #3 in einem zweiten Wärmetauscher erzielt. Abwärmestrom #3 wurde aufgrund seiner hohen abzugebenden Wärmemengen und des passenden Temperaturbereiches gewählt. Das Kältemittel wurde im Verdampfer durch den Abwärmestrom#1 verdampft. Dies war nötig, da kein wärmerer Abwärmestrom die nötige Wärmeenergie aufweist, um den Verdampfer zu betreiben.

Das Diagram Window mit den Ergebnissen des Prozesses ist in Abbildung 49 dargestellt.

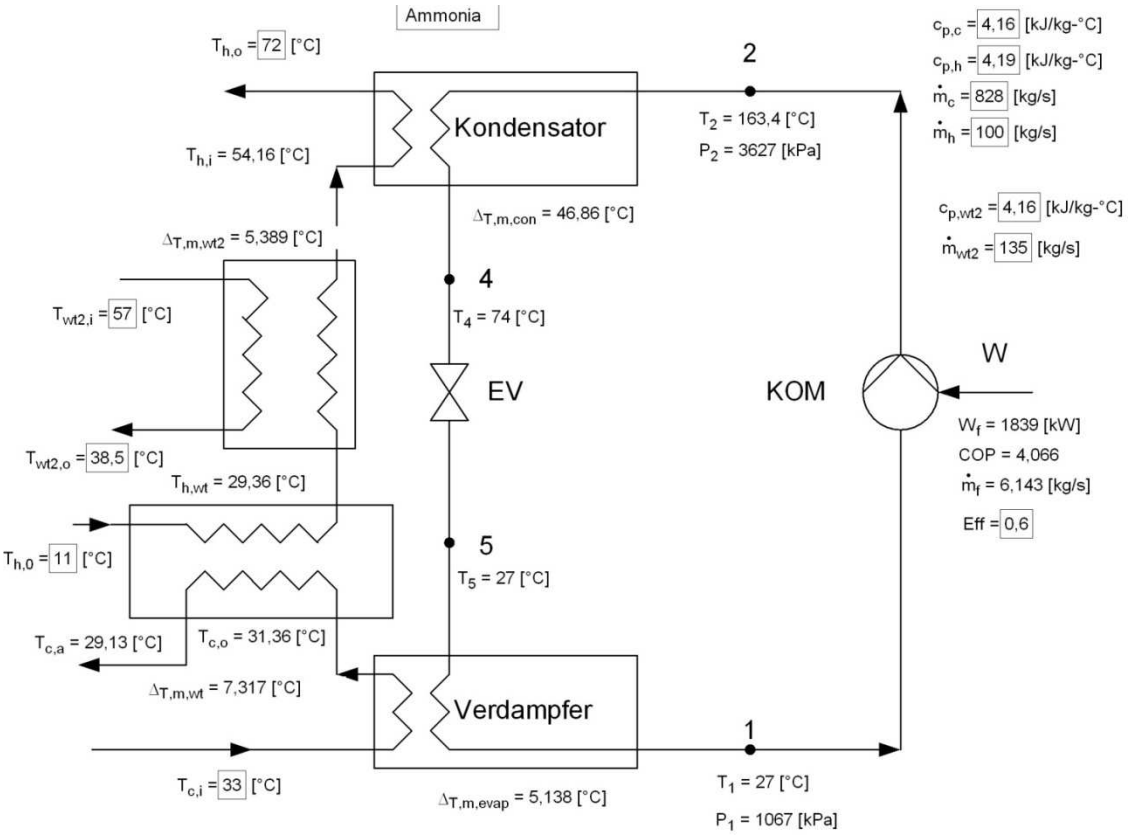

Abbildung 49: Diagram Window der Simulation des Wärmepumpenprozesses zur Aufwärmung des Aufwärmestromes #2 mit zusätzlichen Wärmetauschern für das Kältemittel Ammoniak

Wie zu erwarten war, fielen die Leistungszahlen weit geringer aus als bei der Erwärmung des Aufwärmestromes #1. Dies ist durch die höhere Temperaturdifferenz im Kältemittelkreislauf erklärbar. Trotzdem konnte durch den Einsatz des zweiten Wärmetauschers der Leistungsbedarf der Pumpe gering gehalten werden. Dies fällt im Vergleich zur gesamten im Aufwärmestrom #2 aufgenommenen Energie, welche in Tabelle 6 mit 25,6MW dargestellt ist, auf.

Die Ergebnisse der einzelnen Kältemittel sind in Tabelle 14 dargestellt.

Kältemittel	COP	$\dot{m}_f$	W_f
		[kg/s]	[kW]
Ammoniak	4,07	6,14	1839
R134a	3,56	52,5	2089
R152a	3,84	30,1	1942
R236fa	3,61	65,8	2062

Tabelle 14: Ergebnisse der Simulation des Kompressionswärmepumpenprozesses für den Aufwärmestrom #2 mit zusätzlichen Wärmetauschern

Die mit F 3: $\epsilon_{\mathbf{0}} = \mathbf{0,5} * \frac{T_0}{T_1 - T_0}$

und F 2: $\epsilon_{\mathbf{1}} \sim \frac{T_0}{T_1 - T_0}$

aus 2.2.2 berechnete Leistungszahl beträgt für die simulierten Kältemittel, die in Tabelle 15 dargestellten Werte.

Kältemittel	COP (F 3)	COP (F 2)
Ammoniak	3,7	7,39
R134a	3,7	7,39
R152a	3,7	7,39
R236fa	3,7	7,39

Tabelle 15: Leistungszahlen für die Aufwärmung des Aufwärmestrom #2 berechnet mit der Auslegungsformel und der Formel für den maximal möglichen COP

Erneut zeigt sich, dass die Leistungszahlen aus der Simulation höher ausfallen als die Leistungszahlen der Auslegungsformel. Dies kann entweder aufgrund zu gering angenommener Verluste im System erklärt werden, oder mit der Ungenauigkeit des Verlustfaktors 0,5 in der Auslegungsformel. Jedenfalls scheint die Auslegeformel für größere Temperaturunterschiede genauere Werte zu liefern, wie Abbildung 50 zeigt. Die vollständigen Ergebnisse der Simulation der Kompressionswärmepumpe sind in Anhang I.1 aufgelistet.

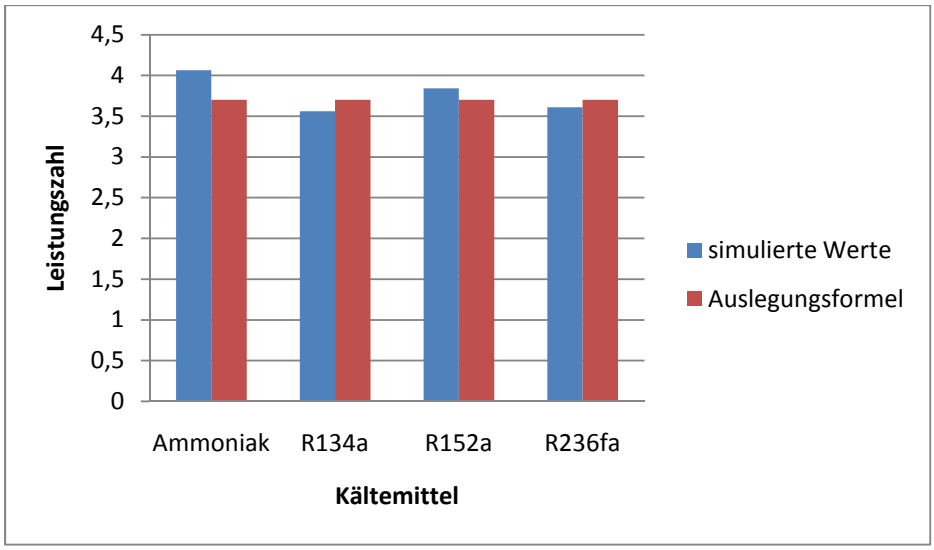

Abbildung 50: Vergleich der simulierten Werte mit den Ergebnissen der Auslegungsformel für die Aufwärmung des Aufwärmestromes #2 mittels Kompressionswärmepumpe mit zusätzlichen Wärmetauschern

Symbolverzeichnis:

Parameter	Beschreibung	Einheit
COP	Leistungszahl des Prozesses	-
$c_{p,c}$	mittlere Wärmekapazität des Abwärmestromes	kJ/kg*K
$c_{p,h}$	mittlere Wärmekapazität des Abwärmestromes	kJ/kg*K
$c_{p,wt2}$	mittlere Wärmekapazität des Abwärmestromes, der im zweiten Wärmetauscher verwendet wird	kJ/kg*K
Eff	Wirkungsgrad der Pumpe incl. Reibungsverluste des Systems	-
h_1	Enthalpie des Kältemittels im Prozessschritt 1	kJ/kg
h_2	Enthalpie des Kältemittels im Prozessschritt 2	kJ/kg
h_3	Enthalpie des Kältemittels im Prozessschritt 3	kJ/kg
h_4	Enthalpie des Kältemittels im Prozessschritt 4	kJ/kg
h_5	Enthalpie des Kältemittels im Prozessschritt 5	kJ/kg
$h_{2,id}$	Enthalpie des Kältemittels nach einer idealen Pumpe	kJ/kg
$\dot{m}_c$	Massenstrom des Abwärmestromes	kg/s
$\dot{m}_f$	Massenstrom des Kältemittels	kg/s
$\dot{m}_h$	Massenstrom des Aufwärmestromes	kg/s
$\dot{m}_{wt2}$	Massenstrom des Abwärmestromes, der im zweiten Wärmetauscher verwendet wird	kg/s
P1	Druck des Kältemittels im Prozessschritt 1	kPa
P2	Druck des Kältemittels im Prozessschritt 2	kPa
P3	Druck des Kältemittels im Prozessschritt 3	kPa
P4	Druck des Kältemittels im Prozessschritt 4	kPa
P5	Druck des Kältemittels im Prozessschritt 5	kPa
q_c	auf das Kältemittel übertragene Enthalpie bei reeller Pumpe	kJ/kg

q_{con}	vom Kältemittel abgegebene Enthalpie im Kondensator	kJ/kg
q_{c_id}	auf das Kältemittel übertragene Enthalpie bei idealer Pumpe	kJ/kg
$\dot{Q}_{con}$	im Kondensator übertragene Wärmemenge	kW
$\dot{Q}_{evap}$	im Verdampfer übertragene Wärmemenge	kW
$\dot{Q}_{wt}$	im Wärmetauscher übertragene Wärmemenge	kW
$\dot{Q}_{wt2}$	im Wärmetauscher 2 übertragene Wärmemenge	kW
q_{evap}	auf das Kältemittel übertragene Enthalpie im Verdampfer	kJ/kg
R$	Variable zur Einstellung des Kältemittels	
s_1	Entropie des Kältemittels im Prozessschritt 1	kJ/kgK
s_2	Entropie des Kältemittels im Prozessschritt 2	kJ/kgK
s_3	Entropie des Kältemittels im Prozessschritt 3	kJ/kgK
s_4	Entropie des Kältemittels im Prozessschritt 4	kJ/kgK
s_5	Entropie des Kältemittels im Prozessschritt 5	kJ/kgK
T_1	Temperatur des Kältemittels im Prozessschritt 1	°C
T_2	Temperatur des Kältemittels im Prozessschritt 2	°C
T_3	Temperatur des Kältemittels im Prozessschritt 3	°C
T_4	Temperatur des Kältemittels im Prozessschritt 4	°C
T_5	Temperatur des Kältemittels im Prozessschritt 5	°C
$T_{c,a}$	Endtemperatur des Abwärmestromes	°C
$T_{c,i}$	Temperatur des Abwärmestromes am Verdampfereingang	°C
$T_{c,o}$	Temperatur des Abwärmestromes am Verdampferausgang	°C
$T_{h,0}$	Ursprungstemperatur des Aufwärmestromes	°C
$T_{h,i}$	Temperatur des Aufwärmestromes am Kondensatoreingang	°C
$T_{h,o}$	Temperatur des Aufwärmestromes am Kondensatorausgang	°C
$T_{h,wt}$	Temperatur des Aufwärmestromes nach dem ersten Wärmetauscher	°C
T_{wt2i}	Anfangstemperatur des Abwärmestromes, der im zweiten Wärmetauscher verwendet wurde	°C
T_{wt2o}	Endtemperatur des Abwärmestromes, der im zweiten Wärmetauscher verwendet wurde	°C
Wf	Erforderliche Leistung der Kältemittelpumpe	kW
x_1	Dampfanteil des Kältemittels im Prozessschritt 1	-
x_3	Dampfanteil des Kältemittels im Prozessschritt 3	-
x_5	Dampfanteil des Kältemittels im Prozessschritt 5	-
$\Delta T_{con,a}$	Temperaturdifferenz an der Seite A des Kondensatorwärmetauschers	°C
$\Delta T_{con,b}$	Temperaturdifferenz an der Seite B des Kondensatorwärmetauschers	°C
$\Delta T_{evap,a}$	Temperaturdifferenz an der Seite A des Verdampferwärmetauschers	°C
$\Delta T_{evap,b}$	Temperaturdifferenz an der Seite B des Verdampferwärmetauschers	°C
$\Delta T_{m,con}$	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz des Kondensatorwärmetauschers	°C
$\Delta T_{m,evap}$	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz des Verdampferwärmetauschers	°C

$\Delta T_{m,wt}$	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz des Zusatzwärmetauschers 1	°C
$\Delta T_{m,wt2}$	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz des Zusatzwärmetauschers 2	°C
$\Delta T_{wt,a}$	Temperaturdifferenz an der Seite A des Zusatzwärmetauschers 1	°C
$\Delta T_{wt,b}$	Temperaturdifferenz an der Seite B des Zusatzwärmetauschers 1	°C
$\Delta T_{wt2,a}$	Temperaturdifferenz an der Seite A des Zusatzwärmetauschers 2	°C
$\Delta T_{wt2,b}$	Temperaturdifferenz an der Seite B des Zusatzwärmetauschers 2	°C

Tabelle 16: Symbolverzeichnis für die Simulation des Kompressionswärmepumpenprozesses

4.4. Analyse der Verwendung der Abwärmeströme zur Bereitstellung von Nutzkälte mit einer Absorptionskältemaschine

Zur Analyse der Verwendung der Abwärmeströme zur Bereitstellung von Nutzkälte wurde auf Literaturwerte zurückgegriffen. Diese Herangehensweise wurde gewählt aufgrund der zahlreichen zur Verfügung stehenden Referenzen bereits existierender Anlagen, sowie der Komplexität der Simulation, welche den Rahmen dieser Arbeit gesprengt hätte. Es wurden minimale Temperaturdifferenzen von 5°C an den Wärmetauschern angenommen. Dieser Wert wurde von einer Simulation eines ORC Prozesses (Dai, Wang, & Gao, 2009) übernommen. Die Werte für die Leistungszahlen, die Wärmesenken und Generatortemperaturen wurden von einer Simulation einer Absorptionskältemaschine (Gomri, 2010) und den vorhandenen Erfahrungswerten mit Anlagen zur solarthermischen Kühlung (Jakob, 2007) entnommen.

Die erwünschte Abkühlung eines Kühlmediums für ein mögliches Kältenetz, welche in Tabelle 5 bereits angeführt wurde, soll hier in Tabelle 17 erneut dargestellt werden.

$T_{rücklauf}$	$T_{vorlauf}$	Medium
°C	°C	
12	6	Wasser oder Kühlsohle

Tabelle 17: mögliche Kälteanwendungen

Wie aus der Simulation der ein- und mehrstufigen Absorptionskältemaschine (Gomri, 2010) hervorgeht, muss zum Betreiben des Generators der Absorptionskältemaschine eine Generatortemperatur von mindestens 77°C vorliegen bei einer Wärmesenkentemperatur von maximal 33°C. Dies ist aus Abbildung 9 ersichtlich. Die

erwähnten Werte stammen hierbei aus Messungen an einer einstufigen LiBr Anlage mit einer Verdampfertemperatur von 4°C.

Die zum Betreiben des Generators verwendbaren Abwärmeströme werden in Tabelle 18 dargestellt. Hierbei wurden die unteren Temperaturen der Wärmeabgabe auf 82°C beschränkt, da mit einer minimalen Temperaturdifferenz von 5°C am Wärmetauscher des Generators gerechnet wurde. Des Weiteren musste der interne Lösungsmittelwärmetauscher berücksichtigt werden. Hierbei wurde angenommen, dass der interne Lösungsmittelwärmetauscher das Lösungsmittel auf die Mitteltemperatur von 55°C erhöht. Als minimale verwendbare Temperatur der Abwärmeströme ergab sich somit eine Temperatur von 60°C, da wiederrum 5°C als minimale Temperaturdifferenz im Wärmetauscher angenommen wurde.

Abwärme-strom	T_{ein}	T_{aus}	Massen-strom	mittlere Wärmekapazität	abzuführende Wärmemenge	Medium
#	°C	°C	kg/s	kJ/(kg*K)	kW	
6	92	60	1,7	11,34	616,9	Wasserdampf+Säuren
7	115	64	2,3	1,07	125,5	Luft+Wasserdampf
8	230	80	0,6	1,14	102,6	Luft+Wasserdampf+Säuren

Tabelle 18: zum Betrieb des Generators einer Absorptionskältemaschine geeignete Abwärmeströme.

Wie sich zeigt, sind lediglich 3 Abwärmeströme zum Betrieb des Generators der Absorptionskältemaschine geeignet. Der Abwärmestrom #6 ist hierbei jener mit der größtmöglichen abzugebenden Wärmemenge. Wie bereits in Kapitel 4.1 beschrieben wurde, handelt es sich beim Abwärmestrom #6 um ein Gemisch, das im Temperaturbereich von 36°C bis 92°C einen Phasenwechsel aufweist. Da hierüber keine genauen Daten vorliegen, wurde mit der angegebenen mittleren Wärmekapazität gerechnet.

Mit einer anzunehmenden Leistungszahl des Prozesses von 0,7, welche ebenfalls aus Abbildung 9 und Tabelle 2 ausgelesen wurde, lässt sich der Absorptionskältekreislauf wie in Abbildung 51 darstellen. Hierbei sind bereits die Werte eingetragen, welche für den Abwärmestrom #6 berechnet wurden.

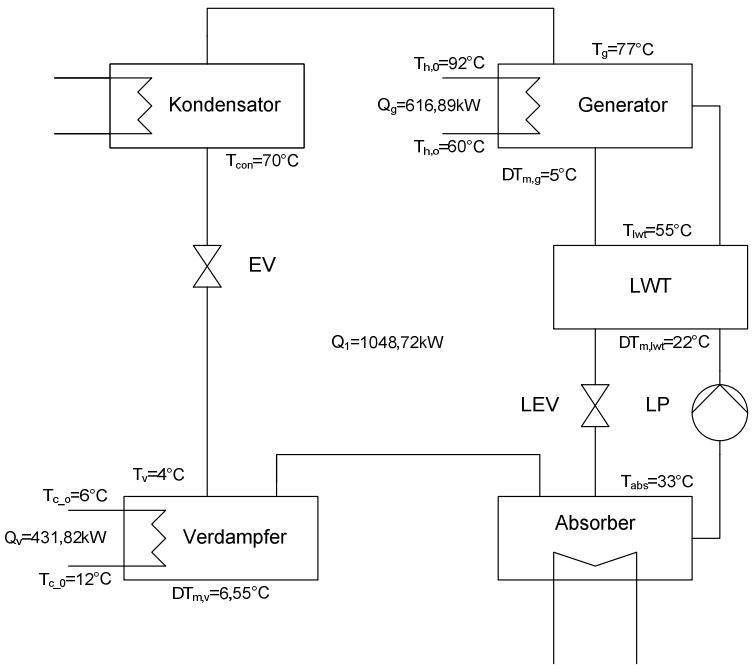

Abbildung 51: Prozessfließbild der Absorptionskältemaschine mit den errechneten Werten für den Abwärmestrom #6

Die aufgenommene Wärmemenge im Verdampfer kann über die Definition der Leistungszahl

F 4: $\boldsymbol{\zeta_0 = \frac{Q_0}{Q_2}}$

errechnet werden.

Über den Zusammenhang der Leistungszahlen einer Absorptionswärmepumpe

F 115: $\boldsymbol{\zeta_1 = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{Q_1' + Q_1''}{Q_2}}$

und dem Zusammenhang der Leistungszahlen der Anlage im Betrieb als Wärmepumpe oder Kältemaschine

F 116: $\boldsymbol{\zeta_1 = \zeta_0 + 1}$

kann die gesamte abgegebene Wärmeenergie der Kältemaschine mit

F 117: $\boldsymbol{Q_1' + Q_1'' = Q_1 = Q_2 * (\zeta_0 + 1)}$

ermittelt werden (Ziegler, 1991).

Unter der Annahme, dass das Kältenetz mit Wasser betrieben wurde, wurde die Menge an Wasser berechnet, um die erforderliche Temperaturabsenkung von 12°C auf 6°C zu erreichen. Die Temperatur des Wassers wurde hierbei mit 12°C am Verdampfereingang angenommen. Es wurde eine mittlere Wärmekapazität von 4,19kJ/kgK angenommen.

Für die Analysen der einzelnen Ströme wurden folgende Werte ermittelt:

Abwärme-strom	abzuführende Wärmemenge Q_g	verwendbare Kühlleistung Q_v	verwendbare Heizleistung Q_1	Massenstrom des abzukühlenden Wassers
#	kW	kW	kW	kg/sec
6	616,9	431,8	1048,7	17,18
7	125,5	87,9	213,35	3,5
8	102,6	71,8	174,4	2,9

Tabelle 19: ermittelte Werte bei Verwendung einer Absorptionskältemaschine

Die hier ermittelten Werte, vor allem die Massenströme des abzukühlenden Wassers, sind sehr gering. Es ist fraglich, ob diese Werte ausreichen, um ein Kältenetz zu betreiben. Leider fehlt hierbei eine Angabe über den Zweck des Kältenetzes und die gewünschte Kühlleistung. Die ermittelten Kälteleistungen würden sich eher zur Klimatisierung von Gebäudeteilen lohnen, dann könnte das Kältenetz jedoch auch bei höheren Temperaturen betrieben werden.

Eine genauere Angabe über den Verlauf der Wärmekapazität, bzw. des Phasenwechsels des Abwärmestromes #6 wäre wünschenswert, da der Abwärmestrom #6 auch weit höhere Leistungen ermöglichen könnte. Andererseits könnte es auch möglich sein, dass der Phasenwechsel bei weniger als 60°C stattfindet und die erzielbare Wärmeleistung somit weit geringer ausfallen würde.

Symbolverzeichnis:

Parameter	Beschreibung	Einheit
$Q_0=Q_v$	Aufzunehmende Wärmemenge im Verdampfer	kW
Q_1	Gesamte abzugebende Wärmemenge	kW
$Q_{1'}$	Abzugebende Wärmemenge im Kondensator	kW
$Q_{1''}$	Abzugebende Wärmemenge im Absorber	kW
$Q_2=Q_g$	Aufzunehmende Wärmemenge im Generator	kW
T_{abs}	Absorbertemperatur	°C
T_{con}	Kondensatortemperatur	°C
T_{c_0}	Eingangstemperatur des zu kühlenden Stromes	°C
T_{c_o}	Ausgangstemperatur des zu kühlenden Stromes	°C
T_g	Generatortemperatur	°C

T_{h_0}	Eingangstemperatur des Abwärmestromes	°C
T_{h_o}	Ausgangstemperatur des Abwärmestromes	°C
T_{i_wt}	Temperatur im internen Wärmetauscher	°C
T_{m_g}	Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz im Generator	°C
T_{m_v}	Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz im Verdampfer	°C
T_{m_iwt}	Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz im internen Wärmetauscher	°C
T_v	Temperatur im Verdampfer	°C
ζ_0	Leistungszahl des Kühlprozesses	-
ζ_1	Leistungszahl des Heizprozesses	-

4.5. Simulation der Verwendung der Abwärmeströme zum Betrieb einer ORC Anlage

4.5.1. gewählte Parameter und Kältemittel zur Simulation des ORC Prozesses

Für die Simulation des ORC Prozesses wurden minimale mittlere logarithmische Temperaturdifferenzen am Verdampfer und Kondensator von ca. 5°C gewählt. Alle Wärmetauscher wurden als Gegenstromwärmetauscher ausgelegt. Der Isentropenwirkungsgrad der Pumpe wurde mit 60% angenommen.
Der Wirkungsgrad der Turbine wurde mit 85% angenommen. Im Isentropenwirkungsgrad der Pumpe sind hierbei auch Druckverluste des Rohrleitungssystemes berücksichtigt. Die Werte wurden in Anlehnung an eine Simulation eines ORC Prozesses (Dai, Wang, & Gao, 2009) gewählt. Aus derselben Simulation stammen folgende zusätzlichen Annahmen:

- das Arbeitsmittel wird im Kondensator lediglich bis zur vollständigen Kondensation abgekühlt
- die Mindesttemperatur des Arbeitsmittels im Kondensator beträgt 16°C
- wird ein interner Wärmetauscher verwendet, so beträgt die Temperaturdifferenz an beiden Seiten des internen Wärmetauschers mindestens 5°C
- Das Arbeitsmittel ist in seiner flüssigen Phase inkompressibel

In den ersten Simulationsreihen wird das Arbeitsmittel im Verdampfer lediglich vollständig verdampft, es soll keine Überhitzung stattfinden. Der Verlauf de Wärmeübertragung im Verdampfer könnte hierbei ein Problem darstellen, da die Hälfte

der Wärmeenergie auf einer konstant hohen Temperatur abzugeben ist. Dadurch stellen die berechneten Wirkungsgrade die maximalen Wirkungsgrade der Anwendung bei theoretisch sehr kleinen Massenströmen für die Arbeitsmittel dar. Es wurde jedoch ein Vergleich der verschiedenen Einsatztemperaturen gemacht. Hieraus konnte bei den jeweiligen Höchsttemperaturen des Prozesses am Eintritt der Turbine eine Übersicht über die Einsatzgebiete der untersuchten Arbeitsmittel gegeben werden. Der Verlauf der Temperaturdifferenzen im Generatorwärmetauscher konnte nicht genauer ermittelt werden, weshalb auf die Daten der zur Verfügung stehenden Simulationen zurückgegriffen wurde. Da der Wirkungsgrad des Prozesses, wie in 3.1.6 beschrieben, von der Temperaturdifferenz im Prozess abhängt, wird in den Simulationen die Verdampfungstemperatur so hoch wie möglich gewählt. Diese Endtemperatur hängt vom jeweiligen Abwärmestrom ab und stellt die theoretisch erreichbare Maximaltemperatur durch diesen Abwärmestrom dar. In weiteren Simulationen wird dann die Kombination mehrerer Abwärmeströme simuliert, wobei ein Abwärmestrom mit niedrigerer Temperatur und höherer Wärmeenergie als Verdampfungsstrom fungiert und ein weiterer, heißerer Abwärmestrom als Überhitzerstrom nachgeschalten wird. Durch die Fixierung der Verdampfungstemperatur wird zwangsläufig auch der Verdampfungsdruck festgelegt, womit die Pumpenleistung für die jeweiligen Abwärmeströme ein Resultat der Simulationen darstellt.
Es werden Simulationen für die Arbeitsmittel Isobutan, R123, R113 und R11 durchgeführt. Die Arbeitsmittel wurden aus Kapitel 3.1.4 gewählt, um einen Überblick über die Leistungsfähigkeit der Arbeitsmittel, welche in Abbildung 17 beschrieben wurde, zu bieten. Dabei ist zu beachten, dass es sich bei allen Arbeitsmitteln außer R11 um retrograde Fluide handelt, wie sie in Kapitel 3.1.2 beschrieben wurden. Für das Arbeitsmittel R11 musste auch ein Teil der Eingaben der Simulation geändert werden, um eine Temperaturdifferenz von 5°C am Kondensatorwärmetauscher zu gewährleisten.

4.5.2. Eingabe der Systemgleichungen für die Simulation des ORC Prozesses

Der ORC Prozess wurde in EES simuliert. Ein Überblick der Eingabemasken des EES wurde bereits in Kapitel 4.3.1 gegeben. Die Berechnung der verwendeten Stoffwerte für die Arbeitsmittel wurde mit EES durchgeführt, die Methoden sind in Anhang II zu finden.

Die Eingaben für den ORC Prozess mit möglicher Überhitzung sollen nun in F 118 bis F 130 dargestellt werden.

F 118: $P_{eff} = 0{,}6$

F 119: $X_1 = 0$

F 120: $T_1 = 16$

F 121: $s_1 = \mathbf{s}(R\$; T = T_1 ; x = X_1)$

F 122: $P_1 = \mathbf{P}(R\$; T = T_1 ; s = s_1)$

F 123: $h_1 = \mathbf{h}(R\$; T = T_1 ; s = s_1)$

F 124: $h2_{id} = \mathbf{h}(R\$; s = s_1 ; P = P_2)$

F 125: $P_{eff} = \dfrac{h2_{id} - h_1}{h_2 - h_1}$

F 126: $W_P = (h_2 - h_1) \cdot \dot{m}_f$

F 127: $P_2 = P_4$

F 128: $s_2 = \mathbf{s}(R\$; h = h_2 ; P = P_2)$

F 129: $T_2 = \mathbf{T}(R\$; h = h_2 ; P = P_2)$

F 130: $P_{vap} = P_2$

Hier wurden bereits die Werte für den Ausgangspunkt des Prozesses angegeben (siehe F 118 bis F 120). Der Pumpenwirkungsgrad wurde gemäß der Definition aus Kapitel 3.1.2 eingegeben. Der Enddruck des Pumpvorgangs ergibt sich aus den Bedingungen nach der vollständigen Verdampfung. Der Zustandspunkt 3 der Simulation befindet sich im Verdampfer, es handelt sich um den Punkt, bei dem das Arbeitsmittel zu verdampfen beginnt.

F 131: $x_3 = 0$

F 132: $P_3 = P_2$

F 133: $s_3 = \mathbf{s}\,(R\$\,;\,x = x_3\,;\,P = P_3)$

F 134: $T_3 = \mathbf{T}\,(R\$\,;\,x = x_3\,;\,P = P_3)$

F 135: $h_4 = h_2 + \frac{\dot{Q}_{vap}}{\dot{m}_f}$

F 136: $q_{sum} = \frac{\dot{Q}_{sum}}{\dot{m}_f}$

F 137: $T_4 = T_{vap;0} - 5$

F 138: $x_4 = 1$

F 139: $s_4 = \mathbf{s}\,(R\$\,;\,T = T_4\,;\,x = x_4)$

F 140: $P_4 = \mathbf{P}\,(R\$\,;\,T = T_4\,;\,s = s_4)$

F 141: $h_4 = \mathbf{h}\,(R\$\,;\,T = T_4\,;\,x = x_4)$

F 142: $h_5 = h_4 + \frac{\dot{Q}_{heat}}{\dot{m}_f}$

F 143: $P_5 = P_4$

F 144: $s_5 = \mathbf{s}\,(R\$\,;\,h = h_5\,;\,P = P_5)$

F 145: $T_5 = \mathbf{T}\,(R\$\,;\,h = h_5\,;\,P = P_5)$

Im Verdampfer wird das Arbeitsmittel auf seiner maximalen Temperatur vollständig verdampft. Hierbei wird wieder die höchstmögliche Verdampferendtemperatur für das Arbeitsmittel berechnet. Die durch diese Annahme auftretenden Fehler sind in Kapitel 4.5.1 beschrieben. Aus diesen Gleichungen wird auch der Arbeitsmittelmassenstrom berechnet.

F 146: $T_{max} = T_5$

F 147: $$Eff = \frac{W_T - W_P}{\dot{Q}_{sum}}$$

F 148: $h5_s = \mathbf{h}\,(R\$\,;P = P_6\,;s = s_5)$

F 149: $h_6 = h_5 - T_{eff} \cdot (h_5 - h5_s)$

F 150: $T_{eff} = 0{,}85$

F 151: $W_T = (h_5 - h_6) \cdot \dot{m}_f$

F 152: $P_6 = P_1$

F 153: $s_6 = \mathbf{s}\,(R\$\,;h = h_6\,;P = P_6)$

F 154: $T_6 = \mathbf{T}\,(R\$\,;h = h_6\,;P = P_6)$

In der Turbine wird bei den Arbeitsmitteln Isobutan, R113 und R123 bis auf den Ausgangsdruck vor der Pumpe entspannt.

Die Gleichungen für die Turbine des Arbeitsmittels R11 werden im Anschluss in F 169 bis F 177 dargestellt

F 155: $P_{con} = P_1$

F 156: $\dot{Q}_{con} = (h_6 - h_1) \cdot \dot{m}_f$

F 157: $\Delta_{T;con;a} = 5$

F 158: $\Delta_{T;con;b} = T_6 - T_1$

F 159: $$\Delta_{T;m;con} = \frac{\Delta_{T;con;a} - \Delta_{T;con;b}}{\ln\left[\frac{\Delta_{T;con;a}}{\Delta_{T;con;b}}\right]}$$

Im Kondensator wird die benötigte abzugebende Wärmemenge berechnet. Des Weiteren wird die logarithmische Mitteltemperatur im Wärmetauscher des Kondensators berechnet.

F 160: $\dot{Q}_{vap} = (T_{vap;0} - T_{vap;a}) \cdot \dot{m}_v \cdot c_{p;v}$

F 161: $\dot{Q}_{heat} = (T_{h;0} - T_{h;a}) \cdot \dot{m}_h \cdot c_{p;h}$

F 162: $\dot{Q}_{sum} = \dot{Q}_{vap} + \dot{Q}_{heat}$

F 163: $\Delta_{T;vap;a} = T_{vap;a} - T_2$

F 164: $\Delta_{T;vap;b} = T_{vap;0} - T_4$

F 165: $$\Delta_{T;m;vap} = \frac{\Delta_{T;vap;b} - \Delta_{T;vap;a}}{\ln\left[\frac{\Delta_{T;vap;b}}{\Delta_{T;vap;a}}\right]}$$

F 166: $\Delta_{T;heat;a} = T_{h;a} - T_4$

F 167: $\Delta_{T;heat;b} = T_{h;0} - T_5$

F 168: $$\Delta_{T;m;heat} = \frac{\Delta_{T;heat;b} - \Delta_{T;heat;a}}{\ln\left[\frac{\Delta_{T;heat;b}}{\Delta_{T;heat;a}}\right]}$$

Die zugeführten Wärmemengen im Verdampfer und Überhitzer berechnen sich aus den Temperaturdifferenzen, Massenströmen und Wärmekapizitäten der verwendeten Abwärmeströme.

Hierbei wurden in den Berechnungen für nur einen Wärmestrom ohne Überhitzung die Eingaben für den Überhitzerstrom auf 0 gesetzt.

Für das Arbeitsmittel R11 musste die Eingabe in der Turbine geändert werden, da die minimale Temperaturdifferenz am Kondensatorwärmetauscher ansonsten unterschritten worden wäre.
F 169 bis F 177 stellen die für das Arbeitsmittel R11 durchgeführten Eingaben dar.

F 169: $T_{max} = T_5$

F 170: $$Eff = \frac{W_T - W_P}{\dot{Q}_{sum}}$$

F 171: $h5_s = \mathbf{h}(R\$; P = P_6 ; s = s_5)$

F 172: $h_6 = h_5 - T_{eff} \cdot (h_5 - h5_s)$

F 173: $T_{eff} = 0{,}85$

F 174: $W_T = (h_5 - h_6) \cdot \dot{m}_f$

F 175: $T_6 = 21$

F 176: $s_6 = \mathbf{s}(R\$; h = h_6 ; P = P_1)$

F 177: $P_6 = \mathbf{P}(R\$; T = T_6 ; s = s_6)$

Abbildung 52 zeigt ein Diagram Window für den Abwärmestrom #3 ohne Überhitzerstrom für Isobutan als Arbeitsmittel.

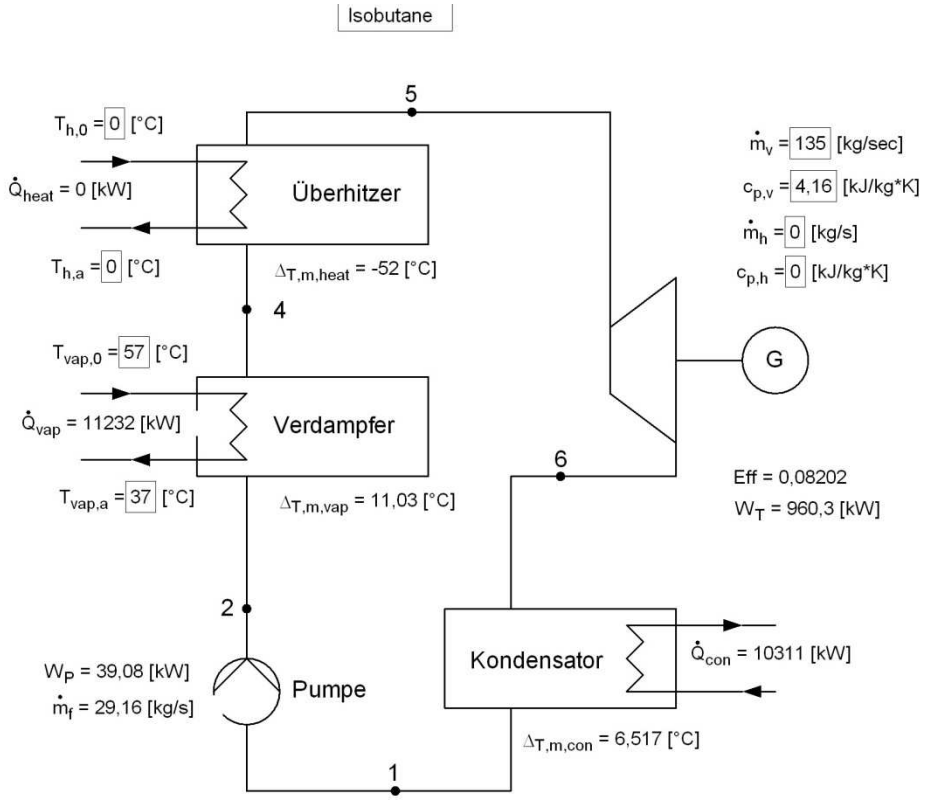

Abbildung 52: Diagram Window des ORC Prozesses in EES

Das Prozessfließbild wurde mit MS VISIO erstellt. Es wurde, wie bereits erwähnt, die Wärmeenergie, die der Überhitzerstrom übertragen kann, auf 0 gesetzt. Dadurch ergeben sich auch Werte, wie die negative mittlere logarithmische Temperaturdifferenz im Überhitzerwärmetauscher. Diese gehen jedoch nicht in weitere Berechnungen ein.

4.5.3. Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses ohne Überhitzung und ohne internen Wärmetauscher

Für die Simulation des ORC Prozesses ohne Überhitzung und internen Wärmetauscher wurden aus Tabelle 4 die energiereicheren Abwärmeströme gewählt. Tabelle 20 zeigt die für die Simulationen gewählten Abwärmeströme.

Abwärme-strom	T_{ein}	T_{aus}	Massen-strom	mittlere Wärmekapazität	abzuführende Wärmemenge	Medium
#	°C	°C	kg/s	kJ/(kg*K)	kW	
1	33	20	828	4,16	44778,2	Wasser+Säuren
2	55	38	57	4,08	3953,5	Wasser+Säuren
3	57	37	135	4,16	11232	Wasser+Säuren
6	92	36	1,7	11,34	1079,6	Wasserdampf+Säuren

Tabelle 20: gewählte Abwärmeströme für die Simulation des ORC Prozesses ohne Überhitzung und internen Wärmeaustausch

Bei erwarteten Wirkungsgraden von maximal 11% gemäß Kapitel 3.1.6 weisen alle anderen Abwärmeströme so geringe abzuführende Wärmemengen auf, dass sich eine Anwendung in einem ORC Prozess lediglich zur Überhitzung lohnen würde.

4.5.3.1. Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses ohne Überhitzung oder internen Wärmetauscher für den Abwärmestrom #6

Die Ergebnisse der Simulationen für den Abwärmestrom #6 werden in Tabelle 21 zusammengefasst.

Arbeitsmittel	Wirkungsgrad	Turbinenleistung	erforderliche Pumpenleistung	im Kondensator abzuführende Wärmemenge
	%	kW	kW	kW
Isobutan	13,06	150,7	9,7	938,6
R113	13,93	152,3	1,9	929,1
R123	14,02	154,2	2,9	928,2
R11	14,2	156,8	3,5	926,2

Tabelle 21: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #6 ohne Überhitzung und internen Wärmeaustausch

Die in der Simulation erzielten Wirkungsgrade scheinen für eine Verdampfertemperatur von 87°C vergleichsweise hoch zu sein. Die Ergebnisse der Simulation sollten kritisch betrachtet werden, ein weiterer Verlustfaktor für die Rohrleitungsverluste könnte

angebracht sein. Der Wirkungsgrad für die Pumpe könnte aufgrund zu niedriger nötiger Pumpenleistungen keinen genügend großen Verlust darstellen. Des Weiteren würde bei den verfügbaren Abwärmeströmen entweder der Massenstrom des Arbeitsmittels reduziert werden müssen, um eine ausreichende Menge an Wärmeenergie auf der Verdampfungstemperatur zur Verfügung zu haben, oder es müsste die Verdampfertemperatur verringert werden. Die Turbinenleistungen sind erwartungsgemäß gering, was aber an der niedrigen abzuführenden Wärmemenge des Abwärmestromes #6 liegt. Es fällt auf, dass das Arbeitsmittel R11, als einziges nicht retrogrades Arbeitsmittel der Simulation, in dem hier untersuchten Temperaturbereich einen höheren Wirkungsgrad erzielt, als die anderen Arbeitsmittel. Des Weiteren fällt die erhöhte nötige Pumpenleistung von Isobutan im Vergleich zu den anderen Arbeitsmitteln auf. Diese ist nur über die Steigung der Nassdampfkurve für Isobutan zu erklären, welche im Vergleich mit den anderen Arbeitsmitteln sehr flach ist. Da die folgenden Abbildungen jedoch nicht mit denselben Achsskalierungen versehen sind, fällt dieser Umstand in den Abbildungen nur bei näherer Betrachtung auf.

Zur Verdeutlichung zeigt Abbildung 53 das T-s-Diagramm des Arbeitsmittels Isobutan für den hier simulierten ORC Prozess des Abwärmestromes #6 ohne Überhitzer oder internen Wärmetauscher.

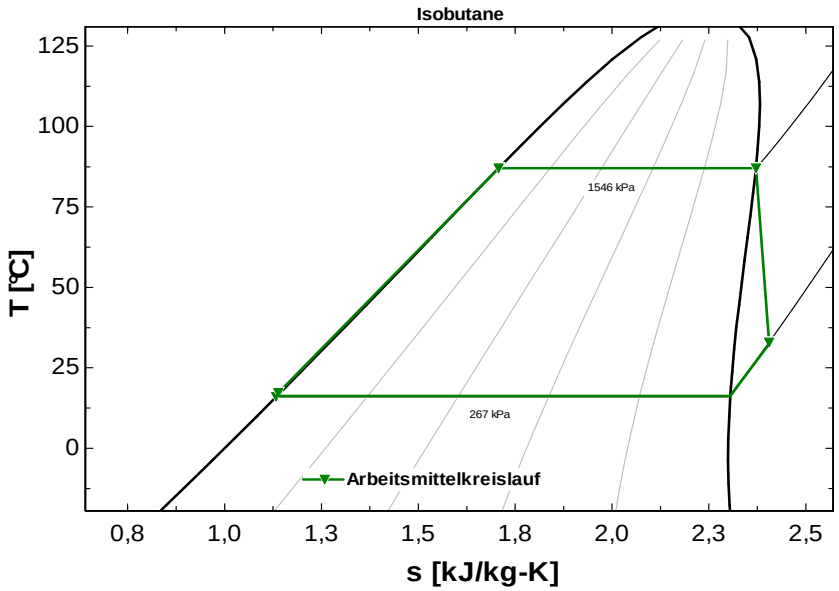

Abbildung 53: T-s-Diagramm des ORC Prozess des Abwärmestromes #6 ohne Überhitzer oder internen Wärmetauscher für das Arbeitsmittel Isobutan

Als Vergleich zeigt Abbildung 54 das T-s-Diagramm des Arbeitsmittels R11 für den hier simulierten ORC Prozess des Abwärmestromes #6 ohne Überhitzer oder internen

Wärmetauscher. Hierbei wurde die Temperatur nach der Turbine höher gewählt, um am Wärmetauschereingang des Kondensators die erforderlichen 5°C zu erreichen. Da deshalb die Turbine nicht auf den Druck des Zustandspunktes 1 entspannen kann, fällt der Druck vom Punkt sechs auf den Punkt 1 bei der Kondensation.

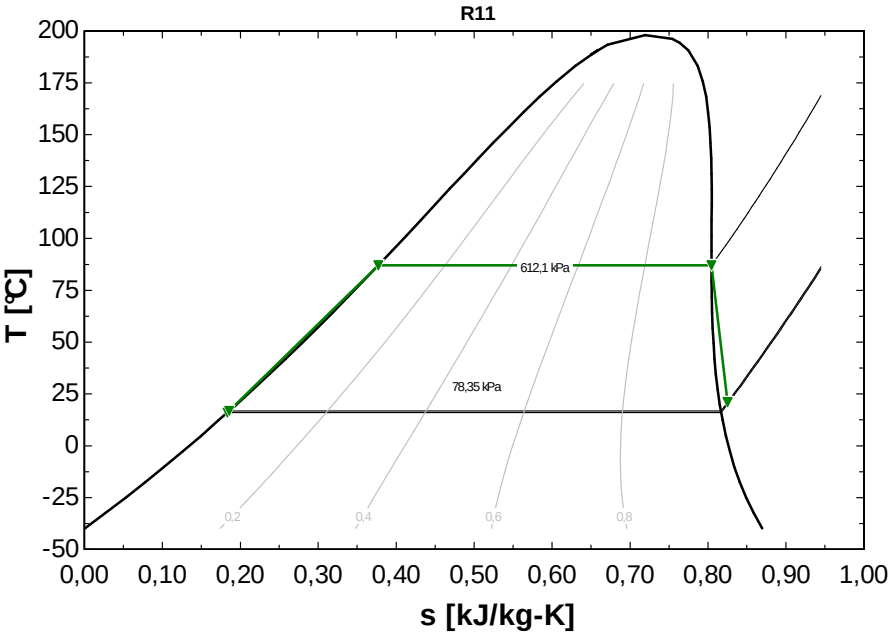

Abbildung 54: T-s-Diagramm des ORC Prozess des Abwärmestromes #6 ohne Überhitzer oder internen Wärmetauscher für das Arbeitsmittel R11

Es zeigt sich hierbei, dass die Sattdampfkurve des Arbeitsmittels R11 im Temperaturbereich über 60°C eine weit höhere Steigung aufweist als im Temperaturbereich darunter. Ein Vergleich der Leistungsfähigkeit des Arbeitsmittels R11 für niedrigere Temperaturen wird die Auswirkung dieses Phänomens verdeutlichen. Zusätzlich sollte beachtet werden, dass der Verdampfungsdruck von R11 beim unteren Temperaturniveau im Kondensator von 16°C bereits unter dem Umgebungsdruck liegt.

4.5.3.2. Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses ohne Überhitzung oder internen Wärmetauscher für den Abwärmestrom #3

Als nächstes wurde der ORC Prozess ohne Überhitzung oder internen Wärmeaustausch für den Abwärmestrom #3 simuliert. In Tabelle 22 werden die Ergebnisse der Simulation für den Abwärmestrom #3 dargestellt.

Arbeitsmittel	Wirkungsgrad	Turbinenleistung	erforderliche Pumpenleistung	im Kondensator abzuführende Wärmemenge
	%	kW	kW	kW
Isobutan	8,21	960,7	39,1	10310
R113	8,51	961,9	6,2	10276
R123	8,54	969,6	10,3	10273
R11	8,07	917,9	11,7	10326

Tabelle 22: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #3 ohne Überhitzung und ohne internen Wärmeaustausch

Für eine Verdampfertemperatur von 52°C fallen die Wirkungsgrade bereits deutlich niedriger aus. Es zeigt sich in der Simulation auch die Temperaturabhängigkeit der Arbeitsmittel. Das Arbeitsmittel R11, das als einziges Arbeitsmittel kein retrogrades Fluid ist, fällt im erzielbaren Wirkungsgrad bereits hinter die anderen Arbeitsmittel zurück.

Die Turbinenleistungen sind deutlich höher als bei der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #6, da der Abwärmestrom #3 auch mehr abzuführende Wärmeenergie aufweist. Die Pumpenleistung von Isobutan ist erneut um ein vielfaches größer als bei den anderen Arbeitsmitteln.

Ein weiterer Vergleich der T-s-Diagramme für die Arbeitsmittel Isobutan und R11 bei den niedrigeren Verdampfertemperaturen dieser Simulation wurde durchgeführt. Hierbei sollten die Auswirkungen der Verringerung der Temperatur des Arbeitsmittels vor der Turbine auf ein retrogrades und ein nichtretrogrades Arbeitsmittel gezeigt werden. Abbildung 55 zeigt das T-s-Diagramm des Arbeitsmittels Isobutan für den hier simulierten ORC Prozess des Abwärmestromes #3 ohne Überhitzer oder internen Wärmetauscher.

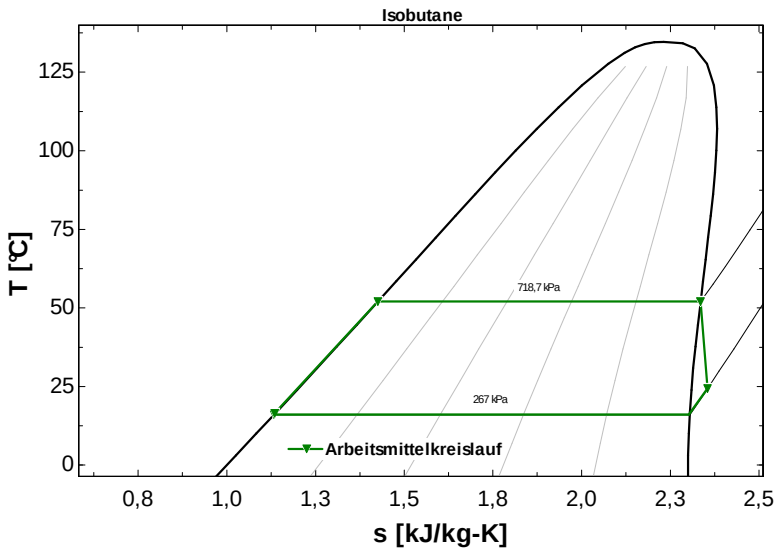

Abbildung 55: T-s-Diagramm des ORC Prozess des Abwärmestromes #3 ohne Überhitzer oder internen Wärmetauscher für das Arbeitsmittel Isobutan

Zum Vergleich wird in Abbildung 56 das T-s-Diagramm des Arbeitsmittels R11 für den hier simulierten ORC Prozess des Abwärmestromes #3 ohne Überhitzer oder internen Wärmetauscher dargestellt. Hierbei wurde die Temperatur nach der Turbine höher gewählt, um am Wärmetauschereingang des Kondensators die erforderlichen 5°C zu erreichen. Da deshalb die Turbine nicht auf den Druck des Zustandspunktes 1 entspannen kann, fällt der Druck vom Punkt sechs auf den Punkt 1 bei der Kondensation.

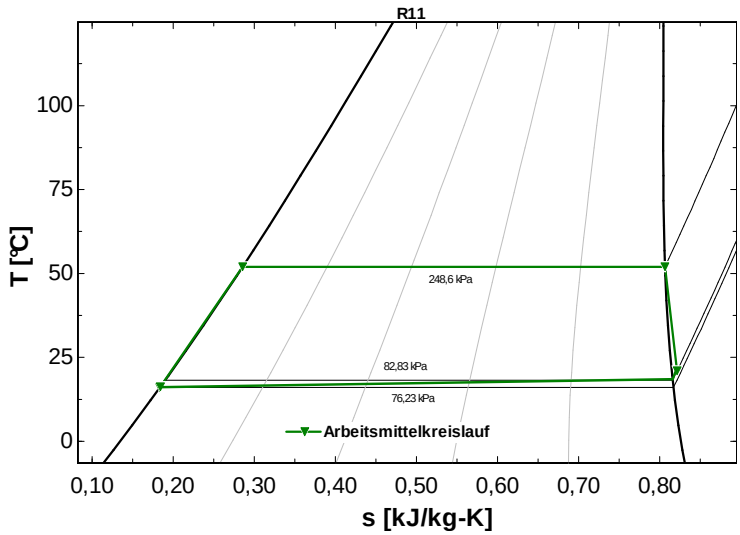

Abbildung 56: T-s-Diagramm des ORC Prozess des Abwärmestromes #3 ohne Überhitzer oder internen Wärmetauscher für das Arbeitsmittel R11

4.5.3.3. Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses ohne Überhitzung oder internen Wärmetauscher für den Abwärmestrom #2

Die Ergebnisse des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #2 sind in Tabelle 23 dargestellt.

Arbeitsmittel	Wirkungsgrad	Turbinenleistung	erforderliche Pumpenleistung	im Kondensator abzuführende Wärmemenge
	%	kW	kW	kW
Isobutan	7,85	323,3	12,8	3643
R113	8,13	323,3	2	3632
R123	8,16	325,7	3,3	3631
R11	7,65	306,4	3,8	3651

Tabelle 23: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #2 ohne Überhitzung und internen Wärmeaustausch

Obwohl der Abwärmestrom #2 beinahe identische Temperaturniveaus aufweist wie der vorher simulierte Abwärmestrom #3, kann ein weiterer Abfall der Wirkungsgrade festgestellt werden. Die Arbeitsmittel R113 und R123 weisen bei diesen niedrigen Temperaturniveaus bereits deutlich bessere Wirkungsgrade auf als die anderen Arbeitsmittel.

Zuletzt wurde der Abwärmestrom #1 im ORC Prozess ohne Überhitzer und internen Wärmetauscher simuliert. Da sich die Unterlegenheit des Arbeitsmittels R11 bei niedrigen Temperaturen bereits gezeigt hatte, wurde auf eine Simulation dieses Arbeitsmittels bei einer Verdampfertemperatur von 28°C verzichtet. Der Abwärmestrom #1 konnte des Weiteren nur bis zu einer Temperatur von 21°C im Wärmetauscher des Kondensators abgekühlt werden, um eine mittlere logarithmische Temperaturdifferenz von ca. 5°C im Kondensatorwärmetauscher einzuhalten.

4.5.3.4. Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses ohne Überhitzung oder internen Wärmetauscher für den Abwärmestrom #1

Die Ergebnisse der Simulation für die anderen Arbeitsmittel sind in Tabelle 24 zu finden.

Arbeitsmittel	Wirkungsgrad	Turbinenleistung	erforderliche Pumpenleistung	im Kondensator abzuführende Wärmemenge
	%	kW	kW	kW
Isobutan	3,20	1364	39,9	40010
R113	3,27	1355	5,5	39984
R123	3,27	1362	9,5	39981

Tabelle 24: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #1 ohne Überhitzung und internen Wärmeaustausch

Wie bereits erwartet sind die Wirkungsgrade aufgrund der sehr niedrigen Temperaturniveaus stark gefallen. Erneut zeigt sich, dass die Arbeitsmittel R113 und R123 für niedrigere Temperaturen besser geeignet sind. Auch die erforderliche Pumpenleistung für Isobutan ist wieder ein Vielfaches der Vergleichswerte der anderen Arbeitsmittel. Die Turbinenleistungen sind nur aufgrund der extrem hohen abzuführenden Wärmemengen im Abwärmestrom #1 höher als bei allen anderen Abwärmeströmen.

4.5.3.5. Zusammenfassung der Ergebnisse für den ORC Prozess ohne Überhitzung und ohne internen Wärmeaustausch

In Abbildung 57 werden die Wirkungsgrade der Simulationen des ORC Prozesses ohne Überhitzung und ohne internen Wärmeaustausch dargestellt.

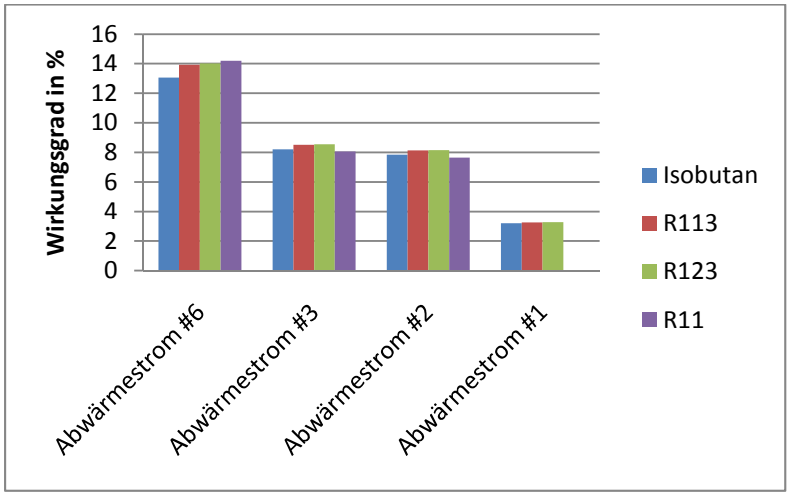

Abbildung 57: Wirkungsgrade des ORC Prozesses ohne Überhitzung und ohne internen Wärmeaustausch

Hierbei repräsentiert jeder Abwärmestrom eine andere maximale Prozesstemperatur, wobei der Abwärmestrom #1 die niedrigste und der Abwärmestrom #6 die höchste hier untersuchte Prozesstemperatur ermöglicht. Es ist deutlich zu erkennen, dass das Arbeitsmittel in Abhängigkeit der Einsatztemperatur gewählt werden sollte. Vor allem mit fallenden Verdampfertemperaturen fällt das Arbeitsmittel R11 hinter die anderen zurück.

Die vollständigen Ergebnisse der Simulationen des ORC Prozesses ohne Überhitzung oder internen Wärmeaustausch sind in Anhang I.2.1 aufgelistet.

4.5.4. Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses mit Überhitzung und ohne internen Wärmetauscher

Die Simulation des ORC Prozesses mit Überhitzung, jedoch ohne internen Wärmetauscher wurde mit den in Tabelle 25 dargestellten Abhitzeströmen aus Tabelle 4 durchgeführt.

Abwärme-strom	T_{ein}	T_{aus}	Massen-strom	mittlere Wärmekapazität	abzuführende Wärmemenge	Medium
#	°C	°C	kg/s	kJ/(kg*K)	kW	
2	55	38	57	4,08	3953,52	Wasser+Säuren
3	57	37	135	4,16	11232	Wasser+Säuren
6	92	36	1,7	11,34	1079,57	Wasserdampf+Säuren
7	115	64	2,3	1,07	125,51	Luft+Wasserdampf
8	230	80	0,6	1,14	102,6	Luft+Wasserdampf+Säuren

Tabelle 25: bei der Simulation des ORC Prozesses mit Überhitzung und ohne internen Wärmeaustausch verwendete Abhitzeströme

Der Abwärmestrom #1 wurde nicht mehr simuliert, da er aufgrund der in der Simulation auftretenden hohen Arbeitsmittelmassenströme eine Überhitzung in einem lediglich sehr geringen Ausmaß zulassen würde. Die Abwärmeströme #7 und #8 wurden für die Überhitzung vorgesehen. Der Abwärmestrom #7wurde für die Überhitzung des Arbeitsmittels, welches durch die Abwärmeströme #2 und #3 verdampft wurde, verwendet. Der Abwärmestrom #8 wurde verwendet, um die Überhitzung des Arbeitsmittels, welches durch den Abwärmestromes #6 verdampft wurde, zu simulieren. Diese Auswahl wurde aufgrund der Begrenzungen in der Temperatur der Abhitzeströme an den Ausgängen getroffen.

Die in EES eingegeben Formeln für die Simulation des ORC Prozesses mit Überhitzung ohne internen Wärmeaustausch sind die gleichen wie in Kapitel 4.5.2 angegeben. Dies wurde ermöglicht, da bereits bei dieser Eingabe ein zusätzlicher Überhitzer vorgesehen war, welcher lediglich auf 0 gesetzt wurde.

4.5.4.1. Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #6 mit dem Abwärmestrom #8 zur Überhitzung, ohne internen Wärmetauscher

Das Diagram Window des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #6 mit dem Abwärmestrom #8 im Überhitzer, ohne internen Wärmetauscher mit Isobutan als Arbeitsmittel ist in Abbildung 58 dargestellt.

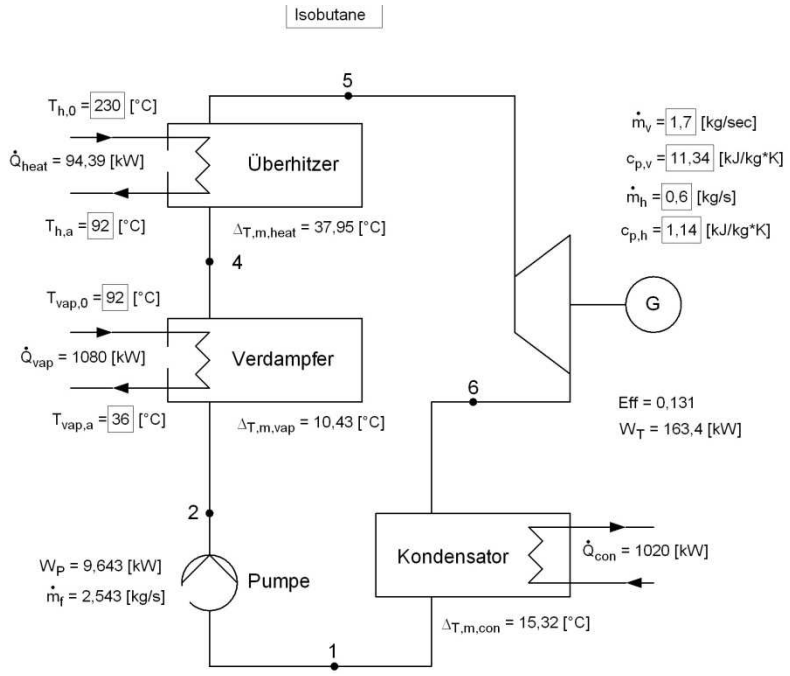

Abbildung 58: Diagram Window des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #6 mit dem Abwärmestrom #8 im Überhitzer, ohne internen Wärmetauscher mit Isobutan als Arbeitsmittel

Der Abwärmestrom #8 wurde hierbei lediglich bis auf die Ursprungstemperatur des Abwärmestromes #6 abgekühlt, da bei dieser Temperatur die erforderliche Temperaturdifferenz im Wärmetauscher des Überhitzers gegeben ist.

Die Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #6 mit dem Abwärmestrom #8 im Überhitzer, ohne internen Wärmetauscher für die untersuchten Arbeitsmittel, sind in Tabelle 26 dargestellt.

Arbeitsmittel	Wirkungsgrad	Turbinen-leistung	erforderliche Pumpenleistung	im Kondensator abzuführende Wärmemenge	maximale Arbeitsmittel-temperatur
	%	kW	kW	kW	°C
Isobutan	13,1	163,4	9,64	1020	101,9
R113	13,8	164,1	1,89	1012	109,6
R123	14,05	167,8	2,88	1009	109
R11	14,68	175,3	3,45	1002	114,3

Tabelle 26: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #6 mit dem Abwärmestrom #8 im Überhitzer, ohne internen Wärmeaustausch

Im Vergleich mit den Ergebnissen der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #6 ohne Überhitzung aus Tabelle 21 zeigt sich, dass sich der Wirkungsgrad für die Arbeitsmittel Isobutan und R123 im Vergleich zum Prozess ohne Überhitzung leicht verbessert. Für das Arbeitsmittel R113 kann sogar eine Verschlechterung des Wirkungsgrades durch die Überhitzung festgestellt werden.

Für das Arbeitsmittel R11 wurde die größte Verbesserung des Wirkungsgrades durch die Überhitzung erzielt.

Wieder sind die erhalten Wirkungsgrade zu hoch, im Vergleich zu momentan betriebenen Anlagen. Es ist anzunehmen, dass die Verluste in den Rohrleitungen unzureichend berücksichtigt wurden.

Die Arbeitsmittel Isobutan und R11 wurden auch hinsichtlich der Darstellungen des Prozesses im T-s-Diagramm verglichen.

In Abbildung 59 ist das T-s-Diagramm für den ORC Prozess des Abwärmestromes #6 mit dem Abwärmestrom #8 im Überhitzer für das Arbeitsmittel Isobutan dargestellt.

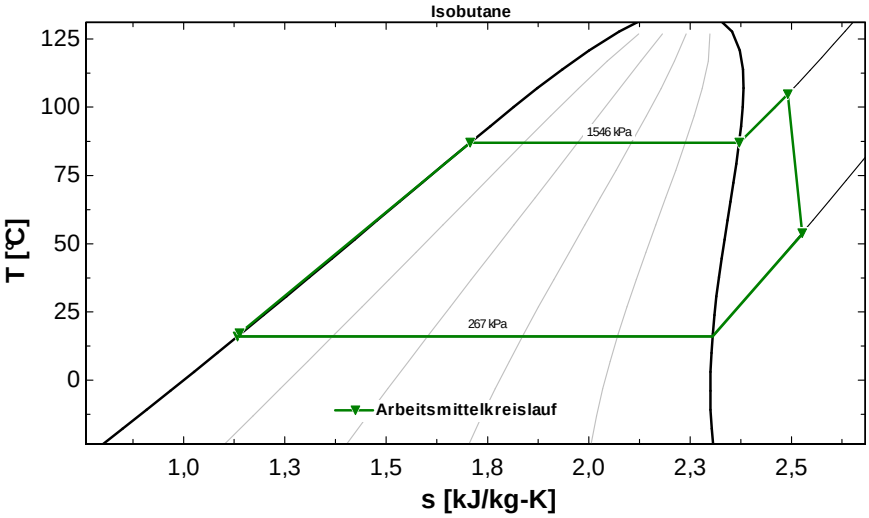

Abbildung 59: T-s-Diagramm für den ORC Prozess des Abwärmestromes #6 mit dem Abwärmestrom #8 im Überhitzer für das Arbeitsmittel Isobutan

Im T-s-Diagramm wird deutlich, wie stark sich die Überhitzung auswirkt, obwohl der Abwärmestrom #8 im Vergleich zu dem Abwärmestrom #6 nur eine geringe abzuführende Wärmemenge aufweist.

Das T-s-Diagramm für den ORC Prozess des Abwärmestromes #6 mit dem Abwärmestrom #8 im Überhitzer für das Arbeitsmittel R11 ist in Abbildung 60 dargestellt.

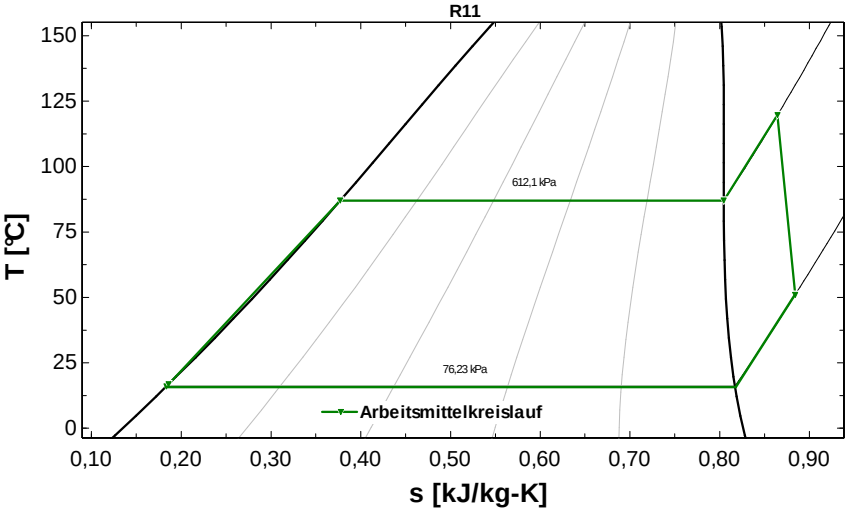

Abbildung 60: T-s-Diagramm für den ORC Prozess des Abwärmestromes #6 mit dem Abwärmestrom #8 im Überhitzer für das Arbeitsmittel R11

Im Vergleich mit der Darstellung des ORC Prozesses ohne Überhitzung für das gleiche Arbeitsmittel und den gleichen Abwärmestrom in Abbildung 54 zeigt sich die Überhitzung deutlich. Der Vergleich mit Abbildung 56 und Abbildung 54 zeigt, dass

durch die Überhitzung keine Expansion des Arbeitsmittels R11 im Kondensatorwärmetauscher stattfindet.

Die Temperaturabhängigkeit der Wärmekapazität im überhitzen Gas des Arbeitsmittels R113 könnte sehr gering zu sein. Der Abfall des Wirkungsgrades nach einer Überhitzung wäre damit erklärt.

4.5.4.2. Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #3 mit dem Abwärmestrom #7 zur Überhitzung, ohne internen Wärmetauscher

Tabelle 27 zeigt die Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #3 mit dem Abwärmestrom #7 zur Überhitzung, ohne internen Wärmetauscher.

Arbeitsmittel	Wirkungsgrad	Turbinen-leistung	erforderliche Pumpenleistung	im Kondensator abzuführende Wärmemenge	maximale Arbeitsmittel-temperatur
	%	kW	kW	kW	°C
Isobutan	8,2	970,8	39,1	10426	54,1
R113	8,5	971,3	6,2	10392	54,8
R123	8,5	980,4	10,3	10387	54,9
R11	8,5	978,4	11,7	10391	55,6

Tabelle 27: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #3 mit dem Abwärmestrom #7 im Überhitzer, ohne internen Wärmeaustausch

Im Vergleich der Ergebnisse des ORC Prozesses mit Überhitzung für diesen Abwärmestrom mit denen für den ORC Prozess ohne Überhitzung, welche in Tabelle 22 dargestellt sind, zeigt sich, dass die Wirkungsgrade von der Überhitzung nur schwach beeinflusst werden. Die maximale Arbeitsmitteltemperatur entspricht auch bis auf maximal 1,55°C der Temperatur des Prozesses ohne Überhitzung. Dies ist durch den hohen Arbeitsmittelmassenstrom zu erklären, der aus dem hohen Massenstrom des Abwärmestromes #3 resultiert. Am meisten profitiert noch das Arbeitsmittel R11, welches ohne Überhitzung bei diesem Temperaturniveau im Wirkungsgrad hinter die anderen untersuchten Arbeitsmittel zurückgefallen war, von der Überhitzung.

4.5.4.3. Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #2 mit dem Abwärmestrom #7 zur Überhitzung, ohne internen Wärmetauscher

Die Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #2 mit dem Abwärmestrom #7 zur Überhitzung, ohne internen Wärmetauscher, werden in Tabelle 28 dargestellt.

Arbeitsmittel	Wirkungsgrad	Turbinen-leistung	erforderliche Pumpenleistung	im Kondensator abzuführende Wärmemenge	maximale Arbeitsmittel-temperatur
	%	kW	kW	kW	°C
Isobutan	7,8	332,7	12,8	3759	56
R113	8,1	332,3	2	3749	57,8
R123	8,2	336,1	3,4	3746	58,1
R11	8,9	367,3	3,8	3716	60,1

Tabelle 28: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #2 mit dem Abwärmestrom #7 im Überhitzer, ohne internen Wärmeaustausch

Im Vergleich der Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses mit Überhitzung zu jenen des Prozesses ohne Überhitzung, welche in Tabelle 23 präsentiert wurden, ist zu erkennen, dass sich der Wirkungsgrad des Prozesses für das Arbeitsmittel Isobutan nicht durch eine Überhitzung verbessern lässt. Für das Arbeitsmittel R11 jedoch ist eine signifikante Steigerung des Wirkungsgrades durch die Überhitzung feststellbar.

4.5.4.4. Zusammenfassung der Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses mit Überhitzung und ohne internen Wärmetauscher

In Abbildung 61 werden die Wirkungsgrade der Simulation des ORC Prozesses für die Abwärmeströme mit Überhitzung und ohne internen Wärmeaustausch dargestellt.

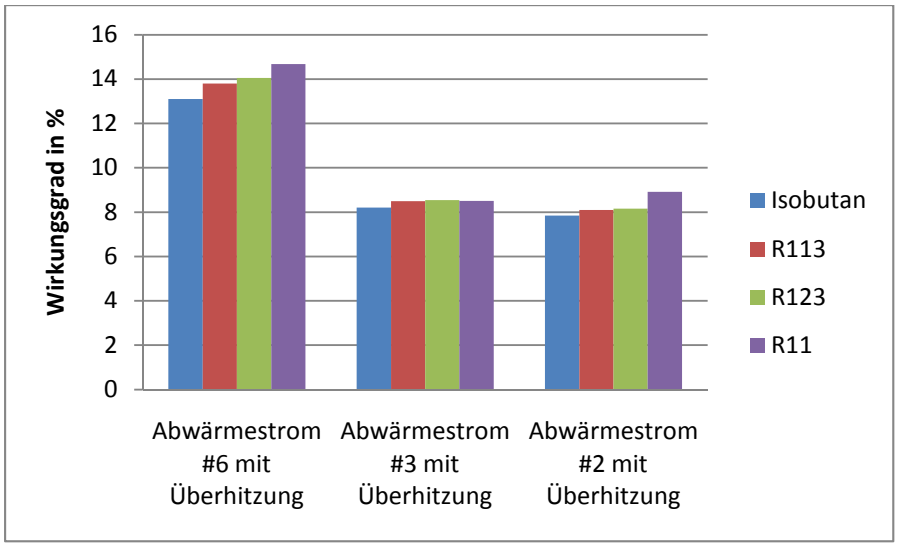

Abbildung 61: Wirkungsgrad der Simulation des ORC Prozesses mit Überhitzung und ohne internem Wärmeaustausch

Bei dieser Darstellung sollte wieder beachtet werden, dass jede Anwendung für eine andere Einsatztemperatur steht und je nach Arbeitsmittel und Abwärmeströmen verschiedene maximale Prozesstemperaturen erreicht wurden. Hierbei zeigt sich, dass unabhängig von der Einsatztemperatur das Arbeitsmittel R11 in jedem Fall im Vorteil ist. Die Ergebnisse des Abwärmestromes #6 erscheinen dabei wieder zu hoch. Der Einfluss von Reibungsverlusten im Rohrsystem könnte hierbei unzureichend berücksichtigt sein. Die vollständigen Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses mit Überhitzung und ohne internen Wärmeaustausch sind in Anhang I.2.2 aufgelistet.

4.5.5. Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses mit Überhitzung und mit internem Wärmetauscher

In einem letzten Simulationsdurchlauf wurde ein interner Wärmetauscher eingefügt, um die Auswirkungen auf den Wirkungsgrad und auch auf die im Kondensator abzuführende Wärmemenge zu bestimmen. Die Simulation wurde mit internem Wärmetauscher und Überhitzung durchgeführt. Die Abwärmeströme wurden dabei zunächst wie in der Simulation des ORC Prozesses mit Überhitzung ohne internen Wärmetauscher gewählt. Jedoch hat sich für die Abwärmeströme #2 und #3 bereits eine so niedrige Temperatur nach der Turbine eingestellt, dass entweder extrem geringe Wärmemengen übertragen wurden, oder ein interner Wärmetauscher nicht möglich

war aufgrund der zu geringen Temperaturdifferenzen. Daher wurde nur eine Simulationsreihe mit dem Abwärmestrom #6 als Verdampferstrom und dem Abwärmestrom #8 als Überhitzerstrom durchgeführt.

In Tabelle 29 sind die verwendeten Abwärmeströme noch einmal angegeben.

Abwärme-strom	T_{ein}	T_{aus}	Massen-strom	mittlere Wärmekapazität	abzuführende Wärmemenge	Medium
#	°C	°C	kg/s	kJ/(kg*K)	kW	
6	92	36	1,7	11,34	1079,57	Wasserdampf+Säuren
8	230	80	0,6	1,14	102,6	Luft+Wasserdampf+Säuren

Tabelle 29: Verwendete Abwärmeströme für die Simulation des ORC Prozesses mit Überhitzung und internen Wärmetauscher

In der Simulation musste der Wert, auf den der Abwärmestrom #6 abgekühlt wurde, auf die Temperatur des Arbeitsmittels nach dem internen Wärmetauscher angepasst werden. Dies war nötig, um eine Unterschreitung der Temperaturdifferenz von 5°C am Eingang des Verdampferwärmetauschers zu verhindern.

In der Eingabe der Simulation im EES musste noch der interne Wärmetauscher berücksichtigt werden. F 178 bis F 183 zeigt diese zusätzlichen Eingaben.

F 178: $T_{6;a} = T_2 + 5$

F 179: $h_{6;a} = \mathbf{h}\,(R\$\,; T = T_{6;a}; P = P_1)$

F 180: $q_{iwt} = h_6 - h_{6;a}$

F 181: $h_{2;a} = h_2 + q_{iwt}$

F 182: $T_{2;a} = \mathbf{T}\,(R\$\,; P = P_2\,; h = h_{2;a})$

F 183: $\dot{Q}_{iwt} = q_{iwt} \cdot \dot{m}_f$

Zunächst wurde die durch den Wärmetauscher übertragbare Enthalpie berechnet. Diese wurde dann in den Aufheizvorgang mit einbezogen wie die geänderte Gleichung für die Enthalpieänderung bei der Überhitzung in F 184 zeigt.

F 184: $$h_4 = h_2 + \frac{\dot{Q}_{vap}}{\dot{m}_f} + q_{iwt}$$

In Abbildung 62 wird das Diagram Window des ORC Prozesses mit Überhitzung und internem Wärmetauscher für das Arbeitsmittel Isobutan dargestellt.

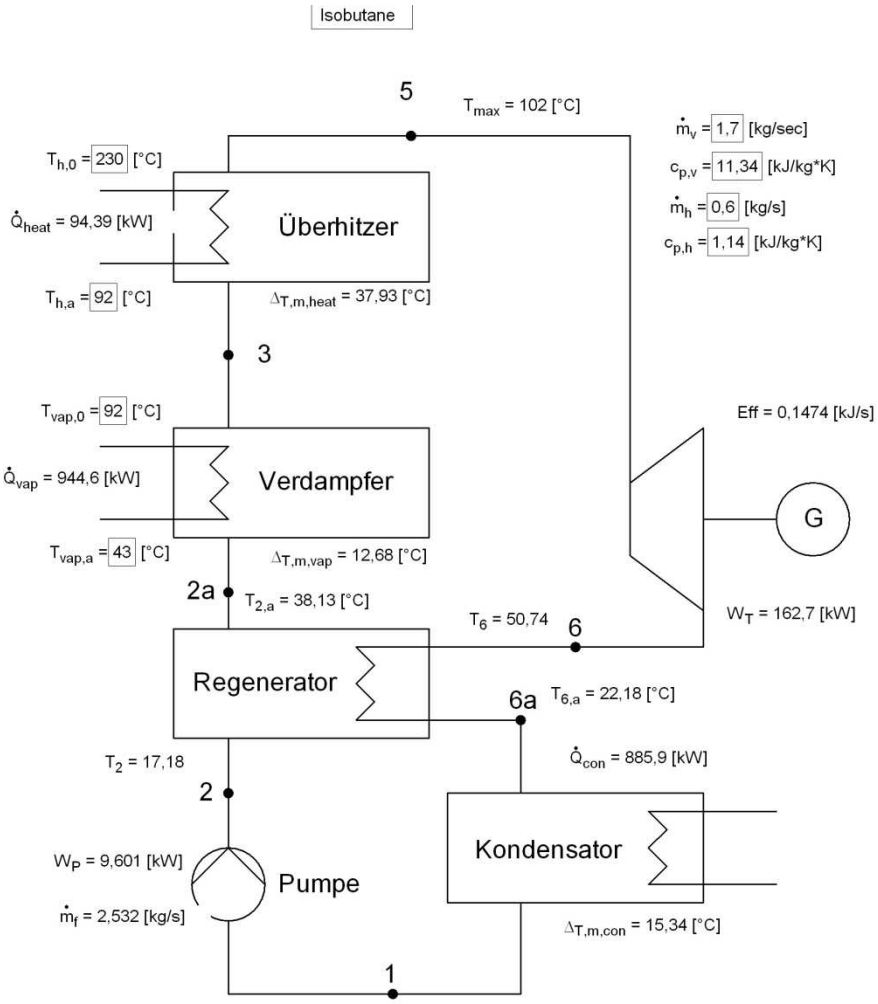

Abbildung 62: Diagram Window der Simulation des ORC Prozesses mit Überhitzung und internen Wärmetauscher mit Isobutan als Arbeitsmittel

In Tabelle 30 sind die Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #6 mit dem Abwärmestrom #8 im Überhitzer mit internem Wärmeaustausch dargestellt.

Arbeitsmittel	Wirkungsgrad	Turbinen-leistung	erforderliche Pumpenleistung	im Kondensator abzuführende Wärmemenge	maximale Arbeitsmittel-temperatur
	%	kW	kW	kW	°C
Isobutan	14,47	162,7	9,6	855,9	102
R113	16,1	131,8	1,5	677,4	115,6
R123	15,7	159,9	2,7	843,3	110,2
R11	15,6	180	3,6	958,9	113,5

Tabelle 30: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #6 mit dem Abwärmestrom #8 im Überhitzer mit internem Wärmeaustausch

Beim Vergleich dieser Ergebnisse mit jenen aus Tabelle 26 zeigt sich, dass der Wirkungsgrad des ORC Prozesses durch den internen Wärmetauscher um 1% bis 2,3% verbessert wird. Am stärksten steigt der Wirkungsgrad des Arbeitsmittels R113, allerdings steigt auch die Temperatur, mit der der Abwärmestrom #6 den Verdampfer verlässt, sehr stark bei diesem Arbeitsmittel. Dadurch sinkt die Turbinenleistung. Die Menge an abzuführender Wärmeenergie im Kondensator konnte durch den Einsatz eines internen Wärmetauschers auch verringert werden.

Die errechneten Wirkungsgrade für den ORC Prozess mit Überhitzung und internem Wärmeaustausch sind in Abbildung 63 dargestellt.

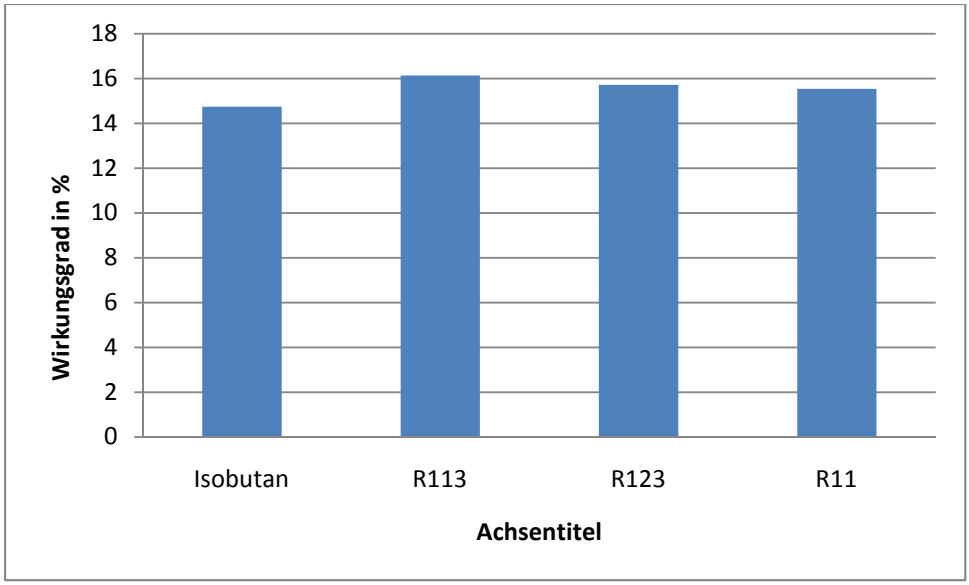

Abbildung 63: Wirkungsgrad für den ORC Prozess mit Überhitzung und internem Wärmeaustausch für den Abwärmestrom #6

Die vollständigen Ergebnisse der Simulationen des ORC Prozesses mit Überhitzung und internem Wärmeaustausch sind in Anhang I.2.3 aufgelistet.

4.5.6. Zusammenfassung der Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses

Die Ergebnisse des ORC Prozesses zeigen, dass das Arbeitsmittel R11 für hohe Verdampfertemperaturen und Überhitzungen einen besseren Prozesswirkungsgrad ermöglicht als die anderen untersuchten Arbeitsmittel. Die Arbeitsmittel R113 und R123 haben bei tiefen Temperaturen im Verdampfer Vorteile gegenüber R11. Lediglich Isobutan als Arbeitsmittel hatte in keiner der Simulationen einen Vorteil gegenüber den anderen untersuchten Arbeitsmitteln, wie auch in Abbildung 64 verdeutlicht wird.

Hierbei wurde der ORC Prozess ohne Überhitzung simuliert mit einer Kondensatortemperatur von 16°C. Für R11 musste eine Kondensatortemperatur von 21°C angenommen werden, wie in Kapitel 4.5.2 beschrieben wurde. Die Wirkungsgrade hängen somit nur noch von den eingesetzten Arbeitsmitteln ab.

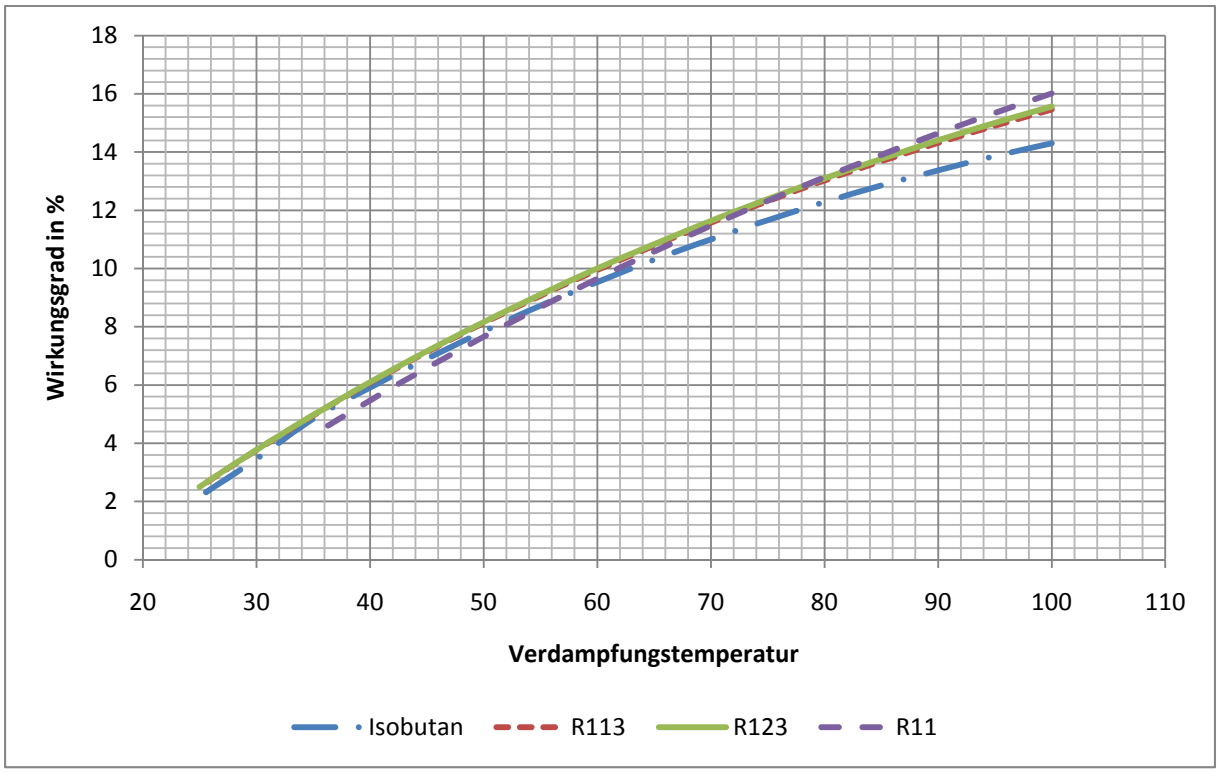

Abbildung 64: Wirkungsgrade der einzelnen Kältemittel des ORC Prozesses ohne Überhitzung bei einer Kondensatortemperatur von 16°C in Abhängigkeit der Verdampfer-Endtemperatur

Ein interner Wärmetauscher macht bei einem ORC Prozess mit Überhitzung einen Anstieg des Wirkungsgrades um bis zu 2,3% aus. Außerdem wird durch den internen Wärmetauscher die im Kondensator abzuführende Wärmemenge verringert. Generell führt der ORC Prozess auch zu einer Reduktion der abzuführenden Wärmemenge in den Abwärmeströmen.

Die Wirkungsgrade der einzelnen Simulationen des ORC Prozesses werden noch einmal in Abbildung 65 verglichen.

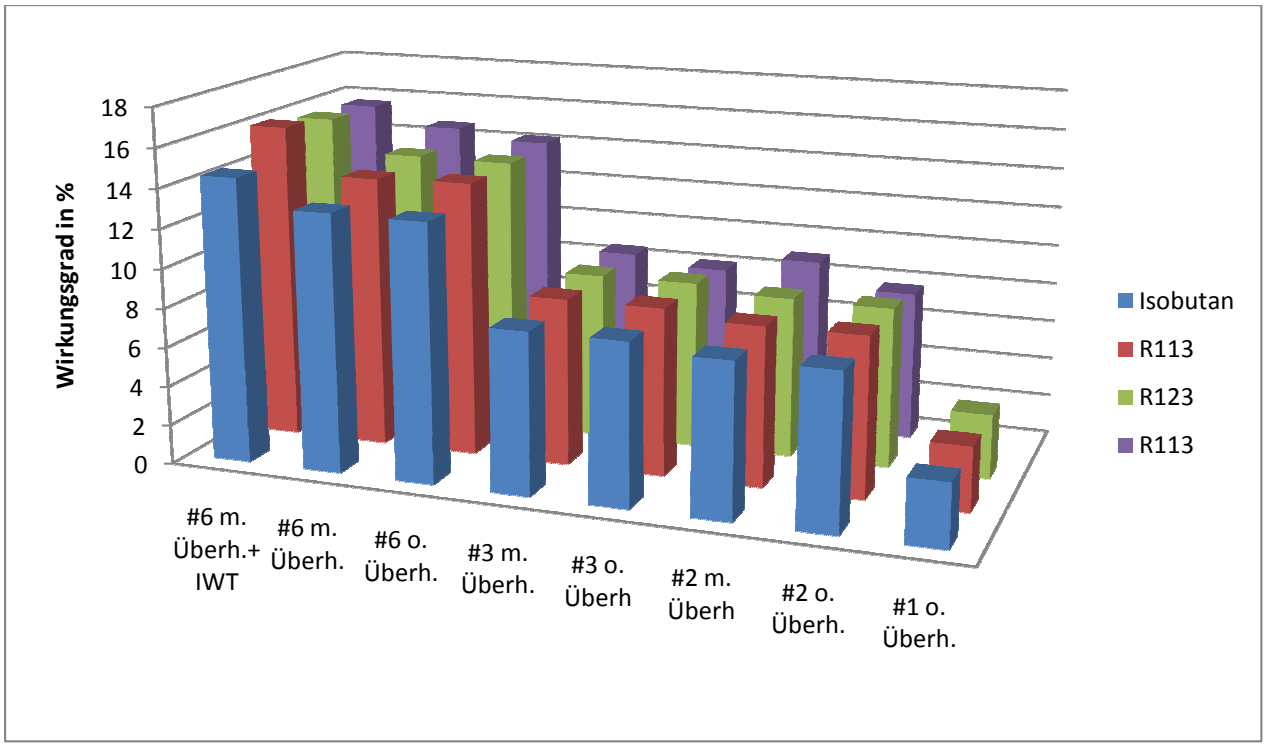

Abbildung 65: Wirkungsgrade der Simulationen des ORC Prozesses

Hierbei ist wiederum zu beachten, dass die angenommenen Endtemperaturen nur für geringere Massenströme an Arbeitsmittel erreichbar sind, wie bereits in Kapitel 4.5.1 beschrieben wurde. Ob es wirtschaftlich besser wäre den Prozess mit niedrigeren Verdampfer-Endtemperaturen oder niedrigeren Arbeitsmittelmassenströmen zu Betreiben konnte im Rahmen dieser Simulationen nicht ermittelt werden. Der Massenstrom und die Temperatur des Arbeitsmittels nach dem Verdampfer sollten vom Betreiber der Anlage gewählt werden. Hierbei muss ein Kompromiss zwischen einem hohen Massenstrom und hohen Temperaturen nach dem Verdampfer (Wirkungsgrad) gefunden werden. Jedoch liefern die Wirkungsgrade in Abhängigkeit der Verdampfer-Endtemperatur hier einen guten Ausgangspunkt für weitere Untersuchungen.

Symbolverzeichnis:

Parameter	Beschreibung	Einheit
$c_{p,c}$	mittlere Wärmekapazität des Abwärmestromes	kJ/kg*K
$c_{p,h}$	mittlere Wärmekapazität des Abwärmestromes	kJ/kg*K
Eff	Wirkungsgrad des Gesamtprozesses	-
h_1	Enthalpie des Kältemittels im Prozessschritt 1	kJ/kg
h_2	Enthalpie des Kältemittels im Prozessschritt 2	kJ/kg
h_4	Enthalpie des Kältemittels im Prozessschritt 4	kJ/kg
h_5	Enthalpie des Kältemittels im Prozessschritt 5	kJ/kg

h_6	Enthalpie des Kältemittels im Prozessschritt 6	kJ/kg
$h_{2,id}$	Enthalpie des Kältemittels nach einer idealen Pumpe	kJ/kg
$h_{2,a}$	Enthalpie des Kältemittels nach dem internem Wärmetauscher	kJ/kg
$h_{5,s}$	Enthalpie des Kältemittels nach einer idealen Turbine	kJ/kg
$h_{6,a}$	Enthalpie des Kältemittels vor dem internem Wärmetauscher	kJ/kg
$\dot{m}_f$	Massenstrom des Kältemittels	kg/s
$\dot{m}_h$	Massenstrom des Aufwärmestromes im Überhitzer	kg/s
$\dot{m}_v$	Massenstrom des Aufwärmestromes im Verdampfer	kg/s
P_1	Druck des Kältemittels im Prozessschritt 1	kPa
P_2	Druck des Kältemittels im Prozessschritt 2	kPa
P_3	Druck des Kältemittels im Prozessschritt 3	kPa
P_4	Druck des Kältemittels im Prozessschritt 4	kPa
P_5	Druck des Kältemittels im Prozessschritt 5	kPa
P_6	Druck des Kältemittels im Prozessschritt 6	kPa
P_{con}	Druck des Kältemittels im Kondensator	kPa
P_{vap}	Druck des Kältemittels im Verdampfer	kPa
P_{eff}	Pumpenwirkungsgrad	-
q_{iwt}	Im internen Wärmetauscher übertragene Enthalpie	kJ/kg
q_{sum}	Summe der auf das Arbeitsmittel übertragenen Enthalpie	kJ/kg
$\dot{Q}_{con}$	im Kondensator übertragene Wärmemenge	kW
$\dot{Q}_{heat}$	im Überhitzer übertragene Wärmemenge	kW
$\dot{Q}_{iwt}$	Im internen Wärmetauscher übertragene Wärmemenge	kW
$\dot{Q}_{vap}$	im Verdampfer übertragene Wärmemenge	kW
R$	Variable zur Einstellung des Kältemittels	
s_1	Entropie des Kältemittels im Prozessschritt 1	kJ/kgK
s_2	Entropie des Kältemittels im Prozessschritt 2	kJ/kgK
s_3	Entropie des Kältemittels im Prozessschritt 3	kJ/kgK
s_4	Entropie des Kältemittels im Prozessschritt 4	kJ/kgK
s_5	Entropie des Kältemittels im Prozessschritt 5	kJ/kgK
s_6	Entropie des Kältemittels im Prozessschritt 6	kJ/kgK
T_1	Temperatur des Kältemittels im Prozessschritt 1	°C
T_2	Temperatur des Kältemittels im Prozessschritt 2	°C
T_3	Temperatur des Kältemittels im Prozessschritt 3	°C
T_4	Temperatur des Kältemittels im Prozessschritt 4	°C
T_5	Temperatur des Kältemittels im Prozessschritt 5	°C
T_6	Temperatur des Kältemittels im Prozessschritt 6	°C
T_{2a}	Temperatur des Abwärmestromes Ausgang des internem Wärmetauschers	°C
T_{6a}	Temperatur des Abwärmestromes Eingang des internem Wärmetauschers	°C
$T_{h,0}$	Ursprungstemperatur des Überhitzerstromes	°C
$T_{h,a}$	Temperatur des Aufwärmestromes am Überhitzerausgang	°C
T_{max}	Temperatur des Arbeitsmittels nach dem Überhitzer	°C
$T_{vap,0}$	Ursprungstemperatur des Verdampferstromes	°C
$T_{vap,a}$	Temperatur des Aufwärmestromes am Verdampferstromes	°C

T_{eff}	Turbinenwirkungsgrad	-
W_p	Erforderliche Leistung der Arbeitsmittelpumpe	kW
W_t	durch die Turbine gewonnene Leistung	kW
x_1	Dampfanteil des Kältemittels im Prozessschritt 1	-
x_3	Dampfanteil des Kältemittels im Prozessschritt 3	-
x_4	Dampfanteil des Kältemittels im Prozessschritt 4	-
$\Delta T_{con,a}$	Temperaturdifferenz an der Seite A des Kondensatorwärmetauschers	°C
$\Delta T_{con,b}$	Temperaturdifferenz an der Seite B des Kondensatorwärmetauschers	°C
$\Delta T_{heat,a}$	Temperaturdifferenz an der Seite A des Überhitzerwärmetauschers	°C
$\Delta T_{heat,b}$	Temperaturdifferenz an der Seite B des Überhitzerwärmetauschers	°C
$\Delta T_{m,con}$	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz des Kondensatorwärmetauschers	°C
$\Delta T_{m,heat}$	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz des Überhitzerwärmetauschers	°C
$\Delta T_{m,vap}$	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz des Verdampferwärmetauschers	°C
$\Delta T_{vap,a}$	Temperaturdifferenz an der Seite A des Verdampferwärmetauschers	°C
$\Delta T_{vap,b}$	Temperaturdifferenz an der Seite B des Verdampferwärmetauschers	°C

4.6. Analyse der Verwendung der Abwärmeströme zum Betrieb einer Kalina Anlage

Die Analyse des Kalina Prozesses zur Nutzung der Abwärme aus den zur Verfügung stehenden Abwärmeströmen erfolgte auf einer Vorauslegung mit Hilfe der zur Verfügung stehenden Erfahrungswerte aus der Literatur (Lolos & Rogdakis, 2009; Ogriseck, 2009). Bei der Simulation des Kalina Prozesses wurde berechnet, dass das Arbeitsmittel des Prozesses eine Temperatur von 55°C bis 60°C am Eingang des Verdampferwärmetauschers aufweist. Der Grund hierfür ist die gute interne Wärmerückgewinnung des Kalina Prozesses. Ausschlaggebend ist die Nutzung der Wärmeenergie, die im Sumpfprodukt des Seperators verbleibt. Es muss wiederrum eine Temperaturdifferenz von 5°C zwischen Abwärmestrom und Arbeitsmittel im Verdampferwärmetauscher berücksichtigt werden. Dadurch erhöht sich die Temperatur, mit der die Abwärmeströme den Verdampfer verlassen, auf ca. 60°C. Die

Temperaturdifferenz von mindestens 5°C am Verdampferwärmetauscher ist aus der Simulation eines Kalina Prozesses entnommen (Ogriseck, 2009). Die nutzbaren Abwärmeströme und ihre abzuführende Wärmemenge im definierten Temperaturbereich ist in Tabelle 31 dargestellt.

Abwärmestrom	T_{ein}	T_{aus}	Massenstrom	mittlere Wärmekapazität	abzuführende Wärmemenge
#	°C	°C	kg/s	kJ/(kg*K)	kW
6	92	60	1,7	11,34	616,9
7	115	64	2,3	1,07	125,51
8	230	80	0,6	1,14	102,6

Tabelle 31: Nutzbare Wärmeströme für die Verwendung der Abwärmeströme zum Betrieb einer Kalina Anlage.

Die verwendeten Aufwärmeströme müssen das Arbeitsmittel im Verdampferwärmetauscher auf mindestens 75°C erwärmen. Eine weitere Einschränkung ist, dass Temperaturen von weniger als 60°C in den Abwärmeströmen nicht nutzbar sind. Dadurch sind die meisten zur Verfügung stehenden Abwärmeströme nicht nutzbar. Die erzielbaren Leistungen mit einem angenommenen Wirkungsgrad von 12% und einer nutzbaren Minimaltemperatur von 60°C sind in Tabelle 32 dargestellt.

Abwärmestrom	abzuführende Wärmemenge	erzielbare Turbinenleistungen
#	kW	kW
6	616,9	74,02
7	125,51	15,06
8	102,6	12,31

Tabelle 32: erzielbare Turbinenleistung für die Verwendung der Abwärmeströme zum Betrieb einer Kalina Anlage.

Schon in dieser Vorauslegung zeigt sich, dass die nutzbaren Wärmemengen viel zu gering sind, um eine Kalina Anlage damit zu betreiben. Der Kalina Prozess eignet sich offenbar für große Wärmemengen und der Nachschaltung einer zusätzlichen Abwärmenutzung, da er Resttemperaturen von mindestens 60°C im Abwärmestrom belässt. Selbst mit einem höheren Wirkungsgrad, von dem bei den niedrigen Temperaturen nicht ausgegangen werden kann, würde sich der Betrieb einer Kalina Anlage mit den zur Verfügung stehenden Abwärmeströmen nicht lohnen.

Der Kalina Prozess ist somit durch seine Einsatztemperaturen für die verfügbaren Abwärmeströme weit eingeschränkter nutzbar als die anderen in dieser Arbeit untersuchten Verfahren.

4.7. Analyse der Verwendung der Abwärmeströme zum Betrieb eines Stirlingmotors

Die Analyse der Verwendung der Abwärmeströme zum Betrieb eines Stirlingmotors wurde mit Hilfe der Auslegeformel aus Kapitel 3.3.6 durchgeführt:

F 41: $\boldsymbol{\eta_a = 0,5 * (1 - \frac{T_{min}}{T_{max}})}$

Die zur Verfügung stehenden Abwärmeströme wurden auf ihre gewünschten Endtemperaturen abgekühlt. Da diese wiederrum die Wärmeenergie mittels Wärmeaustausch an den Expansionsraum des Stirlingmotors abgeben, wurde eine Temperaturdifferenz von 5°C zwischen dem Abwärmestrom und dem Expansionsraum eingeplant. Der Kompressionsraum des Stirlingmotors wird mit einer Kühltemperatur von 16°C angenommen. Dies ergibt sich aus der angenommenen Kühlflüssigkeitstemperatur von 11°C und der Temperaturdifferenz von 5°C, die zur Sicherstellung des Wärmeüberganges vom Kühlmittelstrom auf den Kompressionsraumes nötig ist. Die Wärmedifferenzen der Wärmetauscher sind hierbei in Anlehnung an die Simulation des ORC Prozesses gewählt (Dai, Wang, & Gao, 2009).

Die für die Berechnung verwendeten Abwärmeströme werden in Tabelle 33 dargestellt.

Abwärme-strom	T_{ein}	T_{aus}	Massen-strom	mittlere Wärmekapazität	abzuführende Wärmemenge	Medium
#	°C	°C	kg/s	kJ/(kg*K)	kW	
1	33	21	828	4,16	41333,76	Wasser+Säuren
2	55	38	57	4,08	3953,52	Wasser+Säuren
3	57	37	135	4,16	11232	Wasser+Säuren
4	60	40	21	4,15	1743	Wasser+Säuren
5	70	30	4	1,22	195,2	Luft+Wasserdampf
6	92	36	1,7	11,34	1079,57	Wasserdampf+Säuren
7	115	64	2,3	1,07	125,51	Luft+Wasserdampf
8	230	80	0,6	1,14	102,6	Luft+Wasserdampf+Säuren

Tabelle 33: zur Simulation des Stirlingmotors verwendete Abwärmeströme.

Es zeigt sich, dass alle Abwärmeströme verwendet werden können. Der Abwärmestrom #1 kann jedoch aufgrund seiner niedrigen Endtemperatur nur bis auf 21°C abgekühlt werden, damit die 5°C Temperaturdifferenz im Wärmetauscher des Kompressionsraumes gegeben sind.

Die Kompressionsraum (T_{komp})-und Expansionsraumtemperaturen (T_{ex}), welche durch die einzelnen Abwärmeströme erreichbar sind, sind in Tabelle 34 dargestellt.

Abwärme-strom	T_{ex}	T_{komp}	abzuführende Wärmemenge	errechneter Auslegungs-wirkungsgrad	erreichbare Motorleistung
#	°C	°C	kW	%	kW
1	28	16	41333,8	1,99	823,5
2	50	16	3953,5	5,26	208
3	52	16	11232	5,54	621,8
4	55	16	1743	5,94	103,6
5	65	16	195,2	7,25	14,1
6	87	16	1079,6	9,86	106,4
7	110	16	125,5	12,27	15,4
8	225	16	102,6	20,98	21,5

Tabelle 34: erreichbare Wirkungsgrade und erreichbare Leistungen bei der Verwendung eines Stirlingmotors zur Nutzung der Abwärmeströme

Da der Auslegungswirkungsgrad des Stirlingmotors lediglich von den Einsatztemperaturen abhängt und die Kompressionsraumtemperatur bei dieser Berechnung für alle Abwärmeströme 16°C beträgt, wurde der Auslegungswirkungsgrad in Abhängigkeit der Expansionsraumtemperatur in Abbildung 66 dargestellt.

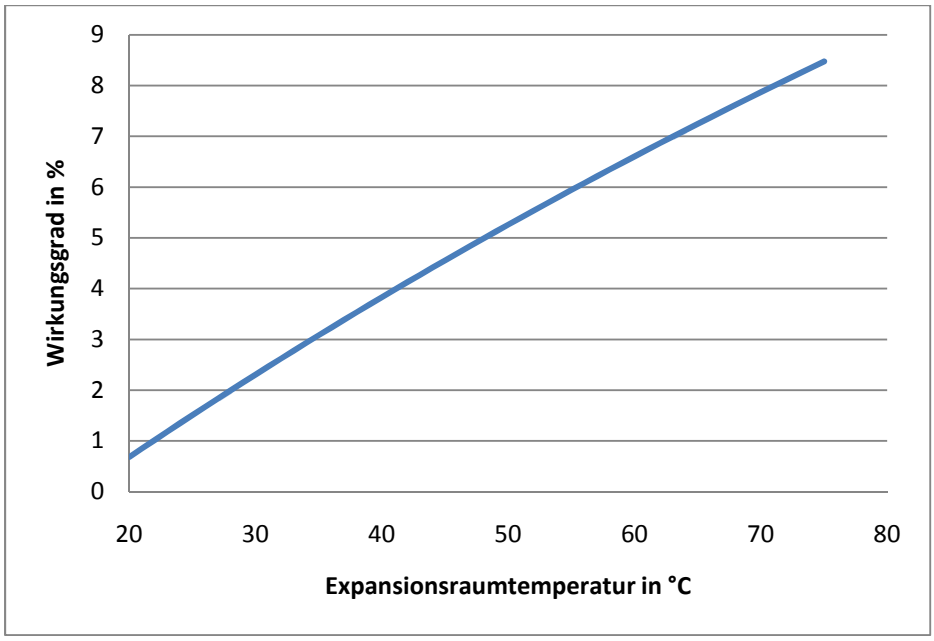

Abbildung 66: Auslegewirkungsgrad des Stirlingmotors bei einer Kompressionsraumtemperatur von 16°C

Zur detaillierten Auslegung von Stirlingmotoren stehen verschiedene Möglichkeiten zur Verfügung. Diese Analysemetoden werden eingeteilt in Analysemethoden 1. bis 3.

Ordnung. Zusätzlich gibt es noch Auslegeformeln zur elementaren Stirling-Maschinen-Analyse, welche manchmal auch als Analysemethoden 0. Ordnung bezeichnet werden. Als Alternative werden Design Charts verwendet, die auf Messungen bereits existierender Stirling Maschinen beruhen. Diese sind meist genauer als die Analysemethoden 3. Ordnung. Diese haben jedoch den Nachteil, dass keine Verbesserungen des Prozesses erzielt werden können, da die Diagramme auf bereits bestehenden Anlagen beruhen. Alle Analysemethoden haben jedoch gemeinsam, dass gewisse Parameter wie der mittlere Systemdruck, die Arbeitsfrequenz der Maschine und das gesamte Arbeitsmittelvolumen bereits bekannt sein müssen (Steimle, Lamprichs, & Beck, 2007).

Die für unsere Anwendung berechneten Motorleistungen sind, wie in Abbildung 67 dargestellt, relativ gering, jedoch lassen sich mit den Motorleistungen des Abwärmestromes #1, #2 und des Abwärmestromes #3 die Kompressionswärmepumpen der Aufwärmeanwendung für den Aufwärmestrom #1 betreiben.

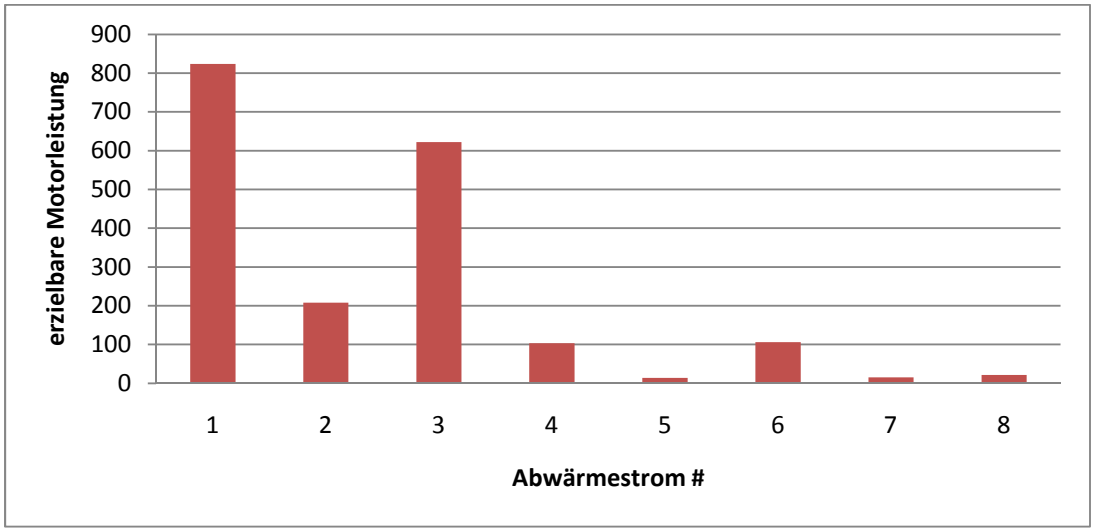

Abbildung 67: Erzielbare Motorleistungen bei Verwendung eines Stirlingmotors zur Nutzung der Wärmeenergie der Abwärmeströme

Es müssen jedoch weitere Analysen durchgeführt werden, um die Betriebsparameter und Abmessungen der Anlage zu bestimmen. Da die Leistung des Abwärmestromes#1 und #3 so hoch sind, wäre hier der Einsatz von weit mehr als einem Stirlingmotor erforderlich, um die gesamte Wärmeenergie zu nutzen.

Symbolverzeichnis:

Parameter	Beschreibung	Einheit
$\boldsymbol{\eta_a}$	Auslegungwirkungsgrad des Stirlingmotors	-
$\boldsymbol{T_{komp}}$	Temperatur des Kompressionsraumes des Stirlingmotors	K
$\boldsymbol{T_{ex}}$	Temperatur des Expansionsraumes des Stirlingmotors	K

4.8. Analyse der Verwendung der Abwärmeströme zum Betrieb eines thermoelektrischen Generators

Die Analyse der Nutzung der Abwärmeströme zum Betrieb eines thermoelektrischen Generators wurde auf der Basis der in der Literatur gefundenen Werte für vorhandene Simulationen durchgeführt (Fröhlich, Eisenhut, & Bitschi, 2008).
In diesen Simulationen wurden Analysen der Nutzung des TEG mit Hilfe von Erdsondenbohrungen durchgeführt. Der TEG wurde bei Temperaturen von 40°C bis 85°C mit ZT=1 simuliert, und es wurden Temperaturgefälle von 0,1K bis 0,26K angenommen. Da die in dieser Arbeit durchgeführten Simulationen jedoch für Wärmeaustausch ausgelegt sind, müssen die in der Literatur gefundenen Wirkungsgrade modifiziert werden.
Es wurden die gleichen Temperaturgefälle wie für die Simulation des Stirlingmotors angenommen, da die Parameter für einen Wärmetauscher die gleichen sind. Die hier verwendeten Abwärmeströme ergeben sich somit wie in Tabelle 35 dargestellt.

Abwärme-strom	T_{ein}	T_{aus}	Massen-strom	mittlere Wärmekapazität	abzuführende Wärmemenge	Medium
#	°C	°C	kg/s	kJ/(kg*K)	kW	
1	33	21	828	4,16	41333,76	Wasser+Säuren
2	55	38	57	4,08	3953,52	Wasser+Säuren
3	57	37	135	4,16	11232	Wasser+Säuren
4	60	40	21	4,15	1743	Wasser+Säuren
5	70	30	4	1,22	195,2	Luft+Wasserdampf
6	92	36	1,7	11,34	1079,57	Wasserdampf+Säuren
7	115	64	2,3	1,07	125,51	Luft+Wasserdampf
8	230	80	0,6	1,14	102,6	Luft+Wasserdampf+Säuren

Tabelle 35: Für die Simulation eines TEG verwendete Abwärmeströme

Wie bereits erwähnt musste der Wirkungsgrad des TEG modifiziert werden, da in der Simulation von einer dimensionslosen Größe X=1 ausgegangen wurde. Die

dimensionslose Größe und ihr Einfluss auf den Wirkungsgrad eines TEG und eines Wärmetauschers wurde in Kapitel 3.4.3 bereits erläutert. Da der TEG in dieser Simulation in einem Wärmetauscher verwendet wird, muss ein Kompromiss zwischen dem Wirkungsgrad des TEG und jenem des Wärmeaustausches gefunden werden. Zur Bestimmung der neuen, dimensionslosen Größe X wurde ein gewünschter Wärmetauscherwirkungsgrad von mindestens 80% angenommen. Das bedeutet, dass 80% der maximal übertragbaren Wärmeenergie im Wärmetauscher übertragen wird. Die maximal übertragbare Wärmeenergie kann nur theoretisch und zwar bei keinerlei Temperaturdifferenz zwischen heißer und kalter Seite des Wärmetauschers erreicht werden. Diese Größe wurde aus einer Simulation des ORC Prozesses (Hettiarachchi, Golubovic, Worek, & Ikegami, 2007) übernommen. Für einen Wärmetauscherwirkungsgrad von 80% muss die dimensionslose Größe laut Abbildung 33 X=4 sein. Der Einfluss der dimensionslosen Größe auf den Wirkungsgrad des TEG ist laut Kapitel 3.4.2

F 46: $\boldsymbol{\eta_{TEGinWT}} = \frac{\mathbf{1}}{\boldsymbol{X}+\mathbf{1}}\boldsymbol{\eta_i}$

Mit einem Wert X=4 würde sich der erreichbare Wirkungsgrad, der mit X=1 berechnet wurde, also auf 40% des Wertes aus den Simulationen reduzieren.
Die erreichbaren Wirkungsgrade und Leistungen wurden in Tabelle 36 angegeben.

Abwärme-strom	abzuführende Wärmemenge	Wirkungsgrad der Simulation für X=1 (Literatur)	Wirkungsgrad im WT	erzielbare Leistung
#	kW	%	%	kW
1	41333,76	1,25	0,5	206,67
2	3953,52	1,25	0,5	19,77
3	11232	1,25	0,5	56,16
4	1743	1,25	0,5	8,72
5	195,2	1,25	0,5	0,98
6	1079,57	1,25	0,5	5,4
7	125,51	1,8	0,72	0,9
8	102,6	2,8	1,12	1,1

Tabelle 36: Ergebnisse der Analyse der Nutzung der Abwärmeströme im TEG eines Wärmetauschers.

Wie sich zeigt sind die hierbei erreichbaren Leistungen zu gering, um den Einsatz eines TEG zu rechtfertigen. Die durch den Abwärmestrom #1 erzielbaren Leistungen sind zwar deutlich höher, jedoch liegt das wieder nur am vergleichsweise hohen Energieinhalt des Abwärmestromes #1. Der Wirkungsgrad ist bei allen anderen untersuchten Methoden zur Energiewandlung höher.
Es hat sich somit die Einschätzung der theoretischen Betrachtung bestätigt, dass der TEG erst ab einer Verfünffachung bis Verzehnfachung der Gütezahl ZT zu momentanen Methoden der Niedertemperaturnutzung konkurrenzfähig wird. Zur Nutzung in einem Wärmetauscher sind noch höhere Werte nötig, um einen Einsatz rechtzufertigen.

Symbolverzeichnis

Parameter	Beschreibung	Einheit
$\eta_{TEGinWT}$	Wirkungsgrad des TEG in einem Wärmetauscher	-
X	Dimensionslose Kennzahl des TEG	-
η_i	Idealer Wirkungsgrad des TEG (Materialabhängig)	-

4.9. Vergleich der Ergebnisse der Analysen des ORC Prozesses, des Kalina Prozesses, des Stirlingmotors und des TEG

Wie die Analysen gezeigt haben, eignen sich weder der Kalina Prozess, noch der Thermoelektrische Generator zur Nutzung der zur Verfügung stehenden Niedertemperaturströme.
Die höheren Wirkungsgrade und abgegebenen Leistungen erzielt der ORC Prozess, was sowohl aus der Literatursuche, als auch aus den Simulationen hervorgegangen ist. Der Vorteil des Stirlingmotors liegt in den niedrigeren Anlagenkosten. Allerdings müssten zur genaueren Auslegung des Stirlingmotors noch weitere maschinenbauliche Berechnungen und Detailauslegungen erfolgen.
Die in dieser Arbeit ermittelten Wirkungsgrade für den ORC Prozess scheinen im Vergleich zu den Wirkungsgraden bestender Anlagen sehr hoch zu sein. Jedoch befinden sich die Wirkungsgrade durchgeführter Simulationen für niedrige Temperaturniveaus von unter 60°C in ähnlichen Größenordnungen, wie die im Rahmen der Literatursuche erhaltenen (Saleh, Koglbauer, Wendland, & Fischer, 2007). Die Angaben der Massenströme und Turbinenleistungen der Simulationen des ORC Prozesses sind, wie

bereits erwähnt, für höchstmögliche Temperaturen des Arbeitsmittels am Verdampferausgang und minimale Massenströme ausgelegt. Es kann davon ausgegangen werden, dass bei einer reellen Anlage entweder die Verdampfer-Endtemperaturen des Arbeitsmittels für die einzelnen Ströme oder der Massenstrom des Arbeitsmittels im Prozess nach unten korrigiert werden muss.
In Abbildung 68 wird noch einmal ein Vergleich zwischen den Wirkungsgraden der untersuchten ORC Prozesse ohne Überhitzung oder internen Wärmeaustausch und dem Wirkungsgrad des Stirlingmotor für eine untere Prozesstemperatur von 16°C dargestellt. Die Werte für den ORC Prozess wurden hierbei schon in Abbildung 64 gezeigt.

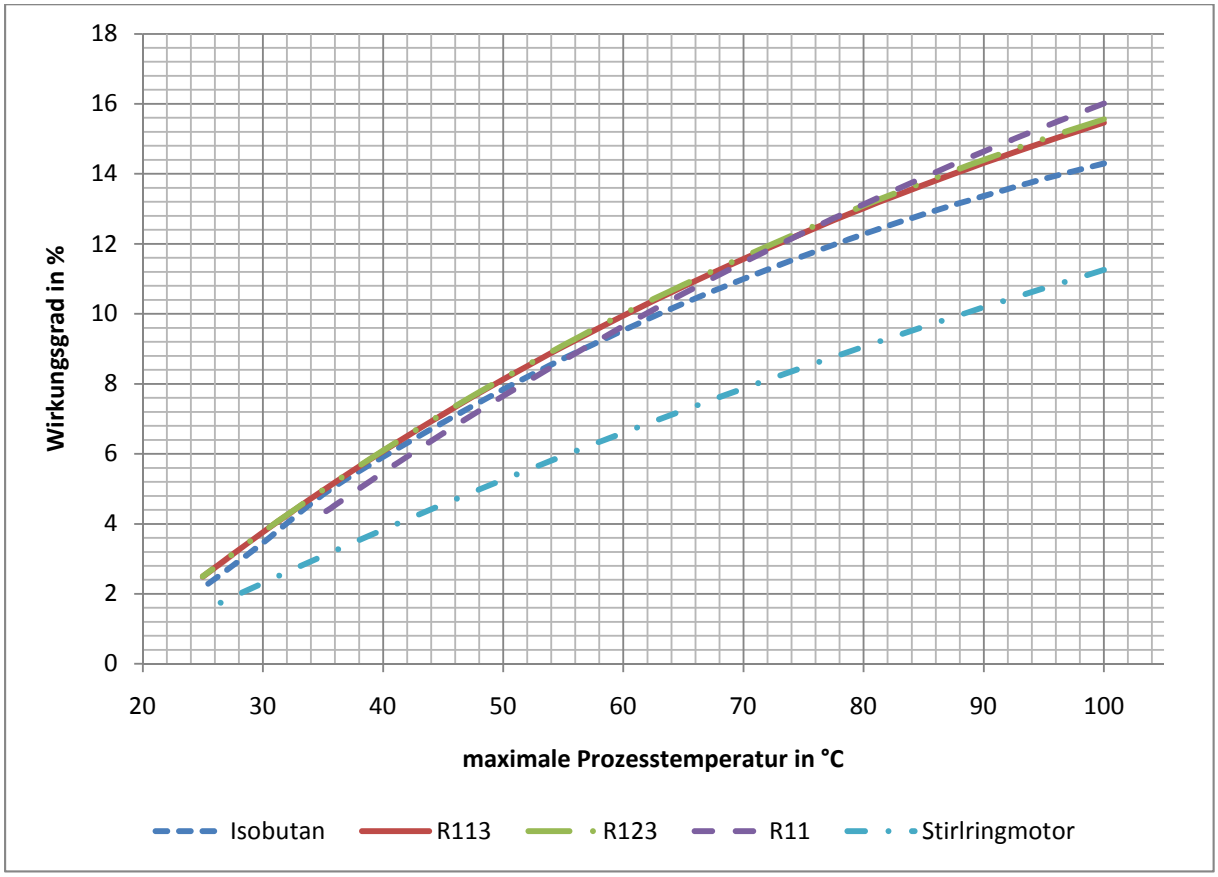

Abbildung 68: Vergleich der Erreichbaren Wirkungsgrade des simulieren ORC Prozesses mit den Ergebnissen der Auslegungsformel des Stirlingmotors für eine untere Prozesstemperatur von 16°C

Die Vorteile des Stirlingmotors liegen in den geringeren Investitionskosten und den geringeren Anlagenkosten, vor allem im laufenden Betrieb, wie in Kapitel 3.3.6 beschrieben. Bei Anwendungen mit niedrigen Maximaltemperaturen könnten somit die geringeren Wirkungsgrade kompensiert werden.

5. ZUSAMMENFASSUNG UND INTERPRETATION DER ERGEBNISSE DIESER ARBEIT

Wie sich im Rahmen der Literatursuche bereits gezeigt hat, sind, wenn es die innerbetrieblichen Bedürfnisse zulassen, der direkte Wärmeaustausch und die Methoden zur Erhöhung oder Verringerung eines Temperaturniveaus den Energiewandlungmethoden vorzuziehen. Hierbei sind auch Kombinationen der Verfahren sinnvoll, wie sich in der Simulation der Kompressionswärmepumpe mit zusätzlichem Wärmetauscher für den Aufwärmestrom #2 gezeigt hat.
Auch die Bereitstellung von Nutzkälte weist hohe Leistungszahlen auf. Jedoch ist aufgrund der niedrigen Mengen an nutzbarer Wärmeenergie der zu Verfügung stehenden Abwärmeströme eine Nutzung nicht wirtschaftlich. Die Kosten einer Absorptionskältemaschine würden sich für eine mögliche Raumkühlung nicht lohnen.

Ist die Umwandlung der Wärmeenergie in eine andere Energieform gewünscht, so eignen sich, je nach Größe der abzuführenden Wärmemenge der ORC Prozess und der Stirlingmotor am Besten. Der Stirlingmotor ist hierbei für kleinere Leistungen unter 100kW und geringere Temperaturdifferenzen geeignet, während sich der ORC Prozess für große Leistungen und höhere Temperaturniveaus eignet. Allerdings ist beim ORC Prozess auf die Verwendung eines für den Temperaturbereich optimieren Arbeitsmittels zu achten, wie in der Simulation erwiesen wurde.
Der Einsatz einer Anlage auf dem Prinzip des Kalina Prozesses ist nur bei großen abzuführenden Wärmemengen und hohen Temperaturniveaus in Betracht zu ziehen. Aufgrund der guten internen Wärmerückführung des Prozesses sollte die in den Abwärmeströmen enthaltene Restwärme ihrerseits durch ein weiteres Verfahren genutzt werden.
Der Thermoelektrische Generator ist momentan noch nicht konkurrenzfähig zu den anderen untersuchten Methoden. Aufgrund seines momentan noch sehr geringen Wirkungsgrades hat er in keinem industriellen Einsatzbereich einen Vorteil.

Jedoch konnte keine der untersuchten Methoden zur Energieumwandlung den erforderlichen Kühlaufwand merklich senken, da bei allen Verfahren mindestens 85% der abzuführenden Wärmemenge im Abwärmestrom verbleiben.

6. LITERATURVERZEICHNIS

Borsukiewicz, A., & Nowak, W. (2007). Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius-Rankine cycle. *Energy 32* , S. 334-352.

Dai, Y., Wang, J., & Gao, L. (2009). Parametric optimasition and comparative study of Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. In *Energy conversion and Management* (S. 576-582). Elsevier.

Devota, S. (1994). *Alternative heat pump working Fluids to CFC´s.* India: Elsevier Science Ltd.

Devota, S. (1995). Alternative heat pump working fluids to CFCs. *Heat Recovery Systems and CHP 15* , S. 273 - 279.

Drescher, U., & Brüggemann, D. (2007). Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants. *Applied Thermal Engineering* , S. 223 - 228.

Eicker, P. D. (2006). Entwicklungstendenzen und Wirtschaftlichkeit solarthermischer Kühlung. *Band 74 – Viertes Symposium „Solares Kühlen in der Praxis".* HfT Stuttgart.

Eickler, U. (2007). Entwicklungstendenzen solarthermischer Kühlung Kälte aus der Sonne. *GEB-2007-06-19- Fachwissen \& Technik - Solarenergie.*

Florides, G., Kalogirou, S., Tassou, S., & Tassou, L. (2003). Design and construction of a LiBr-water absorption machine. *Energy Conversion and Management 44* , S. 2483 - 2508.

Fröhlich, K., Eisenhut, C., & Bitschi, A. (2009). *Anwendungspotential der thermoelektrischen Stromerzeugung im Hochtemperaturbereich.* Zürich: Bundesamt für Energie BFE Forschungsprogramm Elektrizitätstechnologien \& -anwendungen.

Fröhlich, K., Eisenhut, C., & Bitschi, A. (2008). *Das thermoelektrische Kraftwerk.*

Gabathuler, R., Cizmar, J., & Zahnd, E. (2002). *Messungen an Retrofit-Wärmepumpen.* Bundesamt für Energie.

Glück, B. (1985). *Heißwassernetzwerke-für Wohn und Industriegebiete.* Berlin: VEB-Verlag für Bauwesen Berlin.

Gomri, R. (2010). Investigation of the potential of application of single effect and multiple effect absorption cooling systems. *ENERGY Conversion and Management* .

Hackl, A. (1981). *Nutzung Industrieller Abwärme.* Wien: Springer Verlag.

Heidelbeck, R., Kruse, H., & Laue, J. (2000). *Wärmepumpen in Gewerbe und Industrie-ein Überblick.* Hannover: Informationszentrum Wärmepumpen und Kältetechnik e.V., Hannover.

Hettiarachchi, M., Golubovic, M., Worek, W. M., & Ikegami, Y. (2007). Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. *Energy 32* , S. 1698-1706.

Hung, T.-C. (2001). Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids. *Energy Conversion and Management* , S. 539 - 553.

Jackob, U., & Eicker, U. (2009). *Solar Cooling Division.* Bingen: 9th Energietag Rheinland-Pfalz.

Jakob, U. (01. 09 2007). Solare Kühlung-Erste Beispiele aus der Praxis; 3. Solartagung Rheinland-Pfalz. Birkenfeld, Rheinland-Pfalz, Germany.

Kalina, A. (1984). Combined Cycle System With Novel Bottoming Cycle. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 106* , S. 737-742.

Kongdragool, B., & Wongwises, S. (2003). A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews 7* , 131-154.

Kongtragool, B., & Wongwises, S. (7 2003). A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* , S. 131-154.

Lakob, U. (2008). *Solare Kühlung – die umweltfreundliche Klimatisierung.* Solar Cooling Division.

Lambauer, J., Fahl, U., Ohl, M., Blesl, M., & Voß, A. (2008). *Industrielle Großwärmepumpen-Potentiale, Hemmnisse und Best-Practice Beispiele.* Stuttgart: Universität Stuttgart.

Larjola, J. (1995). Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC). *International Journal of Production Economics 41* , S. 227 - 235.

Liu, B.-T., Chien, K.-H., & Wang, C.-C. (2004). Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy 29* , S. 1207 - 1217.

Lolos, P., & Rogdakis, E. (2009). A Kalina power cycle driven by renewable energy sources. *Energy 34* , S. 457-464.

Mittal, V., Kasana, K., & Thakur, N. (2006). Modelling and simulation of a solar absorption cooling system for India. *Journal of Energy in Southern Africa 17/3* , S. 65-70.

Morgenstern, A. (2007). *Solare Kühlung, Solarthermisch unterstützte Klimatisierung.* Freiburg: Frauenhofer Institut für solare Energiesysteme.

NREL, N. r. (10. 03 2009). *NREL Ocean thermal energy Conversion.* Abgerufen am 06. 05 2010 von http://www.nrel.gov/otec/electricity.html

Ogriseck, S. (2009). Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant, a case study. In *Applied Thermal engineering* (S. 2843-2848).

Pelster, R., Pieper, R., & Hüttl, I. (2005). THERMOSPANNUNGEN – Viel genutzt und fast immer falsch erklärt. *Physik und Didaktik in Schule und Hochschule* .

Proactive Investors (AU). (24. 02 2009). *Proactive Investors (AU) Wasabi Energy subsidiary inks licensing agreement with Shanghai Shenghe New Energy Resources*. Abgerufen am 08. 03 2010 von http://www.proactiveinvestors.com.au/companies/news/899/wasabi-energy-subsidiary-inks-licensing-agreement-with-shanghai-shenghe-new-energy-resources-0899.html

Reisinger, H., & Pointner, G. (2003). *Fuzy logic controlled chp plant for biomass fuels based on a highly efficient ORC process.* Graz: Stadtwärme Lienz.

Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M., & Fischer, J. (2007). Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. *Energy 32* , S. 1210 - 1221.

Schlecht, S., & Böttner, H. (Februar 2008). Nachrichten aus der Chemie. *Nanostrukturierte Thermoelektrika* .

Schleder, F. (2008). *Stirlingmotoren-Thermodynamische Grundlagen, Kreisprozessrechnung und Niedertemperatur- und Freikolbenmotoren.* Irrel: Vogel Buchverlag.

Scholten, W. (1980). Arbeitsmedien. *VDI Berichte Nr. 377* , S. 9.

Schuster, A., Karellas, S., Kakaras, E., & Spliethoff, H. (2009). Energetic and aconomic investigation of Organic Rankine Cycle applications. In *Applied thermal Engineering* (S. 1809-1817). Elsevier.

Spoelstra, S., Haije, W., & Dijkstra, J. (2002). Techno-economic feasibility of high-temperature high-lift chemical heat pumps for upgrading industrial waste heat. *Applied Thermal Engineering 22* , S. 1619 - 1630.

Steimle, F., Lamprichs, J., & Beck, P. (2007). *Stirling-Maschinen-Technik.* Heidelberg: C.F.Müller Verlag.

Sun, J.-F., Kitamura, Y., & Satake, T. (2007). *Application of Stirling cooler to food processing.*

Tchanche, B. F., Papadakis, G., Lambrinos, G., & Frangoudakis, A. (2009). Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering 29* , S. 2468 - 2476.

Thombare, D., & Verma, S. (12 2008). Technological development in the Stirling cycle engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* , S. 1-38.

VDI, V. d. (2002). *VDI Wärmeatlas.* Berlin: Springer.

Wei, D., Lu, X., Lu, Z., & Gu, J. (2007). Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery. *Energy Conversion and Management 48* , S. 1113 - 1119.

Wien Energie. (2010). *Kälte aus Wärme: Coole Technoligoe*. Abgerufen am 2010. 03 16 von http://www.wienenergie.at/we/ep/programView.do/contentTypeId/1001/channelId/-25556/programId/13871/pageTypeId/11894

Zahoransky, R. A. (2009). *Energietechnik.* Wiesbaden: Vieweg+Teubner.

Ziegler, F. (1991). *Kompressions-Absorptions-Wärmepumpen.* München.

Zoppke, H., & Schleder, F. (2005). *Möglichkeiten und Grenzen der Leistungssteigerung von Niedertemperatur-Stirlingmotoren.* Trier: Fachhochschule Trier.

ANHANG

I. DETAILLIERTE ERGEBNISSE DER DURCHGEFÜHRTEN SIMULATIONEN

I.1. ERGEBNISSE DER SIMULATIONEN DER KOMPRESSIONSWÄRMEPUMPE

Nachfolgend werden in Tabelle 37 die detaillierten Ergebnisse der Simulation der Kompressionswärmepumpe für den Aufwärmestrom #1 ohne zusätzlichen WT aufgeführt. Getätigte Eingaben sind Kapitel 4.3.5 zu entnehmen.

Kältemittel		Ammoniak	R134a	R152a	R236fa
COP		16,99	16,78	17,04	16,99
$\dot{m}_f$	[kg/s]	71,53	58,62	36,73	71,53
Wf	[kW]	591,3	598,6	589,5	591,3
$T_{c,i}$	[°C]	33	33	33	33
$T_{c,o}$	[°C]	30,26	30,26	30,26	30,26
$T_{h,0}$	[°C]	35	35	35	35
$T_{h,i}$	[°C]	11	11	11	11
$\Delta T_{con,a}$	[°C]	26	26	26	26
$\Delta T_{con,b}$	[°C]	3,229	6,717	9,191	3,229
$\Delta T_{evap,a}$	[°C]	6,5	6,5	6,5	6,5
$\Delta T_{evap,b}$	[°C]	3,756	3,758	3,755	3,756
$\Delta T_{m,con}$	[°C]	10,92	14,25	16,16	10,92
$\Delta T_{m,evap}$	[°C]	5,003	5,004	5,003	5,003
x[1]		1	1	1	1
x[2]		100	100	100	100
x[3]		1	1	1	1
x[5]		0,09364	0,08652	0,07008	0,09364
T[1]	[°C]	26,5	26,5	26,5	26,5
T[2]	[°C]	38,23	41,72	44,19	38,23
T[3]	[°C]	37	37	37	37
T[4]	[°C]	37	37	37	37
T[5]	[°C]	26,5	26,5	26,5	26,5
q_c	[kJ/kg]	8,266	10,21	16,05	8,266
q_{con}	[kJ/kg]	140,4	171,3	273,5	140,4
q_{c_id}	[kJ/kg]	4,96	6,126	9,63	4,96
$\dot{Q}_{con}$	[kW]	10044	10044	10044	10044
$\dot{Q}_{evap}$	[kW]	9453	9445	9455	9453
q_{evap}	[kJ/kg]	132,2	161,1	257,4	132,2
P[1]	[kPa]	286,2	696	624,2	286,2
P[2]	[kPa]	399,6	937,8	839,6	399,6
P[3]	[kPa]	399,6	937,8	839,6	399,6
P[4]	[kPa]	399,6	937,8	839,6	399,6
P[5]	[kPa]	286,2	696	624,2	286,2
h[1]	[kJ/kg]	225,3	264,9	523,5	225,3

h[2]	[kJ/kg]	233,6	275,1	539,6	233,6
h[3]	[kJ/kg]	232,5	270	529,4	232,5
h[4]	[kJ/kg]	93,16	103,8	266,1	93,16
h[5]	[kJ/kg]	93,16	103,8	266,1	93,16
$h_{2,id}$	[kJ/kg]	230,3	271,1	533,1	230,3
s[1]	[kJ/kg-K]	0,7853	0,92	2,086	0,7853
s[2]	[kJ/kg-K]	0,796	0,9331	2,106	0,796
s[3]	[kJ/kg-K]	0,7925	0,9165	2,073	0,7925
s[4]	[kJ/kg-K]	0,3432	0,3808	1,225	0,3432
s[5]	[kJ/kg-K]	0,3443	0,3823	1,226	0,3443

Tabelle 37: Ergebnisse der Simulation der Kompressionswärmepumpe für den Aufwärmestrom #1 ohne zusätzlichen WT

Nachfolgend werden in Tabelle 38 die detaillierten Ergebnisse der Simulation der Kompressionswärmepumpe für den Aufwärmestrom #2 mit zusätzlichen WT´s aufgeführt. Getätigte Eingaben sind Kapitel 4.3.6 zu entnehmen.

Kältemittel		Ammoniak	R134a	R152a	R236fa
COP		4,066	3,562	3,842	3,61
$\dot{m}_f$	[kg/s]	6,143	52,45	30,13	65,79
Wf	[kW]	1839	2089	1942	2062
$T_{c,i}$	[°C]	33	33	33	33
$T_{h,0}$	[°C]	11	11	11	11
$T_{c,o}$	[°C]	31,36	31,45	31,4	31,44
$T_{c,a}$	[°C]	29,13	29,2	29,16	29,19
$T_{h,o}$	[°C]	72	72	72	72
$T_{h,i}$	[°C]	54,16	54,24	54,19	54,23
$T_{h,wt}$	[°C]	29,36	29,45	29,4	29,44
T_{wt2i}	[°C]	57	57	57	57
T_{wt2o}	[°C]	38,5	38,5	38,5	38,5
$\Delta T_{con,a}$	[°C]	19,84	19,76	19,81	19,77
$\Delta T_{con,b}$	[°C]	91,45	18,36	27,81	3,423
$\Delta T_{evap,a}$	[°C]	6	6	6	6
$\Delta T_{evap,b}$	[°C]	4,364	4,446	4,398	4,437
$\Delta T_{m,con}$	[°C]	46,86	19,05	23,58	9,321
$\Delta T_{m,evap}$	[°C]	5,138	5,184	5,157	5,18
$\Delta T_{m,wt}$	[°C]	7,317	7,337	7,325	7,335
$\Delta T_{m,wt2}$	[°C]	5,389	5,296	5,35	5,306
$\Delta T_{wt2,a}$	[°C]	9,136	9,054	9,102	9,063
$\Delta T_{wt2,b}$	[°C]	2,84	2,757	2,806	2,766
$\Delta T_{wt,a}$	[°C]	2	2	2	2
$\Delta T_{wt,b}$	[°C]	18,13	18,2	18,16	18,19
x[1]		1	1	1	1
x[3]		1	1	1	1
x[5]		0,2071	0,4202	0,3367	0,4378
T[1]	[°C]	27	27	27	27

T[2]	[°C]	163,4	90,36	99,81	75,42
T[3]	[°C]	74	74	74	74
T[4]	[°C]	74	74	74	74
T[5]	[°C]	27	27	27	27
q_c	[kJ/kg]	299,3	39,83	64,46	31,34
q_{con}	[kJ/kg]	1217	141,9	247,7	113,1
q_{c_id}	[kJ/kg]	179,6	23,9	38,68	18,81
$\dot{Q}_{con}$	[kW]	7475	7440	7461	7444
$\dot{Q}_{evap}$	[kW]	5636	5352	5519	5382
$\dot{Q}_{wt}$	[kW]	7694	7729	7709	7725
$\dot{Q}_{wt2}$	[kW]	10390	10390	10390	10390
q_{evap}	[kJ/kg]	917,5	102	183,2	81,81
P[1]	[kPa]	1067	706,3	633,4	291
P[2]	[kPa]	3627	2315	2062	1084
P[3]	[kPa]	3627	2315	2062	1084
P[4]	[kPa]	3627	2315	2062	1084
P[5]	[kPa]	1067	706,3	633,4	291
h[1]	[kJ/kg]	1484	265,2	523,8	225,7
h[2]	[kJ/kg]	1784	305	588,3	257
h[3]	[kJ/kg]	1481	280,8	542,9	255,5
h[4]	[kJ/kg]	566,9	163,2	340,6	143,9
h[5]	[kJ/kg]	566,9	163,2	340,6	143,9
$h_{2,id}$	[kJ/kg]	1664	289,1	562,5	244,5
s[1]	[kJ/kg-K]	5,296	0,9199	2,085	0,7856
s[2]	[kJ/kg-K]	5,584	0,9645	2,156	0,8217
s[3]	[kJ/kg-K]	4,8	0,8962	2,029	0,8175
s[4]	[kJ/kg-K]	2,167	0,5574	1,447	0,4958
s[5]	[kJ/kg-K]	2,239	0,58	1,475	0,5131

Tabelle 38: Ergebnisse der Simulation der Kompressionswärmepumpe für den Aufwärmestrom #2 mit zusätzlichen WT´s

I.2. Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses

I.2.1. Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses ohne Überhitzung und internen Wärmeaustausch

In Tabelle 39 sind die Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses ohne Überhitzung für den Abwärmestrom #6 dargestellt. Die hierbei getätigten Eingaben sind in Kapitel 4.5.3.1 zu finden.

Arbeitsmittel		Isobutan	R113	R123	R11
Eff		0,1306	0,1393	0,1402	0,142
W_T	[kW]	126,4	127,8	129,4	131,6
W_P	[kW]	8,101	1,586	2,416	2,898
$\Delta T_{con,a}$	[°C]	5	5	5	5
$\Delta T_{con,b}$	[°C]	16,92	24,03	16,67	5
$\Delta T_{heat,a}$	[°C]	-87	-87	-87	-87
$\Delta T_{heat,b}$	[°C]	-87	-87	-87	-87
$\Delta T_{m,con}$	[°C]	9,777	12,12	9,69	5
$\Delta T_{m,heat}$	[°C]	-87	-87	-87	-87
$\Delta T_{m,vap}$	[°C]	13,28	13,54	13,53	13,41
$\Delta T_{vap,a}$	[°C]	27,76	28,62	28,61	28,2
$\Delta T_{vap,b}$	[°C]	5	5	5	5
$h_{2,id}$	[kJ/kg]	239,9	48,53	217,3	48,21
$h_{5,s}$	[kJ/kg]	595,9	213,5	398,6	227,8
h[1]	[kJ/kg]	237,6	48,32	216,9	47,79
h[2]	[kJ/kg]	241,4	48,67	217,5	48,48
h[4]	[kJ/kg]	665,5	246,4	435,2	264,7
h[5]	[kJ/kg]	665,5	246,4	435,2	264,7
h[6]	[kJ/kg]	606,4	218,5	404,1	233,3
$\dot{m}_f$	[kg/s]	2,136	4,583	4,163	4,19
P_{con}	[kPa]	267	30,9	64,72	76,23
P_{vap}	[kPa]	1546	319	582	612,1
$\dot{Q}_{con}$	[kW]	787,7	779,8	779	777,4
$\dot{Q}_{heat}$	[kW]	0	0	0	0
$\dot{Q}_{sum}$	[kW]	906,1	906,1	906,1	906,1
$\dot{Q}_{vap}$	[kW]	906,1	906,1	906,1	906,1
q_{sum}	[kJ/kg]	424,1	197,7	217,7	216,2
P[1]	[kPa]	267	30,9	64,72	76,23
P[2]	[kPa]	1546	319	582	612,1
P[3]	[kPa]	1546	319	582	612,1
P[4]	[kPa]	1546	319	582	612,1
P[5]	[kPa]	1546	319	582	612,1
P[6]	[kPa]	267	30,9	64,72	78,35
X[1]		0	0	0	0
x[3]		0	0	0	0
x[4]		1	1	1	1
T[1]	°C	16	16	16	16
T[2]	°C	17,24	16,38	16,39	16,8

T[3]	°C	87	87	87	87
T[4]	°C	87	87	87	87
T[5]	°C	87	87	87	87
T[6]	°C	32,92	40,03	32,67	21
s[1]	[kJ/kg-K]	1,133	0,1855	1,06	0,1835
s[2]	[kJ/kg-K]	1,138	0,1866	1,061	0,1859
s[3]	[kJ/kg-K]	1,707	0,3944	1,294	0,3771
s[4]	[kJ/kg-K]	2,371	0,7558	1,688	0,8044
s[5]	[kJ/kg-K]	2,371	0,7558	1,688	0,8044
s[6]	[kJ/kg-K]	2,405	0,7716	1,706	0,825

Tabelle 39: die Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses ohne Überhitzung für den Abwärmestrom #6

In Tabelle 40 sind die Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses ohne Überhitzung für den Abwärmestrom#3 dargestellt. Die hierbei getätigten Eingaben sind in Kapitel 4.5.3.2 zu finden.

Arbeitsmittel		Isobutan	R113	R123	R11
Eff		0,08205	0,08509	0,08541	0,08068
W_T	[kW]	960,7	961,9	969,6	917,9
W_P	[kW]	39,1	6,231	10,31	11,71
ΔTcon,a	[°C]	5	5	5	5
ΔTcon,b	[°C]	8,317	11,18	7,222	5
ΔTheat,a	[°C]	-52	-52	-52	-52
ΔTheat,b	[°C]	-52	-52	-52	-52
ΔTm,con	[°C]	6,519	7,682	6,043	5
ΔTm,heat	[°C]	-52	-52	-52	-52
ΔTm,vap	[°C]	11	11,11	11,11	11,07
ΔTvap,a	[°C]	20,56	20,89	20,88	20,76
ΔTvap,b	[°C]	5	5	5	5
h2,id	[kJ/kg]	238,4	48,38	217	47,92
h5,s	[kJ/kg]	585,3	207	394,4	229,4
h[1]	[kJ/kg]	237,6	48,32	216,9	47,79
h[2]	[kJ/kg]	238,9	48,42	217,1	48
h[4]	[kJ/kg]	624	224,8	414,5	248,7
h[5]	[kJ/kg]	624	224,8	414,5	248,7
h[6]	[kJ/kg]	591,1	209,7	397,4	232,3
$\dot{m}$f	[kg/s]	29,17	63,68	56,91	55,98
Pcon	[kPa]	267	30,9	64,72	76,23
Pvap	[kPa]	718,7	117	226,1	248,6
$\dot{Q}$con	[kW]	10310	10276	10273	10326
$\dot{Q}$heat	[kW]	0	0	0	0
$\dot{Q}$sum	[kW]	11232	11232	11232	11232
$\dot{Q}$vap	[kW]	11232	11232	11232	11232
qsum	[kJ/kg]	385,1	176,4	197,4	200,7
P[1]	[kPa]	267	30,9	64,72	76,23
P[2]	[kPa]	718,7	117	226,1	248,6

P[3]	[kPa]	718,7	117	226,1	248,6
P[4]	[kPa]	718,7	117	226,1	248,6
P[5]	[kPa]	718,7	117	226,1	248,6
P[6]	[kPa]	267	30,9	64,72	82,83
X[1]		0	0	0	0
x[3]		0	0	0	0
x[4]		1	1	1	1
T[1]	°C	16	16	16	16
T[2]	°C	16,44	16,11	16,12	16,24
T[3]	°C	52	52	52	52
T[4]	°C	52	52	52	52
T[5]	°C	52	52	52	52
T[6]	°C	24,32	27,18	23,22	21
s[1]	[kJ/kg-K]	1,133	0,1855	1,06	0,1835
s[2]	[kJ/kg-K]	1,135	0,1858	1,06	0,1842
s[3]	[kJ/kg-K]	1,426	0,2942	1,182	0,2857
s[4]	[kJ/kg-K]	2,335	0,7341	1,674	0,8066
s[5]	[kJ/kg-K]	2,335	0,7341	1,674	0,8066
s[6]	[kJ/kg-K]	2,355	0,7431	1,684	0,8214

Tabelle 40: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses ohne Überhitzung für den Abwärmestrom #3

In Tabelle 41 sind die Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses ohne Überhitzung für den Abwärmestrom #2 dargestellt. Die hierbei getätigten Eingaben sind in Kapitel 4.5.3.3 zu finden.

Arbeitsmittel		Isobutan	R113	R123	R11
Eff		0,07854	0,08127	0,08155	0,07654
W_T	[kW]	323,3	323,3	325,7	306,4
W_P	[kW]	12,8	2,015	3,349	3,794
ΔTcon,a	[°C]	5	5	5	5
ΔTcon,b	[°C]	7,794	10,5	6,733	5
ΔTheat,a	[°C]	-50	-50	-50	-50
ΔTheat,b	[°C]	-50	-50	-50	-50
ΔTm,con	[°C]	6,294	7,412	5,824	5
ΔTm,heat	[°C]	-50	-50	-50	-50
ΔTm,vap	[°C]	11,34	11,44	11,44	11,4
ΔTvap,a	[°C]	21,59	21,9	21,89	21,78
ΔTvap,b	[°C]	5	5	5	5
h2,id	[kJ/kg]	238,3	48,38	217	47,91
h5,s	[kJ/kg]	584,6	206,7	394,2	229,5
h[1]	[kJ/kg]	237,6	48,32	216,9	47,79
h[2]	[kJ/kg]	238,8	48,41	217,1	47,98
h[4]	[kJ/kg]	621,5	223,6	413,2	247,7
h[5]	[kJ/kg]	621,5	223,6	413,2	247,7
h[6]	[kJ/kg]	590,2	209,2	397,1	232,2
$\dot{m}$f	[kg/s]	10,33	22,57	20,15	19,8

Pcon	[kPa]	267	30,9	64,72	76,23
Pvap	[kPa]	684,4	109,6	212,7	234,6
$\dot{Q}$con	[kW]	3643	3632	3631	3651
$\dot{Q}$heat	[kW]	0	0	0	0
$\dot{Q}$sum	[kW]	3954	3954	3954	3954
$\dot{Q}$vap	[kW]	3954	3954	3954	3954
qsum	[kJ/kg]	382,6	175,1	196,2	199,7
P[1]	[kPa]	267	30,9	64,72	76,23
P[2]	[kPa]	684,4	109,6	212,7	234,6
P[3]	[kPa]	684,4	109,6	212,7	234,6
P[4]	[kPa]	684,4	109,6	212,7	234,6
P[5]	[kPa]	684,4	109,6	212,7	234,6
P[6]	[kPa]	267	30,9	64,72	83
X[1]		0	0	0	0
x[3]		0	0	0	0
x[4]		1	1	1	1
T[1]	°C	16	16	16	16
T[2]	°C	16,41	16,1	16,11	16,22
T[3]	°C	50	50	50	50
T[4]	°C	50	50	50	50
T[5]	°C	50	50	50	50
T[6]	°C	23,79	26,5	22,73	21
s[1]	[kJ/kg-K]	1,133	0,1855	1,06	0,1835
s[2]	[kJ/kg-K]	1,135	0,1858	1,06	0,1841
s[3]	[kJ/kg-K]	1,409	0,2884	1,176	0,2803
s[4]	[kJ/kg-K]	2,333	0,733	1,673	0,8069
s[5]	[kJ/kg-K]	2,333	0,733	1,673	0,8069
s[6]	[kJ/kg-K]	2,352	0,7415	1,683	0,8213

Tabelle 41: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses ohne Überhitzung für den Abwärmestrom #2

In Tabelle 42 sind die Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses ohne Überhitzung für den Abwärmestrom #1 dargestellt. Die hierbei getätigten Eingaben sind in Kapitel 4.5.3.4 zu finden.

Arbeitsmittel		Isobutan	R113	R123
Eff		0,03204	0,03265	0,03265
W_T	[kW]	1478	1468	1468
W_P	[kW]	43,19	5,904	5,904
ΔTcon,a	[°C]	5	5	5
ΔTcon,b	[°C]	2,483	3,417	3,417
ΔTheat,a	[°C]	-28	-28	-28
ΔTheat,b	[°C]	-28	-28	-28
ΔTm,con	[°C]	3,596	4,158	4,158
ΔTm,heat	[°C]	-28	-28	-28
ΔTm,vap	[°C]	4,42	4,469	4,469
ΔTvap,a	[°C]	3,887	3,976	3,976

ΔTvap,b	[°C]	5	5	5
h2,id	[kJ/kg]	237,8	48,34	48,34
h5,s	[kJ/kg]	578,8	203,5	203,5
h[1]	[kJ/kg]	237,6	48,32	48,32
h[2]	[kJ/kg]	237,9	48,34	48,34
h[4]	[kJ/kg]	592,5	209,7	209,7
h[5]	[kJ/kg]	592,5	209,7	209,7
h[6]	[kJ/kg]	580,8	204,4	204,4
$\dot{m}$f	[kg/s]	126,3	277,5	277,5
Pcon	[kPa]	267	30,9	30,9
Pvap	[kPa]	382,1	50,18	50,18
$\dot{Q}$con	[kW]	43344	43316	43316
$\dot{Q}$heat	[kW]	0	0	0
$\dot{Q}$sum	[kW]	44778	44778	44778
$\dot{Q}$vap	[kW]	44778	44778	44778
qsum	[kJ/kg]	354,6	161,4	161,4
P[1]	[kPa]	267	30,9	30,9
P[2]	[kPa]	382,1	50,18	50,18
P[3]	[kPa]	382,1	50,18	50,18
P[4]	[kPa]	382,1	50,18	50,18
P[5]	[kPa]	382,1	50,18	50,18
P[6]	[kPa]	267	30,9	30,9
X[1]		0	0	0
x[3]		0	0	0
x[4]		1	1	1
T[1]	°C	16	16	16
T[2]	°C	16,11	16,02	16,02
T[3]	°C	28	28	28
T[4]	°C	28	28	28
T[5]	°C	28	28	28
T[6]	°C	18,48	19,42	19,42
s[1]	[kJ/kg-K]	1,133	0,1855	0,1855
s[2]	[kJ/kg-K]	1,134	0,1855	0,1855
s[3]	[kJ/kg-K]	1,231	0,2224	0,2224
s[4]	[kJ/kg-K]	2,313	0,7221	0,7221
s[5]	[kJ/kg-K]	2,313	0,7221	0,7221
s[6]	[kJ/kg-K]	2,32	0,7253	0,7253

Tabelle 42: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses ohne Überhitzung für den Abwärmestrom #1

I.2.2. Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses mit Überhitzung und ohne internen Wärmeaustausch

In Tabelle 43 sind die Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #6 mit dem Abwärmestrom #8 zur Überhitzung, ohne internen Wärmeaustausch, dargestellt. Die hierbei getätigten Eingaben sind in Kapitel 4.5.4.1 zu finden.

Arbeitsmittel		Isobutan	R113	R123	R11
Eff		0,131	0,1382	0,1405	0,1464
W_T	[kW]	163,4	164,1	167,8	175,3
W_P	[kW]	9,643	1,89	2,879	3,453
ΔTcon,a	[°C]	5	5	5	5
ΔTcon,b	[°C]	34,66	45,84	39,22	29,95
ΔTheat,a	[°C]	5	5	5	5
ΔTheat,b	[°C]	128,1	120,4	121	115,7
ΔTm,con	[°C]	15,32	18,43	16,61	13,94
ΔTm,heat	[°C]	37,95	36,27	36,4	35,23
ΔTm,vap	[°C]	10,43	10,69	10,69	10,55
ΔTvap,a	[°C]	18,82	19,62	19,61	19,2
ΔTvap,b	[°C]	5	5	5	5
h2,id	[kJ/kg]	239,7	48,53	217,3	48,21
h5,s	[kJ/kg]	627,3	228,3	414,4	242,3
h[1]	[kJ/kg]	237,4	48,32	216,9	47,79
h[2]	[kJ/kg]	241,2	48,67	217,5	48,48
h[4]	[kJ/kg]	665,7	246,4	435,2	264,7
h[5]	[kJ/kg]	702,8	263,6	454,2	283,6
h[6]	[kJ/kg]	638,6	233,6	420,4	248,5
$\dot{m}$f	[kg/s]	2,543	5,461	4,96	4,992
Pcon	[kPa]	267	30,9	64,72	76,23
Pvap	[kPa]	1546	319	582	612,1
$\dot{Q}$con	[kW]	1020	1012	1009	1002
$\dot{Q}$heat	[kW]	94,39	94,39	94,39	94,39
$\dot{Q}$sum	[kW]	1174	1174	1174	1174
$\dot{Q}$vap	[kW]	1080	1080	1080	1080
qsum	[kJ/kg]	461,6	215	236,7	235,2
P[1]	[kPa]	267	30,9	64,72	76,23
P[2]	[kPa]	1546	319	582	612,1
P[3]	[kPa]	1546	319	582	612,1
P[4]	[kPa]	1546	319	582	612,1
P[5]	[kPa]	1546	319	582	612,1
P[6]	[kPa]	267	30,9	64,72	76,23
X[1]		0	0	0	0
x[3]		0	0	0	0
x[4]		1	1	1	1
T[1]	°C	16	16	16	16
T[2]	°C	17,18	16,38	16,39	16,8

T[3]	°C	87	87	87	87
T[4]	°C	87	87	87	87
T[5]	°C	101,9	109,6	109	114,3
T[6]	°C	50,66	61,84	55,22	45,95
s[1]	[kJ/kg-K]	1,133	0,1855	1,06	0,1835
s[2]	[kJ/kg-K]	1,138	0,1866	1,061	0,1859
s[3]	[kJ/kg-K]	1,707	0,3944	1,294	0,3771
s[4]	[kJ/kg-K]	2,371	0,7558	1,688	0,8044
s[5]	[kJ/kg-K]	2,472	0,8023	1,739	0,855
s[6]	[kJ/kg-K]	2,508	0,8183	1,757	0,8747

Tabelle 43: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #6 mit dem Abwärmestrom #8 zur Überhitzung, ohne internen Wärmeaustausch

In Tabelle 44 sind die Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #3 mit dem Abwärmestrom #7 zur Überhitzung, ohne internen Wärmeaustausch, dargestellt. Die hierbei getätigten Eingaben sind im Kapitel 4.5.4.2 zu finden.

Arbeitsmittel		Isobutan	R113	R123	R11
Eff		0,08204	0,08497	0,08542	0,08511
W_T	[kW]	970,8	971,3	980,4	978,4
W_P	[kW]	39,1	6,231	10,31	11,71
ΔTcon,a	[°C]	5	5	5	5
ΔTcon,b	[°C]	10,56	13,86	10,1	5
ΔTheat,a	[°C]	12	12	12	12
ΔTheat,b	[°C]	60,92	60,23	60,13	59,45
ΔTm,con	[°C]	7,436	8,692	7,255	5
ΔTm,heat	[°C]	30,11	29,9	29,86	29,65
ΔTm,vap	[°C]	11	11,11	11,11	11,07
ΔTvap,a	[°C]	20,56	20,89	20,88	20,76
ΔTvap,b	[°C]	5	5	5	5
h2,id	[kJ/kg]	238,4	48,38	217	47,92
h5,s	[kJ/kg]	589,2	208,8	396,4	230,3
h[1]	[kJ/kg]	237,6	48,32	216,9	47,79
h[2]	[kJ/kg]	238,9	48,42	217,1	48
h[4]	[kJ/kg]	624	224,8	414,5	248,7
h[5]	[kJ/kg]	628,3	226,8	416,7	250,9
h[6]	[kJ/kg]	595	211,5	399,4	233,4
$\dot{m}$f	[kg/s]	29,17	63,68	56,91	55,98
Pcon	[kPa]	267	30,9	64,72	76,23
Pvap	[kPa]	718,7	117	226,1	248,6
$\dot{Q}$con	[kW]	10426	10392	10387	10391
$\dot{Q}$heat	[kW]	125,5	125,5	125,5	125,5
$\dot{Q}$sum	[kW]	11358	11358	11358	11358
$\dot{Q}$vap	[kW]	11232	11232	11232	11232
qsum	[kJ/kg]	389,4	178,4	199,6	202,9
P[1]	[kPa]	267	30,9	64,72	76,23

P[2]	[kPa]	718,7	117	226,1	248,6
P[3]	[kPa]	718,7	117	226,1	248,6
P[4]	[kPa]	718,7	117	226,1	248,6
P[5]	[kPa]	718,7	117	226,1	248,6
P[6]	[kPa]	267	30,9	64,72	77,96
X[1]		0	0	0	0
x[3]		0	0	0	0
x[4]		1	1	1	1
T[1]	°C	16	16	16	16
T[2]	°C	16,44	16,11	16,12	16,24
T[3]	°C	52	52	52	52
T[4]	°C	52	52	52	52
T[5]	°C	54,08	54,77	54,87	55,55
T[6]	°C	26,56	29,86	26,1	21
s[1]	[kJ/kg-K]	1,133	0,1855	1,06	0,1835
s[2]	[kJ/kg-K]	1,135	0,1858	1,06	0,1842
s[3]	[kJ/kg-K]	1,426	0,2942	1,182	0,2857
s[4]	[kJ/kg-K]	2,335	0,7341	1,674	0,8066
s[5]	[kJ/kg-K]	2,348	0,7402	1,68	0,8135
s[6]	[kJ/kg-K]	2,368	0,7491	1,691	0,8254

Tabelle 44: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #3 mit dem Abwärmestrom #7 zur Überhitzung, ohne internen Wärmeaustausch

In Tabelle 45 sind die Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #3 mit dem Abwärmestrom #7 zur Überhitzung, ohne internen Wärmeaustausch, dargestellt. Die hierbei getätigten Eingaben sind in Kapitel 4.5.4.3 zu finden.

Arbeitsmittel		Isobutan	R113	R123	R11
Eff		0,07841	0,08096	0,08158	0,08911
W_T	[kW]	332,7	332,3	336,1	367,3
W_P	[kW]	12,8	2,015	3,349	3,794
ΔTcon,a	[°C]	5	5	5	5
ΔTcon,b	[°C]	14,14	18,08	14,87	5
ΔTheat,a	[°C]	14	14	14	14
ΔTheat,b	[°C]	59,05	57,18	56,86	54,91
ΔTm,con	[°C]	8,794	10,18	9,056	5
ΔTm,heat	[°C]	31,3	30,69	30,58	29,94
ΔTm,vap	[°C]	11,34	11,44	11,44	11,4
ΔTvap,a	[°C]	21,59	21,9	21,89	21,78
ΔTvap,b	[°C]	5	5	5	5
h2,id	[kJ/kg]	238,3	48,38	217	47,91
h5,s	[kJ/kg]	595,7	211,8	399,8	232,2
h[1]	[kJ/kg]	237,6	48,32	216,9	47,79
h[2]	[kJ/kg]	238,8	48,41	217,1	47,98
h[4]	[kJ/kg]	621,5	223,6	413,2	247,7
h[5]	[kJ/kg]	633,6	229,1	419,5	254
h[6]	[kJ/kg]	601,4	214,4	402,8	235,5

$\dot{m}$f	[kg/s]	10,33	22,57	20,15	19,8
Pcon	[kPa]	267	30,9	64,72	76,23
Pvap	[kPa]	684,4	109,6	212,7	234,6
$\dot{Q}$con	[kW]	3759	3749	3746	3716
$\dot{Q}$heat	[kW]	125,5	125,5	125,5	125,5
$\dot{Q}$sum	[kW]	4079	4079	4079	4079
$\dot{Q}$vap	[kW]	3954	3954	3954	3954
qsum	[kJ/kg]	394,8	180,7	202,4	206,1
P[1]	[kPa]	267	30,9	64,72	76,23
P[2]	[kPa]	684,4	109,6	212,7	234,6
P[3]	[kPa]	684,4	109,6	212,7	234,6
P[4]	[kPa]	684,4	109,6	212,7	234,6
P[5]	[kPa]	684,4	109,6	212,7	234,6
P[6]	[kPa]	267	30,9	64,72	70,02
X[1]		0	0	0	0
x[3]		0	0	0	0
x[4]		1	1	1	1
T[1]	°C	16	16	16	16
T[2]	°C	16,41	16,1	16,11	16,22
T[3]	°C	50	50	50	50
T[4]	°C	50	50	50	50
T[5]	°C	55,95	57,82	58,14	60,09
T[6]	°C	30,14	34,08	30,87	21
s[1]	[kJ/kg-K]	1,133	0,1855	1,06	0,1835
s[2]	[kJ/kg-K]	1,135	0,1858	1,06	0,1841
s[3]	[kJ/kg-K]	1,409	0,2884	1,176	0,2803
s[4]	[kJ/kg-K]	2,333	0,733	1,673	0,8069
s[5]	[kJ/kg-K]	2,37	0,75	1,692	0,8262
s[6]	[kJ/kg-K]	2,389	0,7585	1,702	0,8324

Tabelle 45: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #3 mit dem Abwärmestrom #7 zur Überhitzung, ohne internen Wärmeaustausch

I.2.3. Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses mit Überhitzung und mit internen Wärmeaustausch

In Tabelle 46 sind die Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #6 mit dem Abwärmestrom #8 zur Überhitzung, mit internem Wärmeaustausch, dargestellt. Die hierbei getätigten Eingaben sind in Kapitel 4.5.5 zu finden.

Arbeitsmittel		Isobutan	R113	R123	R11
Eff		0,1474	0,1613	0,1571	0,1554
W_T	[kW]	162,7	131,8	159,9	180
W_P	[kW]	9,601	1,489	2,731	3,556
ΔTcon,a	[°C]	5	5	5	5
ΔTcon,b	[°C]	34,74	51,66	40,43	29,19
ΔTheat,a	[°C]	5	5	5	5
ΔTheat,b	[°C]	128	114,4	119,8	116,5
ΔTm,con	[°C]	15,34	19,98	16,95	13,71
ΔTm,heat	[°C]	37,93	34,94	36,14	35,4
ΔTm,vap	[°C]	12,68	16,44	13,53	11,21
ΔTvap,a	[°C]	25,82	38,62	28,61	21,2
ΔTvap,b	[°C]	5	5	5	5
h2,id	[kJ/kg]	239,7	48,53	217,3	48,21
h5,s	[kJ/kg]	627,4	232,3	415,2	241,9
h[1]	[kJ/kg]	237,4	48,32	216,9	47,79
h[2]	[kJ/kg]	241,2	48,67	217,5	48,48
h[4]	[kJ/kg]	665,7	246,4	435,2	264,7
h[5]	[kJ/kg]	703	268,3	455,2	283,1
h[6]	[kJ/kg]	638,7	237,7	421,2	248,1
$h_{2,a}$	[kJ/kg]	292,7	80,58	242,6	62,24
$h_{6,a}$	[kJ/kg]	587,3	205,8	396,1	234,3
$\dot{m}$f	[kg/s]	2,532	4,303	4,705	5,141
Pcon	[kPa]	267	30,9	64,72	76,23
$\dot{Q}$con	[kW]	885,9	677,4	843,3	958,9
$\dot{Q}$heat	[kW]	94,39	94,39	94,39	94,39
$\dot{Q}$iwt	[kW]	130,2	137,3	118,1	70,71
$\dot{Q}$sum	[kW]	1039	807,7	1000	1135
$\dot{Q}$vap	[kW]	944,6	713,3	906,1	1041
q_{iwt}	[kJ/kg]	51,42	31,91	25,1	13,75
qsum	[kJ/kg]	410,4	187,7	212,6	220,8
P[1]	[kPa]	267	30,9	64,72	76,23
P[2]	[kPa]	1546	319	582	612,1
P[3]	[kPa]	1546	319	582	612,1
P[4]	[kPa]	1546	319	582	612,1
P[5]	[kPa]	1546	319	582	612,1
P[6]	[kPa]	267	30,9	64,72	76,23
X[1]		0	0	0	0
x[3]		0	0	0	0

x[4]		1	1	1	1
T[1]	°C	16	16	16	16
T[2]	°C	17,18	16,38	16,39	16,8
T[3]	°C	87	87	87	87
T[4]	°C	87	87	87	87
T[5]	°C	102	115,6	110,2	113,5
T[6]	°C	50,74	67,66	56,43	45,19
T_{2a}	°C	38,13	50,74	40,54	32,62
T_{6a}	°C	22,18	21,38	21,39	21,8
s[1]	[kJ/kg-K]	1,133	0,1855	1,06	0,1835
s[2]	[kJ/kg-K]	1,138	0,1866	1,061	0,1859
s[3]	[kJ/kg-K]	1,707	0,3944	1,294	0,3771
s[4]	[kJ/kg-K]	2,371	0,7558	1,688	0,8044
s[5]	[kJ/kg-K]	2,473	0,8144	1,741	0,8536
s[6]	[kJ/kg-K]	2,508	0,8304	1,76	0,8733

Tabelle 46: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #6 mit dem Abwärmestrom #8 zur Überhitzung, mit internem Wärmeaustausch

II. ANMERKUNGEN ZU DEN STOFFDATENBERECHNUNGEN AUS EES

Nachfolgend werden die Originaltexte des EES aufgeführt, um die Herkunft der Stoffdatenwerte zu belegen. Für die Stoffe R113 und R236fa konnte keine Information in der Stoffdatenbank des EES gefunden werden.

II.1. Stoffdaten für Ammoniak:

AMMONIA provides thermodynamic properties for ammonia using the fundamental equation of state developed by Tillner-Roth, Harms-Watzenberg, and Baehr, "Eine neue Fundamentalgleichung fur Ammoniak", DKV-Tagungsbericht 20:167-181, 1993.

The default values of specific enthalpy and entropy are referred to 200 kJ/kg and 1.00 kJ/kg-K, respectively for the state of saturated liquid at 273.15 K. The reference state can be changed using the $Reference directive.

Viscosity is provided using the representation of Fenghour, A., et al, "The Viscosity of Ammonia", J. Phys. Chem. Ref. Data, Vol. 24, No., 5, 1995.

Thermal conductivity information is based on the correlation of Tufeu, R., et al., "Thermal conductivity of ammonia in a large temperature and pressure range including the critical region," Ber. Bunsenges. Phys. Chem., 88:422-427, 1984. The critical point enhancement to the thermal conductivity suggested by these authors is not implemented

The surface tension function is from a correlation provided in Table 9-2 of Yaws, C.L., Chemical Properties Handbook, McGraw-Hill, ISBN 0-07-073401-1, 1999

II.2. Stoffdaten für R134a

R134a provides thermodynamic properties for R134a using the fundamental equation of state developed by R. Tillner-Roth and H.D. Baehr, An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) for Temperatures from 170 K to 455 K and Pressures up to 70 MPa, J. Phys. Chem, Ref. Data, Vol. 23, No. 5, 1994.

The values of specific enthalpy and entropy are, by default, set to 0 kJ/kg and 0 kJ/kg-K at -40°C (and -40°F). Another common reference state is the IIR reference for which h and s are referred to 200 kJ/kg and 1.00 kJ/kg-K, respectively for the state of saturated liquid at 273.15 K. The reference state can be changed using the $Reference directive.

Transport Properties:

Viscosity is correlated with a relation developed by Marcia Huber, Arno Laesecke, and Richard A. Perkins at NIST-Boulder, submitted in January 2003 to Industrial Engineering and Chemistry Research;

Liquid phase thermal conductivity data are from the generalized correlation described by M.J. Assael, N.K. Dalaouti, A.A. Griva, and J.H. Dymond, "Viscosity and Thermal Conductivity of Halogenated Methane and Ethane Refrigerants", IJR, Vol. 22, pp. 525-535, 1999. These property correlations are applicable over the same range as the equation of state.

Gas-phase viscosity: 230 K to 475 K

Gas-phase thermal conductivity: 230 K to 475 K

Surface tension data were fit to data obtained from the NIST REFPROP 6 program (M.O. McLinden, S.A. Klein, E.W. Lemmon and A.P. Peskin, Physical and Chemical Properties Division, National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO 80303, 1995. The range of applicability of the data are from 170 K to the 374 K.

II.3. Stoffdaten für R152a

Thermodynamic Properties

R152a uses the fundamental equation of state developed from the following reference:

"Equation of State from 1-1-DiFluoroethane, R152a", Y. Kim, C. Borgnakke, and R. Sonntag, Intl. Journal of Energy Research, Vol. 21, 575-589, 1997. This equation is valid for temperatures between 213 K and 433 K at pressures up to 20 MPa.

The values of specific enthalpy and entropy are referred to 200 kJ/kg and 1.00 kJ/kg-K, respectively for the state of saturated liquid at 273.15 K.

Transport properties:

Liquid phase viscosity and conductivity data are from the generalized correlation described by M.J. Assael, N.K. Dalaouti, A.A. Griva, and J.H. Dymond, "Viscosity and Thermal Conductivity of Halogenated Methane and Ethane Refrigerants", IJR, Vol. 22, pp. 525-535, 1999. These property correlations are applicable over the same range as the equation of state.

Krauss, R., Weiss, V.C., Edison, T.A., Sengers, J.V. and Stephan, K., "Transport Properties of 1-1-Difluoroethane (R152a), Intl. Journal of Thermophysics, Vol. 17, No. 4, 1996, pp. 731-757. The range of the gas phase data were extended with information from the NIST REFPROP 6 program (M.O. McLinden, S.A. Klein, E.W. Lemmon and A.P. Peskin, Physical and Chemical Properties Division, National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO 80303, 1995.)

Gas-phase viscosity: 180 K to 433

Gas-phase thermal conductivity: 180 K to 433 K

Surface tension data were fit to data obtained from the NIST REFPROP 6 program (M.O. McLinden, S.A. Klein, E.W. Lemmon and A.P. Peskin, Physical and Chemical Properties Division, National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO 80303, 1995.) The range of applicability of the surface tension data is the same as for the thermodynamic properties.

II.4. Stoffdaten für Isobutan

ISOBUTANE provides high accuracy thermodynamic and transport properties for isobutane (R600a, Molar mass =58.122 g/mol) using the Fundamental (or Helmholtz Free Energy) Equation of State formulated by:

Miyamoto, H., and Watanabe, K.,

"A thermodynamic property model for fluid-phase isobutane,"

Int. J. Thermophys., 23(2):477-499, 2002.

The equation of state is valid for temperatures between 113.56 K (the triple point temperature) and 573 K at pressures up to 35 MPa. The default reference state is the IIR standard for which: h=200.0 kJ/kg, s=1.0 kJ/kg-K. The reference state can be changed using the $Reference directive.

Thermal conductivity data are provided by:

R. Perkins, "Measurement and correlation of the thermal conductivity of isobutane from 114 K to 600 K at pressures to 70 MPa,"

J. Chem. Eng. Data 47 (2002).

Viscosity information is provided by:

B.A. Younglove and J.F. Ely,

"Thermophysical Properties of Fluids. II Methane, Ethane, Propane, Isobutane and Normal Butane",

J. Phys. Chem. Ref. Data Vol. 16, No. 4, 1987.

Surface tension data are provided through a correlation developed by:

G.R. Somayajulu

"A Generalized Equation for Surface Tension from the Triple Point to the Critical Point"

International Journal of Thermophysics, Vol. 9, No. 4, 1988

A computationally more efficient but potentially less accurate formulation for isobutane thermodynamic and transport properties may be available if file R600a.mhe is in the USERLIB\mhe Property Files folder.

II.5. Stoffdaten für R123

R123 provides thermodynamic properties for R123 using the fundamental equation of state described by Reiner Tillner-Roth in Fundamental Equations of State, Shaker, Verlag, Aachan, 1998. The equation is a refit of the modified Benedict-Webb-Rubin equation established by B.A. Younglove and M.O. McLinden, "An International Standard Equation of State for the Thermodynamic Properties of Refrigerant R123," Journal of Physical and Chemical Reference Data, Vol. 23, No. 5, pp. 731-779, 1994. Ancillary routines are from Younglove and McLinden. The equation of state is valid for temperatures between 166K and 525K at pressures lower than 40 MPa.

The values of specific enthalpy and entropy are, by default, referred to 200 kJ/kg and 1.00 kJ/kg-K, respectively for the state of saturated liquid at 273.15 K. The reference state can be changed using the $Reference directive.

Transport Properties:Viscosity and thermal conductivity are calculated using the correlations presented by Y. Tanaka and T. Sotani, "Thermal Conductivity and Viscosity of 2-2-dichloro-1,1,1-trifluoroethane, (HCFC-123), Int. J. of Thermalphysics, Vol. 17, No. 2, pp. 293-328, 1966. The correlation is valid for temperatures between 253 K and 425 K.

Surface tension data are from: Okada, M. and Higashi, Y., "R123--Thermodynamic and physical properties, International Institute of Refrigeration, Paris, (1995).

II.6. Stoffdaten für R11

The thermodynamic properties of refrigerant R11 are provided by Martin-Hou equation of state (A.I.Ch.E. Journal, 1:142, 1955). Fitted parameters are from Downing and Knight, DuPont Technical Bulletin RT-52, 1971.

The values of specific enthalpy and entropy are referred to 0 for saturated liquid at -40 C (F).

Range of applicability for transport function correlations:

Gas-phase viscosity: 200 K to 380 K

Liquid-phase viscosity: 230 K to 500 K

Gas-phase thermal conductivity: 270 K to 420 K

Liquid-phase thermal conductivity: 235 K to 450 K

III. ABBILDUNGSVERZEICHNIS:

Abbildung 1: Nutzungsmöglichkeiten für Niedertemperaturwärme und ihre momentan gebräuchlichen Einsatztemperaturen 3
Abbildung 2: Schematischer Aufbau einer Kompressionswärmepumpe 5
Abbildung 3: Carnot-Leistungszahl einer Kompressionswärmepumpe in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz für eine Quellentemperatur von 363K 7
Abbildung 4: Abschätzung der Temperaturabhängigen Leistungszahl einer Kompressionswärmepumpe in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz für eine Quellentemperatur von 363K 7
Abbildung 5: Pentanwärmepumpe für Hochtemperatur-Anwendungen (Heidelbeck, Kruse, & Laue, 2000) 8
Abbildung 6: Schematischer Aufbau einer einstufigen Absorptionskältemaschine 10
Abbildung 7: Zweistufige Absorptionskältemaschine 12
Abbildung 8: Dreistufige Absorptionskältemaschine 12
Abbildung 9: Einfluss der Generatortemperatur auf den COP bei ein-, zwei- und dreistufigen Wasser-LiBr Absorptionskältemaschinen mit einer Kühlwassertemperatur (Wärmesenkentemperatur) von 33°C (Gomri, 2010) 15
Abbildung 10: Einfluss der Generatortemperatur auf den COP bei ein-, zwei- und dreistufigen Wasser-LiBr Absorptionskältemaschinen mit einer Kühlwassertemperatur (Wärmesenkentemperatur) von 39°C (Gomri, 2010) 16
Abbildung 11: Derzeitige Einsatzleistungen der Energiewandlungsverfahren 19
Abbildung 12: Hauptkomponenten des ORC Prozesses 21
Abbildung 13: T-s-Diagramm für einen ORC Prozess mit Arbeitsmittel in der Gasphase am Turbinenaustritt (Dai, Wang, & Gao, 2009) 22
Abbildung 14: T-s-Diagramm für den ORC Prozess bei Niedertemperaturanwendung und flüssigem Kondensatoraustritt (Dai, Wang, & Gao, 2009) 23
Abbildung 15: T-s-Diagramm für einen ORC Prozess mit einem retrogradem Arbeitsmittel, (Dai, Wang, & Gao, 2009) 23
Abbildung 16: Ts-Diagramm für einen ORC Prozess ohne Überhitzung des Arbeitsmittels mit einem retrogradem Arbeitsmittel. (Dai, Wang, & Gao, 2009) 24
Abbildung 17: Erzielbare Netzleistung in Abhängigkeit der Turbineneintrittstemperatur für Arbeitsmittel in Niedertemperatur ORC Anlagen (Dai, Wang, & Gao, 2009) 27

Abbildung 18: Erzielbare Netzleistung in Abhängigkeit von den Turbineneintrittsdrücken für verschiedene Arbeitsmittel im ORC Prozess bei einer Turbineneintrittstemperatur von t_3=135°C (Dai, Wang, & Gao, 2009) 28
Abbildung 19: T-s-Diagramm für verschiedene Ammoniak-Wasser Mischungen bei 30 bar (Ogriseck, 2009) 30
Abbildung 20: Prinzipieller Aufbau eines Kalina Kreislaufes (Ogriseck, 2009) 32
Abbildung 21: Arbeitskreis des idealisierten Stirlingmotors (Thombare & Verma, 2008) 35
Abbildung 22: Kolbenbewegungen im idealisierten Stirlingkreislauf (Thombare & Verma, 2008) 39
Abbildung 23: Stirlingmotor in α-Konfiguration (Kongdragool & Wongwises, 2003) 41
Abbildung 24: Stirlingmotor in Gamma Konfiguration (Kongdragool & Wongwises, 2003) 41
Abbildung 25: Stirlingmotor in Beta-Konfiguration (Kongdragool & Wongwises, 2003) 42
Abbildung 26: Rhombengetriebe für Betrieb eines Stirlingmotors mit β-Konfiguration (Schleder, 2008) 42
Abbildung 27: Drahtgeflecht im Regenerator des Stirlingmotors (Schleder, 2008) 43
Abbildung 28: Stahlwolle im Regenerator des Stirlingmotors (Schleder, 2008) 43
Abbildung 29: Prinzip eines Thermopaares (Schlecht & Böttner, 2008) 47
Abbildung 30: Prinzip der Serienschaltung in kommerziell erhältlichen TEG´s (Schlecht & Böttner, 2008) 48
Abbildung 31: Klassen von Thermoelektrika und ihre Anwendungstemperaturen. (Schlecht & Böttner, 2008) 49
Abbildung 32: Charakteristische Betriebspunkte für Thermoelektrische Generatoren (Fröhlich, Eisenhut, & Bitschi, 2008) 51
Abbildung 33 : Wirkungsgrad eines Wärmetauschers in Abhängigkeit von X 52
Abbildung 34: Einfluss der dimensionslosen Größe X auf den erreichbaren Anteil des Maximalen Wirkungsgrades des TEG 52
Abbildung 35: Wärmetauscher zur Erklärung der Berechnung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz T_m 56
Abbildung 36: Prozessfließbild für den einstufigen Wärmeaustausch 60
Abbildung 37: Prozessfließbild des mehrstufigen Wärmeaustausches 62
Abbildung 38: Eingabemaske des EES 67

Abbildung 39: Formatierte Gleichungen im EES 68
Abbildung 40: Diagram Window der Simulation des Wärmepumpenprozesses für Ammoniak 73
Abbildung 41: Diagram Window der Simulation des Wärmepumpenprozesses für das Kältemittel R134a 74
Abbildung 42: Diagram Window der Simulation des Wärmepumpenprozesses für das Kältemittel R152a 75
Abbildung 43: Diagram Window der Simulation des Wärmepumpenprozesses für das Kältemittel R236fa 76
Abbildung 44: Vergleich der Simulierten Werte mit den Ergebnissen der Auslegungsformel für die Aufwärmung des Aufwärmestromes #1 mittels Kompressionswärmepumpe 77
Abbildung 45: Darstellung des Wärmepumpenprozesses für den Aufwärmestrom #1 mit dem Kältemittel Ammoniak. Der Verlauf des Auf-und Abwärmestrom ist rein qualitativ! 78
Abbildung 46: Darstellung des Wärmepumpenprozesses für den Aufwärmestrom #1 mit dem Kältemittel R134a. Der Verlauf des Auf-und Abwärmestrom ist rein qualitativ! 78
Abbildung 47: Darstellung des Wärmepumpenprozesses für den Aufwärmestrom #1 mit dem Kältemittel R152a. Der Verlauf des Auf-und Abwärmestrom ist rein qualitativ! 79
Abbildung 48: Darstellung des Wärmepumpenprozesses für den Aufwärmestrom #1 mit dem Kältemittel R236fa. Der Verlauf des Auf-und Abwärmestrom ist rein qualitativ! 79
Abbildung 49: Diagram Window der Simulation des Wärmepumpenprozesses zur Aufwärmung des Aufwärmestromes #2 mit zusätzlichen Wärmetauschern für das Kältemittel Ammoniak 81
Abbildung 50: Vergleich der simulierten Werte mit den Ergebnissen der Auslegungsformel für die Aufwärmung des Aufwärmestromes #2 mittels Kompressionswärmepumpe mit zusätzlichen Wärmetauschern 83
Abbildung 51: Prozessfließbild der Absorptionskältemaschine mit den errechneten Werten für den Abwärmestrom #6 87
Abbildung 52: Diagram Window des ORC Prozesses in EES 95
Abbildung 53: T-s-Diagramm des ORC Prozess des Abwärmestromes #6 ohne Überhitzer oder internen Wärmetauscher für das Arbeitsmittel Isobutan 97

Abbildung 54: T-s-Diagramm des ORC Prozess des Abwärmestromes #6 ohne Überhitzer oder internen Wärmetauscher für das Arbeitsmittel R11 98
Abbildung 55: T-s-Diagramm des ORC Prozess des Abwärmestromes #3 ohne Überhitzer oder internen Wärmetauscher für das Arbeitsmittel Isobutan 100
Abbildung 56: T-s-Diagramm des ORC Prozess des Abwärmestromes #3 ohne Überhitzer oder internen Wärmetauscher für das Arbeitsmittel R11 100
Abbildung 57: Wirkungsgrade des ORC Prozesses ohne Überhitzung und ohne internen Wärmeaustausch 102
Abbildung 58: Diagram Window des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #6 mit dem Abwärmestrom #8 im Überhitzer, ohne internen Wärmetauscher mit Isobutan als Arbeitsmittel 104
Abbildung 59: T-s-Diagramm für den ORC Prozess des Abwärmestromes #6 mit dem Abwärmestrom #8 im Überhitzer für das Arbeitsmittel Isobutan 106
Abbildung 60: T-s-Diagramm für den ORC Prozess des Abwärmestromes #6 mit dem Abwärmestrom #8 im Überhitzer für das Arbeitsmittel R11 106
Abbildung 61: Wirkungsgrad der Simulation des ORC Prozesses mit Überhitzung und ohne internem Wärmeaustausch 109
Abbildung 62: Diagram Window der Simulation des ORC Prozesses mit Überhitzung und internen Wärmetauscher mit Isobutan als Arbeitsmittel 111
Abbildung 63: Wirkungsgrad für den ORC Prozess mit Überhitzung und internem Wärmeaustausch für den Abwärmestrom #6 112
Abbildung 64: Wirkungsgrade der einzelnen Kältemittel des ORC Prozesses ohne Überhitzung bei einer Kondensatortemperatur von 16°C in Abhängigkeit der Verdampfer-Endtemperatur 113
Abbildung 65: Wirkungsgrade der Simulationen des ORC Prozesses 114
Abbildung 66: Auslegewirkungsgrad des Stirlingmotors bei einer Kompressionsraumtemperatur von 16°C 119
Abbildung 67: Erzielbare Motorleistungen bei Verwendung eines Stirlingmotors zur Nutzung der Wärmeenergie der Abwärmeströme 120
Abbildung 68: Vergleich der Erreichbaren Wirkungsgrade des simulieren ORC Prozesses mit den Ergebnissen der Auslegungsformel des Stirlingmotors für eine untere Prozesstemperatur von 16°C 124

IV. TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 1: Gebräuchliche Stoffpaarungen in der Solarthermie, marktverfügbare Leistungen und typische Generatortemperaturen (Morgenstern, 2007) 14
Tabelle 2: Marktgängige solarthermische Kälteverfahren (Jakob, 2007) 17
Tabelle 3: Arbeitsmedien für Stirling-Kreisprozesse (Schleder, 2008) 40
Tabelle 4: Abwärmeströme des Industriestandortes 54
Tabelle 5: mögliches Kältenetz 55
Tabelle 6: mögliche Aufwärmeanwendungen 55
Tabelle 7: Verwendete Wärmeströme in der Berechnung des einstufigen Wärmetauschers 60
Tabelle 8: Ergebnisse der Berechnung des einstufigen Wärmeaustausches 61
Tabelle 9: Verwendete Wärmeströme zur Berechnung des mehrstufigen Wärmeaustausches 61
Tabelle 10: Ergebnisse der Berechnung des zweistufigen Wärmeaustausches 63
Tabelle 11: Zur Simulation der Kompressionswärmepumpe verwendete Abwärmeströme 66
Tabelle 12: Ergebnisse der Simulation des Kompressionswärmepumpenprozesses für den Aufwärmestrom #1 76
Tabelle 13: Leistungszahlen für die Aufwärmung des Aufwärmestrom #1 berechnet mit der Auslegungsformel und der Formel für den maximal möglichen COP 77
Tabelle 14: Ergebnisse der Simulation des Kompressionswärmepumpenprozesses für den Aufwärmestrom #2 mit zusätzlichen Wärmetauschern 82
Tabelle 15: Leistungszahlen für die Aufwärmung des Aufwärmestrom #2 berechnet mit der Auslegungsformel und der Formel für den maximal möglichen COP 82
Tabelle 16: Symbolverzeichnis für die Simulation des Kompressionswärmepumpenprozesses 85
Tabelle 17: mögliche Kälteanwendungen 85
Tabelle 18: zum Betrieb des Generators einer Absorptionskältemaschine geeignete Abwärmeströme 86
Tabelle 19: ermittelte Werte bei Verwendung einer Absorptionskältemaschine 88
Tabelle 20: gewählte Abwärmeströme für die Simulation des ORC Prozesses ohne Überhitzung und internen Wärmeaustausch 96

Tabelle 21: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #6 ohne Überhitzung und internen Wärmeaustausch 96
Tabelle 22: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #3 ohne Überhitzung und ohne internen Wärmeaustausch 99
Tabelle 23: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #2 ohne Überhitzung und internen Wärmeaustausch 101
Tabelle 24: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #1 ohne Überhitzung und internen Wärmeaustausch 102
Tabelle 25: bei der Simulation des ORC Prozesses mit Überhitzung und ohne internen Wärmeaustausch verwendete Abhitzeströme 103
Tabelle 26: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #6 mit dem Abwärmestrom #8 im Überhitzer, ohne internen Wärmeaustausch 105
Tabelle 27: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #3 mit dem Abwärmestrom #7 im Überhitzer, ohne internen Wärmeaustausch 107
Tabelle 28: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #2 mit dem Abwärmestrom #7 im Überhitzer, ohne internen Wärmeaustausch 108
Tabelle 29: Verwendete Abwärmeströme für die Simulation des ORC Prozesses mit Überhitzung und internen Wärmetauscher 110
Tabelle 30: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #6 mit dem Abwärmestrom #8 im Überhitzer mit internem Wärmeaustausch 111
Tabelle 31: Nutzbare Wärmeströme für die Verwendung der Abwärmeströme zum Betrieb einer Kalina Anlage. 117
Tabelle 32: erzielbare Turbinenleistung für die Verwendung der Abwärmeströme zum Betrieb einer Kalina Anlage. 117
Tabelle 33: zur Simulation des Stirlingmotors verwendete Abwärmeströme. 118
Tabelle 34: erreichbare Wirkungsgrade und erreichbare Leistungen bei der Verwendung eines Stirlingmotors zur Nutzung der Abwärmeströme 119
Tabelle 35: Für die Simulation eines TEG verwendete Abwärmeströme 121
Tabelle 36: Ergebnisse der Analyse der Nutzung der Abwärmeströme im TEG eines Wärmetauschers. 122
Tabelle 37: Ergebnisse der Simulation der Kompressionswärmepumpe für den Aufwärmestrom #1 ohne zusätzlichen WT 132

Tabelle 38: Ergebnisse der Simulation der Kompressionswärmepumpe für den Aufwärmestrom #2 mit zusätzlichen WT´s 133
Tabelle 39: die Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses ohne Überhitzung für den Abwärmestrom #6 135
Tabelle 40: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses ohne Überhitzung für den Abwärmestrom #3 136
Tabelle 41: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses ohne Überhitzung für den Abwärmestrom #2 137
Tabelle 42: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses ohne Überhitzung für den Abwärmestrom #1 138
Tabelle 43: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #6 mit dem Abwärmestrom #8 zur Überhitzung, ohne internen Wärmeaustausch 140
Tabelle 44: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #3 mit dem Abwärmestrom #7 zur Überhitzung, ohne internen Wärmeaustausch 141
Tabelle 45: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #3 mit dem Abwärmestrom #7 zur Überhitzung, ohne internen Wärmeaustausch 142
Tabelle 46: Ergebnisse der Simulation des ORC Prozesses für den Abwärmestrom #6 mit dem Abwärmestrom #8 zur Überhitzung, mit internem Wärmeaustausch 144