e!Mission.at

Publizierbarer Endbericht

Programmsteuerung: Klima- und Energiefonds

Programmabwicklung: Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

> Endbericht erstellt am 20/12/2017

Projekttitel: BioPower

FFG-Projektnummer: 843873

e!Mission.at – 4. Ausschreibung Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Ausschreibung	4. Ausschreibung 2013 e!Mission.at						
Projektstart	01/05/2014						
Projektende	31/10/2017						
Gesamtprojektdauer	12 Monate						
(in Monaten)							
ProjektnehmerIn	SOLAREOCUS GmbH						
(Institution)							
AnsprechpartnerIn	Joachim Kalkgruber						
Postadresse	Werkstraße 1, 4451 St. Ulrich/Steyr						
Telefon	07252/50002/0						
Fax	07252/50002/10						
E-mail	office@solarfocus.com						
Website	www.solarfocus.com						

BioPower

Strom- und Wärmegenerierung aus Biomasse mittels einer neuartigen Pellet befeuerten Mikro-KWK

AutorInnen:

Gerald Zotter, IWT der TU Graz Alexander Arnitz, IWT der TU Graz Klaus Leibetseder, IWT der TU Graz Georg Archan, IWT der TU Graz Stefan Rißleger, IWT der TU Graz René Prieler, IWT der TU Graz René Rieberer, IWT der TU Graz

Joachim Kalkgruber, SOLARFOCUS GmbH Christian Stubauer, SOLARFOCUS GmbH Rüdiger Schober, SOLARFOCUS GmbH

e!Mission.at – 4. Ausschreibung Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Inhaltsverzeichnis

Inł	naltsve	erzeichnis	4
1	Einle	eitung	5
	1.1	Aufgabenstellung	5
	1.2	Schwerpunkte des Projektes	6
	1.3	Einordnung in das Programm	7
	1.4	Verwendete Methoden	7
	1.5	Aufbau des Berichts	9
2	Inha	altliche Darstellung	9
2	2.1	Stand der Technik & Variantenvergleich	10
	2.1.	1 Arbeitsfluide für Rankine Prozesse (ORC vs. CRC)	10
	2.1.2	2 Expansionsmaschinen für Leistungen kleiner 10 kW	14
	2.1.3	3 Dampfkessel für Leistungen kleiner 60 kW	15
2	2.2	Anforderungen und Herausforderungen	17
2	2.3	Innovativer Dampfkessel	19
	2.3.	1 Design, Auslegung und Konstruktion	19
	2.3.	2 CFD Simulation + Optimierung	21
	2.3.3	3 Optimierung Wärmetauscheroberfläche und Durchmesser des Umwickelrohrs	25
	2.3.4	4 Luftgekühlter Pelletbrenner	26
	2.3.	5 Regelung der Hauptkomponenten	28
	2.3.	6 Anfahrverhalten	29
	2.3.	7 Abfahrvorgang	31
	2.3.	8 Teillastregelbarkeit und Dampfüberhitzung	32
2	2.4	Clausius-Rankine Kreislauf mit innovativem Expander	32
	2.4.	1 Potentielle Expansionsmaschinen	32
	2.4.2	2 Vergleich der Expansionsmaschinen und Auswahl	38
	2.4.3	3 Clausius-Rankine Kreislaufvarianten	39
	2.4.	4 Experimentelle Untersuchung des Rotationskolbenexpanders	42
	2.4.	5 Systemsimulation	46
2	2.5	Umsetzungsstudie	55
3	Erge	ebnisse und Schlussfolgerungen	57
	3.1	Dampfkessel	57
	3.2	Rotationskolbenexpander	60
	3.3	Systemsimulation	60
4	Aus	blick und Empfehlungen	61
5	Liter	raturverzeichnis	64
6	Anh	ang	66
7	Kon	taktdaten	66

1 Einleitung

Der vermehrte Einsatz von dezentralen Biomasse befeuerten Mikro-Kraft-Wärme-Kopplungssystemen (Bio-Mikro-KWK) kann einen signifikanten Beitrag zur Reduktion des nicht-erneuerbaren Primärenergieeinsatzes in Österreichs Haushalten, Industrie & Gewerbe leisten und folglich auch zur Vermeidung von CO₂-Emissionen beitragen. Durch den Einsatz von heimischen, nachwachsenden und CO₂-neutralen Energieträgern kann Österreichs Abhängigkeit an Energieimporten von fossilen Brennstoffen verringert werden. Die Kopplung von Kraft und Wärme bei der energetischen Biomassenutzung eröffnet die - aus exergetischer Sicht - wertvolle Möglichkeit, aus erneuerbaren und in Österreich verfügbaren Festbrennstoffen neben thermischer auch elektrische Energie zu generieren.

Das große ökologische Potential von Bio-Mikro-KWKs ist dabei schon länger bekannt, trotzdem haben sich bis dato kaum Anlagen im Leistungsbereich < 10 kW_{el} am Markt etabliert. Um den anlagentechnisch aufwendigeren Weg der Vergasung umgehen zu können, wurden in den letzten Jahren meist Konzepte verfolgt, die zur "Kraft-Gewinnung" Organic Rankine Cycle (ORC) oder Stirling-Motoren nutzen. Beide weisen aber durchaus noch Verbesserungspotential hinsichtlich elektrischer Stromausbeute, Teillastregelverhalten, variabler Stromkennzahl, Zuverlässigkeit und Kosten auf.

Ein Trend der sich bei einigen internationalen Forschungseinrichtungen abzeichnet, ist Wasser als Arbeitsmedium im Kraftprozess, im so genannten Clausius-Rankine-Cycle (CRC) zu nutzen. Die für ORC-Prozesse zurzeit erhältlichen Fluide sind aufgrund ihrer thermischen Beständigkeit auf Einsatztemperaturen unter 300 °C beschränkt. Damit kann das hohe verfügbare Temperaturniveau bei der Biomasseverbrennung exergetisch nicht voll genutzt werden, wodurch die theoretisch maximal erreichbare Stromausbeute und somit der elektrische Wirkungsgrad dieser Systeme stark limitiert ist. Der theoretisch mögliche elektrische Wirkungsgrad von Systemen mit Stirling-Motoren ist zwar forschungstechnisch interessant, die praktische Realisierung ist allerdings aufgrund der komplexen Prozessführung, schwierigen Integration und geringen Zuverlässigkeit anspruchsvoll. Zurzeit sind am Markt nur Anlagen mit Stirling-Motoren – die meist mit Erdgas befeuert werden – im Leistungsbereich von 1 kW_{el} erhältlich (BHKW, 2011).

Die hier vorgeschlagene Bio-Mikro-KWK nutzt einen Wasserdampf-Rankine-Prozess (CRC) zur Kraftgenerierung, wodurch feste Biomasse "verstromt" werden kann, ohne dabei den Weg der Vergasung gehen zu müssen.

1.1 Aufgabenstellung

Im vorliegenden Projekt wurde ein neues Konzept einer mit **Pellet befeuerten Mikro-KWK** (BioPower-Konzept, siehe Abbildung 1) **auf Basis von Wasser als Arbeitsmedium und einem innovativen Expander für ca. 10 kW**_{el} **und bis zu 60 kW**_{th} entwickelt und die Kernkomponenten – Biomassekessel

und Expander - experimentell untersucht. Die Wärme soll dabei bei einem Nutztemperaturniveau von ca. 80 °C vorliegen. Zielsetzungen bei der Entwicklung lagen auf einer möglichst variablen Stromkennzahl und einer guten Teillastregelbarkeit. Am Ende dieses Projektes konnten neue Erkenntnisse bezüglich Kesseldesign, Dampfkreislauf und Expansionsmaschine, sowie eine adäquate Regelstrategie für die Bio-Mikro-KWK gewonnen werden.



Abbildung 1: Anlagenlayout einer KWK mit CRC (vgl. Karl, 2006)

1.2 Schwerpunkte des Projektes

Das Projekt umfasst **drei Hauptschwerpunkte**: Der erste Schwerpunkt lag in der Entwicklung eines **Pellet befeuerten Dampfkessels**. Dieser liefert die notwendige Dampfmenge in entsprechender Qualität für die nachgeschaltete Expansionsmaschine. Die **Expansionsmaschine** bildete den zweiten großen Schwerpunkt. Die Expansionsmaschine wurde parallel zum Dampfkessel (weiter-)entwickelt und erprobt. Dazu wurde ein entsprechender CRC-Kreislauf unter den Anforderungspunkten: *Effizienz, variable Stromkennzahl* und *Regelbarkeit* "designed". Die "Hochzeit" des CRC-Kreislaufes mit der Expansionsmaschine und dem Dampfkessel stellte den dritten Schwerpunkt dar und wurde im Arbeitspaket 3, **Systemuntersuchungen** behandelt. Begleitet wurden diese 3 Hauptschwerpunkte durch die Arbeitspaket 2 (Stand der Technik & Variantenvergleich), Arbeitspaket 6 (Weitere CRC-Komponenten) und Arbeitspaket 7 (Umsetzungsstudie). Das Arbeitspaket 1 (Projektmanagement) gab die Struktur und den Rahmen vor.

- Pellet befeuerter Dampfkessel: Ein zentrales Projektziel lag dabei auf der Neuentwicklung eines kleinen Pellet befeuerten Dampfkessels, der bei Volllast ca. 125 kg/h Sattdampf bzw. überhitzten Dampf bei 30 bar (angepasst an die Expansionsmaschine) bereitstellt. Hauptaugenmerk soll vor allem auf geringem Wartungsaufwand, langer Lebensdauer, hohem Wirkungsgrad und niedrigen Emissionen liegen. Der Dampfkessel soll in einem Feuerungswärmeleistungsbereich von 30 bis 60 kW modulierend arbeiten.
- 2. Innovative Expansionsmaschine: Zentrales Thema bei der Auswahl einer geeigneten Expansionsmaschine war neben der Leistungsklasse die Eignung dieser für die gegebenen

Betriebsbedingungen, um vor allem ohne Öl-Schmierung betrieben werden zu können. Denn aufgrund der hohen Fettlöslichkeit von Wasserdampf würde das Öl aus einer geschmierten Expansionsmaschine in den Dampfkreislauf gelangen. Es könnte – neben dem Aufwand für die notwendige Ölrückführung – zu einem Aufschäumen kommen bzw. würde sich das mitgerissene Öl an den Wärmeübertragerflächen des Kessels anlegen und damit den Wärmeübergang drastisch verschlechtern, weshalb eine ausreichende Kühlung der Heizflächen nicht mehr gegeben ist, und es zu Übertemperaturen und Materialschädigungen kommen kann.

- 3. Systemuntersuchung: Bei der Umsetzung des Projekts lag auch ein Focus auf einer langfristig betrachteten – wirtschaftlichen Umsetzbarkeit des Systems. Daher sollten die Herstellkosten des Gesamtsystems trotz hoher Effizienzanforderung im wirtschaftlich sinnvollen Rahmen gehalten werden, um auf längere Sicht auch ein für den Markt attraktives Produkt zu entwickeln. Dabei werden folgende Teilziele bei der Entwicklung des Funktionsmusters des BioPower-Konzeptes verfolgt:
 - sehr schnelles Anfahrverhalten des kalten Kessels zur schnellstmöglichen Stromerzeugung
 - Variation der Stromkennzahl durch gute Teillastregelbarkeit des Kessels und des Expanders
 - Wärmebereitstellung durch Expansion des Frischdampfes über eine zur Expansionsmaschine parallele Drossel, zur Abdeckung von Wärmelastspitzen oder bei reiner Wärmeanforderung

1.3 Einordnung in das Programm

Das vorliegende Projekt BIOPOWER ist gemäß der Schwerpunktsetzung des Technologieprogramms elmission (4. Ausschreibung) folgenden Themenfeldern zuzuordnen:

- Schwerpunkt: 3.1 Bioenergie/ Subschwerpunkt: Mikro-Kraft-Wärme-Kopplungssysteme
- Schwerpunkt: 2.1 Energie Effizienz in Industrie und Gewerbe/ Subschwerpunkt: hocheffiziente (dezentrale) Stromerzeugung und -nutzung

1.4 Verwendete Methoden

Nachdem die technischen Herausforderungen bei der Auslegung und im Betrieb von Mikro-Dampferzeugern vor allem in Hinblick auf den Expander und den Kessel im Rahmen einer umfassenden Literaturrecherche identifiziert wurden erfolgte eine Untersuchung unterschiedlicher Schaltungsvarianten in Hinblick auf die zu erwartende Effizienz. Dabei wurden mit der Software EES (2013) einfache Modelle aufgebaut und Parametervariationen durchgeführt, um die erforderlichen Mindestüberhitzungen, Volumenverhältnisse von Expansionsein- und -austritt, maximalen Stromkennzahlen und mögliche elektrische Wirkungsgrade zu ermitteln. Die Festlegung des Kesseldesigns erfolgte in Hinblick auf die

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

anvisierte thermische Leistung von ca. 60 kW sowie unter Berücksichtigung von wirtschaftlichen Aspekten, um die durch unterschiedliche Vorschriften bestehenden, regelmäßigen Überprüfungen in einem vertretbaren Ausmaß zu halten. Dies führte beispielsweise dazu, dass die Kühlung des Brennraums mit Luft anstelle von Wasser umgesetzt wurde, um das Kesselvolumen klein zu halten. CFD-Simulationen wurden durchgeführt, um den erforderlichen Wärmübergang zu gewährleisten bzw. die Heizflächen entsprechend den Anforderungen zu dimensionieren sowie um den Einfluss der Reinigungseinrichtungen für das Rauchgasrohr auf den Wärmeübergang zu untersuchen. Die Ergebnisse dieser Simulationen führten zu Adaptionen der ersten Konstruktion (Erhöhung der Wärmeübertragerfläche, Erhöhung der Anzahl Verdampferrohre, der Verdopplung der Brennstoffwärmeleistung, ...). Darauf aufbauend wurden die notwendigen Detail-Zeichnungen für die Herstellung des Funktionsmusters umgesetzt. Zwischenzeitlich wurden die zum Aufbau des Prüfstandes erforderlichen Komponenten (Prozesspumpe, Kondensator, ...) ausgelegt und Angebote eingeholt. Nach Aufbau des Dampfkessels wurde dieser in Betrieb genommen und die Leistungsfähigkeit experimentell überprüft wobei auch Emissionsmessungen durchgeführt wurden.

Zeitgleich zu den Arbeiten am Kessel wurde intensiv nach einem für die Anwendung geeigneten Expander sowie nach potentiellen Lieferanten gesucht und Angebote eingeholt. Diese wurden ausgiebig evaluiert, um vor allem aus technischer aber auch aus wirtschaftlicher Sicht den besten Expander auszuwählen. Der ausgewählte Drehkolbenexpander wurde anschließend in einen am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik (IVT) vorhandenen Dampferzeuger integriert und experimentell untersucht. Im Rahmen dieses Versuchsbetriebes wurde zu Beginn eine zweiflutige Maschine untersucht wobei aufgrund des relativ großen Hubvolumens und somit hohem Dampfbedarf eine weitere einflutige Maschine desselben Typs untersucht wurde.

Die nach Abschluss der Einzeluntersuchungen von Expander und Kessel geplante Systemuntersuchung konnte aufgrund der zwischenzeitlichen Insolvenz des Expanderherstellers nicht durchgeführt werden. Aus diesem Grund wurden die Untersuchungen des Gesamtsystems basierend auf den bisherigen Ergebnissen mit einer Simulationsstudie durchgeführt. Dazu wurden die Messdaten aus den Einzeluntersuchungen des Kessels und Expanders verwendet um Modelle zu erstellen und zu validieren. Die validierten Modelle wurden anschließend zu einem Gesamtsystem zusammengeführt und die Ergebnisse bei Veränderung des Rauchgasmassenstroms sowie der Expanderdrehzahl untersucht. Basierend auf den Ergebnissen der Simulationsstudie wurde abschließend eine Umsetzungsstudie zur Abschätzung der Wirtschaftlichkeit durchgeführt.

1.5 Aufbau des Berichts

Die inhaltliche Darstellung dieses Berichts gliedert sich wie folgt:

In Kapitel 2.1 "Stand der Technik & Variantenvergleich" werden grundlegende Kennzahlen definiert sowie unterschiedliche Kreisprozesse mit möglichen Arbeitsfluiden untersucht. Anschließend werden unterschiedliche Arten von Expansionsmaschinen und Dampfkesselbauformen näher betrachtet.

In Kapitel 2.2 "Anforderungen und Herausforderungen" werden die wirtschaftlichen Voraussetzungen sowie die technischen Herausforderungen für Kessel und Expander zum Betrieb von Mikro-KWK's zusammengefasst.

Kapitel 2.3 "Innovativer Dampfkessel" beschreibt die einzelnen Punkte welche umgesetzt werden mussten bis ein funktionsfähiger Dampfkessel in Betrieb genommen werden konnte. Das beinhaltet die Zusammenfassung der bei der Konstruktion des Dampfkessels berücksichtigten Richtlinien und den daraufhin entstandenen Entwurf der Kesselkonstruktion. Im Anschluss werden die aus der CFD-Simulation gewonnenen Erkenntnisse zur weiteren Verbesserung der Konstruktion vorgestellt. Zum Abschluss werden die Regelungsstrategie und der Ablauf beim An- und Abfahren beschrieben.

Kapitel 2.4. "Clausius-Rankine Kreislauf mit innovativen Expander" beschreibt den Weg bis zur Auswahl des Expanders und gibt einen Vergleich unterschiedlicher Kreisläufe ohne Berücksichtigung des realen Verhaltens einzelner Komponenten. Im Anschluss werden die Messergebnisse aus den Versuchsdurchführungen mit dem Expander vorgestellt. Abschließend werden die Ergebnisse der Systemsimulation unter Berücksichtigung des realen Verhaltens der einzelnen Komponenten präsentiert.

Kapitel 2.4 "Umsetzungsstudie" behandelt die Wirtschaftlichkeit des in diesem Projekt untersuchten Systems. Dabei wird der bei einer Betriebszeit von 20 Jahren mögliche Ertrag sowie die Amortisationszeit für die in diesem Projekt erarbeitete Bio-Mikro-KWK unter den gegebenen wirtschaftlichen Rahmenbedingungen betrachtet.

2 Inhaltliche Darstellung

Die nachfolgend angeführte Inhaltliche Darstellung des Projektes umfasst die Arbeiten und Ergebnisse für den Zeitraum zwischen Projektstart am 28.05.2014 (Kick-off Meeting) und dem Abschluss des Projektes am 31.10.2017.

Aufgrund ihres großen ökologischen Potentials haben zahlreiche internationale Forschungseinrichtungen schon seit einigen Jahren ihren Focus auf biomassebefeuerte Mikro-Kraft-Wärme-Kopplungssysteme ("Mikro-KWK") gelegt. Dabei werden meist zentrale Forschungs- und Entwicklungsthemen, wie die Steigerung der energetischen Effizienz, die Variabilität der Stromkennzahl, die Integration der dezentralen Anlagen in die Versorgungssysteme und die Reduktion der Herstellkosten behandelt. Wie auch dieses Projekt verdeutlicht, wird vor allem die wirtschaftliche Darstellbarkeit der Garant sein, dass sich biomassebefeuerte Mikro-KWK Systeme langfristig am Markt etablieren.

2.1 Stand der Technik & Variantenvergleich

Dieses Kapitel gibt einen Überblick zum Stand der Technik bzgl. Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) & "Kraftgenerierung" im Leistungsbereich < 10 k W_{el} und bzgl. Biomasse betriebenem Dampfkessel im Leistungsbereich < 60 kW.

Für die energetische Bewertung von KWKs ist es sinnvoll, neben dem Brennstoffausnutzungsgrad (η_B , Glg. (1)), der als Verhältnis aus der Summe von elektrischer Nutzleistung (P_{el}) und thermischer Nutzleistung (\dot{Q}_{Heiz}) zur zugeführten Feuerungswärmeleistung (\dot{Q}_{FWL}) definiert ist, auch die Stromkennzahl (σ , Glg. (2)) anzugeben. (vergl. Karl, 2006)

$$\eta_{B} = \frac{P_{el} + Q_{Heiz}}{\dot{Q}_{FWL}} \qquad Glg. \qquad (1)$$

$$\sigma = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{Heiz}} \qquad Glg. \qquad (2)$$

Aufgrund der höheren exergetischen Wertigkeit (Qualität der Energie) von elektrischer Energie im Vergleich zu Wärme ist bei KWKs eine besonders hohe "Stromausbeute" von Interesse. Diese wird durch den elektrischen Wirkungsgrad (η_{el} , siehe Glg. (3)) der Anlage beschrieben, welcher vor allem vom thermodynamischen Wirkungsgrad (η_{th}) des verwendeten Wärmekraftprozesses sowie vom mechanischen und Generatorwirkungsgrad ($\eta_{Gen,m}$) und dem feuerungstechnischen Wirkungsgrad (η_{FT}) abhängt. Laut Carnot werden bestmögliche thermodynamische Wirkungsgrade erzielt, wenn die Wärme bei höchst möglicher (mittlerer) Prozesstemperatur zu- und bei niedrigster Prozesstemperatur abgeführt wird.

2.1.1 Arbeitsfluide für Rankine Prozesse (ORC vs. CRC)

Wird der Weg der Vergasung der festen Biomasse für "Kleinanlagen" umgangen, können keine Wärmekraftprozesse mit interner Verbrennung, wie Verbrennungsmotoren, eingesetzt werden. Deshalb wurden im kleineren Leistungsbereich meist Konzepte untersucht, die zur "Kraft-Generierung" Wärmekraftprozesse mit externer Verbrennung nutzen, wie **Stirling-Motoren** oder **Organic Rankine**

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Cycle ("ORC"). Beide Systeme weisen durchaus noch Verbesserungspotential hinsichtlich elektr. Stromausbeute, Teillastregelverhalten, variabler Stromkennzahl, Zuverlässigkeit und Kostenreduktion auf. Zwar ist der mögliche thermodynamische Wirkungsgrad des Stirling-Motors theoretisch gleich hoch wie beim Carnot-Prozesses, jedoch ist der praktisch realisierbare elektrische Wirkungsgrad des Gesamtsystems aufgrund der komplexen Prozessführung und der begrenzten Prozesstemperaturen niedrig.

Ein Trend den aktuelle internationale Forschungsaktivitäten abzeichnen, ist - anstelle von organischen Fluiden in ORC-Prozessen - Wasser als Arbeitsmedium im Wärmekraftprozess, also einen Wasserdampf-Kreisprozess (**Clausius-Rankine-Cycle, "CRC"**) für den kleinen Leistungsbereich zu nutzen, besonders für höhere Temperaturniveaus (> 300 °C) (Kim et al., 2007; Kim et al., 2010; Vankeirsbilck et al., 2011; Ferrara et al., 2012; Glavatskaya, et al., 2012). Grund dafür ist die thermische Beständigkeit bei hohen Prozesstemperaturen von Wasser gegenüber organischen Arbeitsmedien. Des Weiteren ist Wasser weder giftig noch brennbar.

In Abbildung 2 sind zum Vergleich Prozessschaubilder für eine KWK mit CRC und mit ORC dargestellt. Beide Prozesse sind prinzipiell ähnlich. Das flüssige Arbeitsmedium wird jeweils durch eine Pumpe auf Hoch- bzw. Verdampfungsdruck gebracht. Durch Wärmezufuhr erfolgt anschließend eine Vorwärmung des Fluids bis das Arbeitsmedium die Siedetemperatur erreicht hat. Unter weiterer Wärmezufuhr verdampft das Arbeitsmedium bei konstantem Druck. Je nach Prozessführung kann der Sattdampf noch weiter überhitzt werden, bevor dieser in einer Expansionsmaschine auf den Ausgangsdruck (Kondensationsdruck) entspannt wird (siehe Abbildung 4 & Abbildung 5). Die über die Expansionsmaschine generierte Arbeit wird über eine Welle auf einen Generator übertragen und in elektrische Energie umgewandelt. Im Kondensator wird die Heizwärme abgeführt und das Arbeitsmedium wird wieder vollständig verflüssigt. Der Kreisprozess schließt sich dadurch wieder. Der Unterschied liegt im Wesentlichen im verwendeten Arbeitsfluid, da der ORC auch ein Rankine-Prozess mit organischen Fluiden anstelle von Wasser ist. Vorwiegend werden für den ORC-Prozess Kohlenwasserstoff-Verbindungen eingesetzt, die z.T. auch in der Kälte- & Wärmepumpentechnik ihren Einsatz finden (z.B.: R 245fa, n-Pentane etc.). ORC-Prozesse werden in erster Linie zur Stromerzeugung aus Niedertemperaturwärme bei Temperaturen unter ca. 300 °C herangezogen; siehe z.B.: Quoilin et al., 2010; Lemort et al., 2009.



Abbildung 2: Anlagenlayout einer KWK mit CRC und ORC (vgl. Karl, 2006)

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Wie die Abbildung 3 verdeutlicht, unterscheiden sich "organische Fluide" im Wesentlichen von Wasser durch geringere kritische Temperaturen, sowie Form und Lage der Grenzkurven. Die meisten ORC-Fluide sind sogenannte "trockene Fluide", bei denen der Endpunkt der Entspannung selbst bei isentroper Expansion ausgehend von einem gesättigten Zustand nicht im Zweiphasengebiet enden kann.

Entscheidend für ein "trockenes Fluid" (z.B. n-Hexane) oder "nasses Fluid" (z.B. Wasser) ist der Verlauf der Taulinie im T/s-Diagramm (Abbildung 4 mit Abbildung 5).



Abbildung3:T/s-DiagrammvonunterschiedlichenArbeitsmedienfürRankine-Prozess (Preißinger et al., 2011)

Bei einer "negativen Steigung" spricht man von "nass" und die Grenzkurven im T/s-Diagramm weisen eine charakteristische "Glockenform" auf. Bei "trockenem" Fluid, also "positiver Steigung" der Taulinie, weist die Grenzkurve im T/s-Diagramm einen charakteristischen Überhang auf. (vgl. Wang und Zhao, 2009; Preißinger et al., 2011 und Windisch, 2011)

Zum Vergleich der Prozesse ist beispielhaft in Abbildung 4 ein ORC-Prozess und in Abbildung 5 ein CRC-Prozess dargestellt. Der CRC expandiert meist überhitzten Dampf, um eine Expansion in das Nassdampfgebiet zu vermeiden. Denn "Tröpfchenschläge" könnten zur Zerstörung der Expansionsmaschine führen.





Abbildung 4: ORC-Prozess im T/s-Diagramm für n-Hexane ($T_{ZU,max} = 215 \ ^{\circ}C$, $T_{AB} = 100 \ ^{\circ}C$, $p_{high} = 20$ bar; $p_{low} = 2,4$ bar; $\eta_{is-EX} = 0,7$) (EES, 2013)

Abbildung 5: CRC-Prozess im T/s-Diagramm für Wasser ($T_{ZU,max} = 400$ °C, $T_{AB} = 100$ °C, $p_{high} = 30$ bar; $p_{low} = 1$ bar; $\eta_{is-EX} = 0,7$) (EES, 2013)

Beim ORC-Prozess ist ein Überhitzen des Dampfes aufgrund seiner Fluideigenschaft meist nicht nötig. Dieser wird bei "trockenen Fluiden" als Sattdampfprozess mit Rekuperator ausgeführt (siehe Abbildung

4). Der Rekuperator enthitzt das entspannte Fluid, bevor die Kondensationswärme abgeführt wird, wobei diese Wärme dem flüssigen Fluid auf Hochdruck vor dem Eintritt in den Economizer zugeführt wird (siehe Abbildung 4: Zustandsänderungen $6 \rightarrow 7$ bzw. $2 \rightarrow 3$). Durch die Wärmerekuperation wird die Temperatur des organischen Fluids vor dem Eintritt in den ECO des Kraftprozesses angehoben, weshalb das Rauchgas im Economizer nicht soweit abgekühlt werden kann und die Kesselaustrittstemperatur des Rauchgases höher ist als ohne Rekuperator. Somit sind die Rauchgasverluste größer, was sich negativ auf die Brennstoffausnutzung des gesamten Systems auswirkt. Daher muss bei diesen Systemen ein zusätzlicher Rauchgaskühler integriert werden. Zur Vermeidung einer Degradation der Fluide wird im Gegensatz zum CRC-Prozess die Wärme von der Biomassefeuerung auf den ORC-Prozess über einen Thermoölkreislauf (vergl. Preißinger et al., 2011) übertragen (siehe Abbildung 2). Dieser Thermoölkreislauf ist mit zusätzlichen Investitionen verbunden. Außerdem ist auch die thermische Beständigkeit dieser Öle beschränkt, so soll die Rücklauftemperatur It. Karl (2006) ca. 250 °C betragen. Des Weiteren sind diese Thermoöle brennbar, weshalb besondere Vorkehrungen getroffen werden müssen, um Leckagen in der Nähe der Brennkammer zu vermeiden. Den Nachteil der Brennbarkeit weisen auch die meisten "ORC-Fluide" auf, weshalb - beim Einsatz dieser - erhöhte Anforderungen hinsichtlich Leckagevermeidung an die Mikro-KWK gestellt werden. Die Temperatureinschränkung stellt einen wesentlichen Nachteil beim Nutzen von ORC-Prozessen in Mikro-KWKs dar, da das hohe verfügbare Temperaturniveau bei der Biomasseverbrennung exergetisch nicht voll genutzt werden kann, weshalb der theoretisch maximal erreichbare elektrische Wirkungsgrad dieser ORC-Systeme limitiert ist.

Wasser weist diesbezüglich keine Limitierung auf, da es thermisch beständig und nicht brennbar ist. Deshalb können höhere Prozesstemperaturen (über 400 °C) realisiert werden und damit bessere elektrische Wirkungsgrade erreicht werden. ORC-Prozesse haben einen Vorteil hinsichtlich der Effizienz bei Niedertemperaturabwärmenutzung, der Einsatz der heute erhältlichen nicht brennbaren ORC-Fluide beschränkt sich aufgrund ihrer limitierten thermischen Beständigkeit auf Temperaturen unter 300 °C (vergl. Vankeirsbilck et al., 2011). Besonders "Hot Spots", d.h. lokal heißere Stellen, die durch die Geometrie der Heizflächen auftreten können, müssen vermieden werden, da es sonst schon bei relativ geringen Temperaturen zu einer irreversiblen Zersetzung der organischen Fluide kommen kann.

Z.B. beträgt der innere Wirkungsgrad des Dampfprozesses, welcher im Vergleich zum thermodynamischen Wirkungsgrad die isentropen Effizienz von Pumpe und Expander berücksichtigt, des in Abbildung 4 dargestellten ORC-Prozesses mit n-Hexan ca. 12,4 % bei einem Hochdruck (p_{high}) von 20 bar ($T_{ZU,max} = 215$ °C) und einem Niederdruck (p_{iow}) von 2,4 bar, um Abwärme bei $T_{AB} = 100$ °C weiter zu nutzen, bei einem isentropen Wirkungsgrad des Expanders (η_{is-EX}) von 0,7. Der elektrische Wirkungsgrad der gesamten Mikro-KWK liegt aufgrund des schlechten feuerungstechnischen Wirkungsgrads, infolge der relativ hohen Rauchgastemperatur aus dem Kessel, bei 10,9 % und der Brennstoffausnutzungsgrad bei 87,9 %. Toloul würde sich It. einer mit EES (2013) durchgeführten Simulation für diese Anwendung als Arbeitsfluid besser eignen, da der Betrieb mit höheren Prozesstemperaturen aufgrund der thermodynamischen Eigenschaften möglich ist. Bei ähnlichen

Prozessbedingungen ($T_{AB} = 100$ °C, $\eta_{is-EX} = 0,7$) könnte der ORC mit Toloul mit einem Hochdruck von 20 bar betrieben werden, was einer Siedetemperatur von 260 °C entspricht. Damit wäre ein elektrischer Wirkungsgrad für das Gesamtsystem von 14 % und η_B von ca. 88 % erreichbar. Die Stromkennzahl beträgt in diesem Betriebspunkt bei gleichzeitiger Auskopplung von Strom und Wärme 0,25 bei Toloul und nur 0,14 bei n-Hexan. Der Nachteil, warum Toloul nicht ohne große Sicherheitsvorrichtungen eingesetzt werden kann, ist dessen Brennbarkeit.

Bei diesen niedrigeren Prozesstemperaturen erreicht ein CRC mit Überhitzer vergleichsweise bei folgenden Prozessbedingungen $T_{ZU,max} = 300$ °C, $T_{AB} = 100$ °C, $p_{high} = 17$ bar; $p_{low} = 1$ bar & $\eta_{is-EX} = 0,7$ einen inneren Wirkungsgrad von 14,4 % und einen elektrischen Wirkungsgrad von 13 %. Da jedoch bei Wasserdampfkraftanlagen keine Temperaturbegrenzung infolge von thermischer Beständigkeit sondern nur hinsichtlich der Werkstoffgrenzen besteht, können Dampfparameter von rund 450 °C realisiert werden. Z.B. würde der elektrische Wirkungsgrad bei $T_{ZU,max} = 450$ °C, $T_{AB} = 100$ °C, $p_{high} = 32$ bar; $p_{low} = 1$ bar & $\eta_{is-EX} = 0,7$ ca. 17 % betragen.

Aktuellere Arbeiten verschiedener Forschungseinrichtungen, wie von z.B. Kim et al. (2007); Vankeirsbilck et al. (2011); Ferrara et al. (2012); Glavatskaya et al. (2012), zeigen, dass internationales Interesse besteht, die aus Großanlagen bekannte CRC-Technologie auch im kleineren Leistungsbereich von 1 bis 100 kW_{el} zur Kraft-Generierung zu nutzen. Die Literaturrecherche zeigte, dass vor allem der Forschungsschwerpunkt auf dem Design bzw. der Auswahl einer geeigneten Expansionsmaschine liegt. Dabei liegen die technischen Herausforderungen in folgenden Punkten:

- Lagerung bzw. Schmierung des eingesetzten Expanders (ölfrei oder geschmiert);
- Entsprechende Öl-Rückführung und Öl-Management bei ölgeschmierten Expandern muss gewährleistet sein (Vermeidung der Ölverschleppung in den Dampfkreislauf);
- Erhöhung der Temperatur- und Druckbeständigkeit der eingesetzten Expander, um höhere Prozesseffizienzen zu erzielen;
- Steigerung der relativ geringen isentropen und volumetrischen Wirkungsgrade (η_{is} & η_{v}) der Expander;
- Entwicklung geeigneter Regelstrategien für Teillastbetrieb;

2.1.2 Expansionsmaschinen für Leistungen kleiner 10 kW

Neben Turbinen können zur Kraftgenerierung auch Kolbenexpander (siehe Abbildung 8) im Leistungsbereich von ca. $3 \, kW_{el}$ (Kim et al., 2010 und Ferrara et al. 2012), Scroll-Expander (siehe Abbildung 6 und Abbildung 7) im Bereich von ca. $2 \, kW_{el}$ (Aoun & Clodic, 2008 und Lemort et al., 2006) bzw. 15 kW_{el} (Kim et al., 2007) sowie Schrauben-Expander (siehe Abbildung 9) für Leistungen über 50 kW_{el} (vergl. Qiu et al., 2011) eingesetzt werden.

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG



Abbildung 6: Feststehende und rotierende Spirale einer Scrollmaschine (Kim et al., 2007)



Abbildung 8: Kolbenexpander (Kim et al., 2010)

Diese Expansionsmaschinen eignen sich im Gegensatz zu Turbinen für das Nassdampfgebiet (Karl, 2006; Kim et al., 2007). Daher können z.B. mit Schraubenoder Scrollexpander auch so genannte Sattdampf- oder Flashprozesse realisiert werden (siehe Abbildung 10). Dies ermöglicht eine Teillastregelung durch variieren der Dampfziffer bei konstantem Hochdruck.



Abbildung 7: Arbeitsweise Scroll-Expander (Saitoh et al., 2007)



Abbildung 9: Schrauben-Expander (Smith and Stosic, 2001)



Abbildung 10: Unterschiedliche CRC – Prozesse im T/s-Diagramm für Wasser

2.1.3 Dampfkessel für Leistungen kleiner 60 kW

Um den nötigen Dampf für den CRC-Prozess bereitstellen zu können, gibt es verschiedene Möglichkeiten. Nach Effenberger (2000) unterscheidet man Verfahren mit einem festgehaltenen Verdampfungsendpunkt, die als Naturumlauf-, Zwangsumlauf- oder Zwangsdurchlaufsystem ausgeführt sein können, und Zwangsdurchlaufverfahren mit einem variablen Verdampfungsendpunkt. Die Nachteile des Naturumlaufes sind unter anderem die notwendige dickwandige Ausführung der Trommel. Um Wärmespannungen auf Grund zu schneller, ungleichmäßiger Erwärmung zu verhindern, müssen

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

längere Anfahrtszeiten in Kauf genommen werden. Ein weiterer Nachteil ist die Abnahme der Frischdampftemperatur bei Teillastbetrieb auf Grund des festgehaltenen Verdampfungsendpunktes und der Empfindlichkeit des Systems gegen schnelle Druckabsenkung.

Wie in Abbildung 11 ersichtlich, erfolgt bei den **Zwangsdurchlauf**kesseln Vorwärmung, Verdampfung und Überhitzung kontinuierlich in einer bzw. einem System parallel geschalteter Schlangen. An einem Ende dieser wird das Speisewasser eingepumpt, am anderen der überhitzte Dampf entnommen, welcher demnach in einmaligem Durchgang erzeugt wird. Zur Erzeugung einer für die Kühlung der Rohre ausreichenden Massenstromdichte in den Verdampferrohren werden diese in der Brennkammer meist schraubenförmig gewickelt. Bei der Auslegung des Verdampfers ist vor allem auf die zulässige Materialtemperatur wie auch die gleichmäßige Durchströmung der Rohre zu achten. Es ist naheliegend, dass die schraubenförmige Verrohrung der Brennkammer sowie die Ausbiegungen um den Brenner und den Übergang auf die Vertikalberohrung im Oberteil der Wand gewisse Komplikationen mit sich bringen.

Auf die schraubenförmige Wicklung der Verdampferrohre könnte verzichtet werden, wenn es gelänge, die erforderliche Mindestmassenstromdichte zur Vermeidung der Siedekrise in den Rohren abzusenken. Dies ist mit innenberippten Rohren möglich. Durch die auf der Innenseite dieser Rohre angeordneten, gewendelten Rippen wird der Strömung ein Drall aufgeprägt, durch den sich der Wärmeübergang verbessert und in der Folge die erforderliche Mindestmassenstromdichte geringer wird.

Die Vorteile des Zwangsdurchlaufsystems sind unter anderem folgende:

- Hohe Dampfdrücke möglich
- Frischdampftemperatur kann über einen großen Leistungsbereich konstant gehalten werden
- Keine dickwandigen Bauteile, daher besonders für Gleitdruckbetrieb und schnelles Anfahren geeignet.
- Zwangsdurchlaufkessel sind relativ unempfindlich gegen brennstoffbedingte Verschmutzungen der Brennkammer

Eine besondere Form der Zwangsdurchlaufkessel sind die Schnelldampferzeuger. Schnelldampferzeuger werden bei kleinen Dampfvolumenströmen bei Drücken bis ca. 32 bar eingesetzt. Hauptvorteile dieser Dampferzeuger sind die schnelle



Abbildung 11: Schema Zwangsdurchlauf-Dampferzeuger; System Sulzer (Effenberg, 2000)

Bereitstellung von Dampf, ihre kompakte Bauform und – im Gegensatz zum Großwasserraumkessel – die geringen Anschaffungskosten. Schnelldampferzeuger bestehen aus einer spiralförmig und meistens mehrfach verschachtelten Rohranordnung (Rohrschlange) zur Erzeugung von Wasserdampf.

2.2 Anforderungen und Herausforderungen

Die grundlegende Herausforderung bei einer Mikro-KWK besteht darin, dass sich der Mehraufwand für die Kraft-Wärme-Kopplung im Vergleich zur reinen Wärmeerzeugung innerhalb kurzer Zeit amortisieren sollte. Mikro-Kraft-Wärme-Kopplungen benötigen für einen wirtschaftlichen Betrieb somit folgende Voraussetzungen:

- hohe Anzahl an Jahresvolllaststunden
- niedrige spezifische Investitionskosten pro kW-elektrisch
- hoher elektrischer Wirkungsgrad
- Langlebigkeit, Zuverlässigkeit und Wartungsfreundlichkeit
- variable Stromkennzahl bei wärmegeführtem Betrieb
- Einsatz von regenerativen Energieträgern, wie Pellet oder Hackschnitzel

Besonders bei biomassebefeuerten Anlagen liegen die Herausforderungen in der Vermeidung von Fouling durch ausgeklügelte Heizflächengeometrien und Reinigungsmechanismen und der Erhöhung des elektrischen Wirkungsgrades dieser Systeme bei Voll- und besonders bei Teillastbetrieb. Nach Obernberger et al. (2001) ist das Risiko von Fouling bei der Biomasseverbrennung hauptsächlich auf die Aerosol Bildung und Anbackung von Asche durch die Kondensation des Wasserdampfanteils im Rauchgas zurückzuführen.

Des Weiteren stellt sich die Gewährleistung eines einwandfrei funktionierenden und gefahrlosen Betriebs mancher Anlagen als schwierig dar. Besonders bei der Verwendung von brennbaren Arbeitsfluiden, wie das bei Systemen mit ORC-Prozessen meist der Fall ist, kommt es durch s.g. Siedekrisen und/oder thermischen Spannungen zu Rissen in den Bauteilen, wodurch es zu Bränden von Thermoölen bzw. organischen Fluiden kommen kann.

Um den Bedarf des Marktes an biomassebefeuerten Mikro-KWK im Leistungsbereich von 10 kW_{el} / 60 kW_{th} zu decken, wurde hier ein Konzept mittels CRC-Prozess und speziellem Expander erforscht. Dabei folgt dieses Konzept dem internationalen Forschungstrend, dass anstelle von brennbaren organischen Fluiden - mit beschränkter thermischer Beständigkeit - Wasser als Arbeitsmittel im Rankine-Prozess genutzt wird. Neben den Vorteilen von höheren elektr. Wirkungsgraden infolge höherer Prozesstemperaturen und der Unbrennbarkeit von Wasser liegt die größte Herausforderung darin, eine für die Leistungsgröße geeignete Expansionsmaschine zu finden.

Eine hohe Auslastung bei wärmegeführten KWKs ist nur dann möglich, wenn Wärme über das ganze Jahr benötigt wird. Diese Voraussetzung ist vor allem bei mittleren Industriebetrieben, in Hotels aber auch in öffentlichen Gebäuden und z.T. in Mehrfamilienhäusern gegeben, die auch das potentielle Einsatzgebiet dieser biomassebefeuerten Mikro-KWK im Leistungsbereich von rd. 50 bis 60 kW_{th} und bis zu 10 kW_{el} darstellen. Die Herausforderung dabei ist die Abdeckung des gesamten Wärmebedarfs bei einem möglichst hohen elektrischen Wirkungsgrad sowohl bei Volllast als auch bei Teillast. Dabei soll sowohl der Kessel als auch der Expander in Teillast betrieben werden, um eine möglichst hohe

Stromausbeute und variable Stromkennzahl zu gewähren. Eine technische Herausforderung dabei ist, eine ausreichende Kühlung der Kessel-Heizflächen bzw. eine nicht zu hohe Heizflächenbelastung zur Vermeidung einer Siedekrise stets zu gewährleisten.

Neben einer hohen Auslastung ist auch der elektrische Wirkungsgrad und damit die Stromausbeute bei Mikro-KWKs in Bezug auf die Investitionskosten für einen wirtschaftlich rentablen Einsatz von großer Wichtigkeit. Beim Rankine-Prozess ist der thermodynamische Wirkungsgrad umso höher, je höher die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr bzw. je tiefer die mittlere Temperatur der Wärmeabfuhr ist.

Für die Mikro-KWK soll ein Dampfkessel der Gruppe I (gemäß Verordnung des Bundesministers für wirtschaftliche Angelegenheiten über die Aufstellung und den Betrieb von Dampfkesseln – ABV §2(1)) (2017) realisiert werden, da hierfür kein Dampfkesselwärter notwendig ist bzw. der Kessel mit weniger zusätzlichen Regel- und Sicherheitseinrichtungen ausgerüstet werden muss. Dampfkessel der Kesselgruppe I sind jedoch beim Verdampfungsdruck auf max. 32 bar, sowie auch beim Rauminhalt auf max. 10 I beschränkt. Die max. Verdampfungstemperatur liegt bei 32 bar bei rund 237 °C. Um den Wirkungsgrad zu erhöhen, kann eine Überhitzung des Dampfes auf rund 450 °C durchgeführt werden, wodurch der elektrische Output um ca. 15 % gesteigert werden könnte. Mit der Erhöhung der Frischdampfparameter ergeben sich auch Herausforderungen sowohl bei der Materialwahl beim Überhitzer im Pelletdampfkessel als auch beim Expander. Ob eine Erhöhung der Frischdampfparameter wirtschaftlich umsetzbar ist, hängt vor allem von der Expansionsmaschine ab.

Eine weitere Problemstellung, die sich durch die Anforderung der Mikro-KWK-Anlage stellt, ist die Wartungsfreundlichkeit bzw. die Zuverlässigkeit bei der Verbrennung von Biomasse. Bei der Verbrennung von Holz entstehen zwangsläufig Aschepartikel, die sich an den Wärmeüberträgerwänden des Dampfkessels ablagern. Durch die Schmutzschicht verschlechtert sich der Wärmeübergang vom Rauchgas zum Arbeitsfluid. Dadurch kommt es zu einer Erhöhung der Temperatur am Rohr und somit zu einer unzulässigen Materialbeanspruchung die zu einer Verkürzung der Lebensdauer führt. Die Herausforderung dabei lieat Entwicklung in der einer kostengünstigen, effizienten Wärmetauscherreinigung, die vollautomatisch abläuft.

Eine weitere wichtige Problemstellung ist die Verringerung der Emissionen, wie NOx, CO, CxHy und im speziellen der Staub-Emissionen. Internationale Veröffentlichungen, die im Rahmen des EU-Projektes *FutureBio Tec* entstanden sind, bestätigen, dass die Partikelemissionen vor allem aus flüchtigen anorganischen Verbindungen bestehen. Die organischen Bestandteile sind auf Grund des vollständigen Ausbrands (CO Emissionen sehr gering) minimal. Die möglichen Verbrennungsstrategien zur Minimierung der Partikelemissionen zielen darauf ab, die Bildung von flüchtigen anorganischen Verbindungen durch Reduzierung der Glutbetttemperatur zu unterbinden (siehe Brunner (2012) und Gaegauf (2007)):

- Die Temperatur in der Primärbrennkammer ist relevant für die Glutbetttemperatur und hat einen Einfluss auf die Feinstaub-Emissionen. Steigende Temperaturen in der Primärbrennkammer führen zu steigenden Feinstaub-Emissionen.
- Volumenfluss des Gasstromes (Luft und rezirkulierende Verbrennungsgase) durch das Glutbett. Dadurch kann die Temperatur des Glutbettes gesenkt werden und die Feinstaub-Emissionen minimiert werden.

2.3 Innovativer Dampfkessel

Bei der Neuentwicklung eines mit Pellet befeuerten Dampfkessels, der bei Volllast ca. 125 kg/h Sattdampf bei 30 bar bereitstellt, wurde das Hauptaugenmerk vor allem auf einen geringen Wartungsaufwand, lange Lebensdauer, hohen Wirkungsgrad und niedrige Emissionen gelegt. Der Dampfkessel soll in einem Feuerungswärmeleistungsbereich von 30 bis 60 kW modulierend arbeiten. Aufbauend auf diesen Parametern wurden folgende Teilziele definiert:

- Adäquates Kesseldesign entsprechend der Kesselgruppe I für schnelle Anfahrtszeit und geringes Füllvolumen (Schnelldampferzeuger);
- Integration einer Reinigungseinrichtung für die Heizflächen zur Vermeidung von Fouling basierend auf realisierten Systemen von Biomasse-Warmwasserheizkesseln;
- Minimierung der Schadstoff- und Feinstaubemissionen durch Reduzierung der Glutbetttemperatur mittels Rauchgasrezirkulation;
- Neues Teillastregelprinzip mittels modularer Brennstoff- und Luftzufuhr zur Variation des Dampfdruckes und -massenstroms für den CRC-Prozess;
- Vermeidung von Nebelströmung in Verdampferrohren;
- Spezielle Strömungsführung des/r Überhitzer(s) zur Vermeidung von Materialübertemperaturen auf Grund des schlechteren Wärmeübergangs von Dampf und den heißen Rauchgasen;
- Gewährleistung des sicheren Betriebs durch Überwachung der Speisewasserqualität (Leitfähigkeit, pH-Wert und O2-Konzentration), um mögliche Korrosionsprodukte, Undichtheiten und Verunreinigungen festzustellen.

2.3.1 Design, Auslegung und Konstruktion

Um einen möglichst breiten Marktzugang für die KWK zu erreichen, stehen Wirtschaftlichkeit und Zuverlässigkeit absolut im Vordergrund. Um eine schnelle Amortisation zu erreichen sind Industriebetriebe, die das ganze Jahr einen hohen Grundbedarf an Wärme benötigen, geeignet.

Mit einer anvisierten thermischen Leistung von rund 60 kW kann ein großes Spektrum an Betrieben abgedeckt werden.

Ein weiterer Aspekt für Wirtschaftlichkeit sind die laufenden Kosten für den Betrieb, die vor allem durch zahlreiche Vorschriften beeinflusst werden. Dazu wurden die DGÜW-V (2017), ABV (2017) und KG (2017) herangezogen, um die technischen Randbedingungen so zu wählen, sodass möglichst niedrige

Auflagen für den Betreiber entstehen. So müssen It. Druckgeräteüberwachungsverordnung DGÜW-V (2017) §3(2) Dampfkessel, Druckbehälter oder Rohrleitungen mit hohem Gefahrenpotential zahlreichen wiederkehrenden Prüfungen durch Kesselprüfstellen unterzogen werden. Ausgenommen davon sind jedoch überhitzungsgefährdete Dampfkessel oder Druckbehälter, die im Wesentlichen aus Rohren mit Nennweiten bis einschließlich DN 32 bestehen, z.B. Schnelldampferzeuger. Sie gelten als Druckgeräte mit niedrigem Gefahrenpotential. Für diese sind die Kontrollen bei der Inbetriebnahme und die Kontrollen während des Betriebes in der Verantwortung des Betreibers durchzuführen. An diesen Druckgeräten ist die Durchführung der ersten Betriebsprüfung und von wiederkehrenden Untersuchungen und Überprüfungen nicht erforderlich. Der Betreiber hat keine Informationspflicht gegenüber Kesselprüfstellen. Bezüglich der Aufstellung und Betrieb von Dampfkesseln ABV (2017) gehören Dampfkessel It. §2 (1) mit einem festgesetzten Betriebsdruck kleiner gleich 32 bar und einem Rauminhalt kleiner gleich 10 I zur Gruppe 1. Dampfkessel der Gruppe 1 sind von den Bestimmungen §3 bis 12 ausgenommen (Fernüberwachung, Speise- und Kesselwasserbeurteilung, Aufstellungsverbote etc.). Dies stellt eine sehr erhebliche Erleichterung für den Betrieb dieser Kessel dar. Weiters gelten It. DGÜW-V §2(5) (2017) Dampfkessel als solches bis zur ersten Absperr- oder Entleervorrichtung. Als Absperr- oder Entleervorrichtung gelten auch lösbare Verbindungen, wie Flansche oder Gewindeenden. Durch eine Verschaltung von mehreren parallelen und seriellen Dampfkesseln, von der jeder für sich nicht mehr als 10 l Rauminhalt beinhaltet, können somit höhere Leistungen realisiert werden.

Nach Analyse unterschiedlicher Dampferzeugersysteme wurde ein erstes Konzept für den mit Pellet befeuerten Dampfkessel entwickelt. Das Design orientiert sich an einem Schnelldampferzeuger, sodass schnelle Anfahrtszeiten und ein geringes Füllvolumen realisiert werden können. In Abbildung 12 sind die unterschiedlichen Bereiche des Dampfkessels dargestellt. Die Pellet fallen von oben auf den Brennrost und werden in Sturzbrandtechnik in der adiabaten Brennkammer verbrannt. Die heißen Rauchgase strömen dann in die Rauchrohre/Verdampfungsrohre. Anschließend kann das Abgas optional in einem weiteren Niederdruck-Wärmetauscher abgekühlt werden. Die Auslegung der notwendigen Wärmeaustauschflächen erfolgte teilweise CFD basiert. Ein separater Bereich für die Überhitzung war auf Grund der Auswahl des EN3 Expanders (siehe dazu 2.4.2) nicht erforderlich.

Aufbauend auf den definierten technischen Rahmenbedingungen (siehe Arbeitspaket 1) bestehen die Verdampferrohre aus mehreren Rohren, die parallel geschalten sind (siehe Abbildung 12). Das Rohr besteht aus einem glatten Rauchrohr (1 m lang, DN 168,3x3,4 mm), auf dem ein kleineres Verdampfungsrohr (unterschiedliche Durchmesser und Stärken wie z.B. DN 10 x 2 mm) aufgewickelt ist. Der Wasserinhalt pro Verdampferrohr beträgt rund 1 I. Im glatten Rauchrohr ist auch die Reinigungsvorrichtung eingebaut, die auch zur Umlenkung und Verwirbelung der Rauchgase dient.

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG



Abbildung 12: Querschnitt Dampfkessel und Schrägansicht Dampfkessel

2.3.2 CFD Simulation + Optimierung

Die Auslegung des Verdampferrohres wurde mit Hilfe von CFD-Simulationen unterstützt bzw. optimiert. Dabei wurde der Verdampfer auf der Rauchgasseite strömungstechnisch, unter Mitberücksichtigung der Wärmeleitung in den Rohren, untersucht. Aus den Simulationen wurden die Wärmeströme für verschiedene Betriebsbedingungen ermittelt. Aufgrund der Annahme, dass die vorhandene Rauchgasmenge gleichmäßig auf alle Rohre aufgeteilt wird, wurde in der Simulation nur ein Rohr betrachtet. Dies ermöglicht die Anzahl der Rechenzellen und somit den zeitlichen Aufwand pro Simulation deutlich zu verringern. Dafür wurde im Vorfeld die Geometrie des rauchgasführenden Rohres (inkl. Reinigungseinrichtung) und des aufgewickelten Rohres der wasserführenden Seite erstellt (siehe Abbildung 13). Das dargestellte Rechennetz entspricht dabei dem vorläufigen Stand ohne detaillierte Auflösung der Grenzschichten, welche für die Bestimmung der Wärmeströme von wesentlicher Bedeutung sind. Veränderliche Parameter für die Simulation sind dabei die Temperatur des Rauchgases am Eintritt sowie die Abgasmenge im Kessel. Die Bestimmung dieser Werte erfolgte gemäß Fachliteratur für einen Referenzbrennstoff.

Klima- und Energiefonds des Bundes - Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG



Abbildung 13: Netz des Rauchrohres zur CFD-Analyse

Um einen Sattdampfmassenstrom bei 30 bar (Siedetemperatur 234 °C) von 125 kg/h bereitstellen zu können, werden für die Vorwärmung von 100 °C bis zur Verdampfung rund 20,7 kW und für die Verdampfung rund 62,3 kW benötigt. Dies ergibt eine benötigte Wärmeleistung von rund 83 kW. Die Übertragungsfläche aller anvisierten 6 Verdampferrohre (= 1. Auslegung) wurde mit 4,11 m² berechnet, wobei vereinfacht angenommen wurde, dass ein Rohr DN 10x2 mm durchgehend um das Rauchrohr gewickelt wurde. Dies ergibt eine benötigte spezifische Wärmeleistung von rund 20,2 kW/m², wobei angenommen wurde, dass die Wärme gleichmäßig über den Umfang zugeführt wird.

Die Simulationen wurde für Rauchgas-Eintrittstemperaturen von 900, 1100, 1300 und 1500 °C durchgeführt. In Abbildung 14 ist das Temperaturprofil im Rauchgasrohr für die unterschiedlichen Temperaturen dargestellt:



Abbildung 14: Temperaturprofil im Rauchgasrohr

Die Ergebnisse der Simulation zeigten, dass bei einer Eintrittstemperatur von rund 900°C die Austrittstemperatur bei 6 Verdampferrohren noch immer bei sehr hohen 422 °C liegt und die Temperaturdifferenz 478 K ausmacht. Um den Gesamtwirkungsgrad der KWK zu erhöhen, ist die Austrittstemperatur entscheidend und sollte daher noch weiter gesenkt werden.

Um die Wirksamkeit der eingebauten Umlenkbleche der Reinigungseinrichtung im Rauchrohr zu beurteilen, wurden die Geschwindigkeiten untersucht. (Abbildung 15)



Abbildung 15: Geschwindigkeiten im Rauchgasrohr

Bei genauerer Betrachtung (Abbildung 16) zeigte sich eine ordentliche Ausbildung von Wirbeln durch die Reinigungseinheit am Eintritt bei Temperaturen bis 1100 °C. Dadurch erhöht sich der Wärmeübergang des Rauchgases im Wärmetauscher. Auch Totgebiete im Strömungsfeld sind kaum sichtbar. Bei höheren Temperaturen (1300 °C bis 1500 °C) ergeben sich größere Strömungsgeschwindigkeiten und größere Totzonen am Rauchgaseintritt. Am Austritt des Rauchgases ergeben sich gleiche Strömungsfelder mit Ausbildung von Wirbeln bei allen Eintrittstemperaturen.

Klima- und Energiefonds des Bundes - Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG



Abbildung 16: Ausbildung von Wirbeln durch Reinigungseinheit

Die Analyse der spezifischen Leistungen wurde ebenfalls für die unterschiedlichen Temperaturen durchgeführt. Wie zuvor erwähnt, wird eine spezifische Wärmeleistung von rund 20 kW/m² benötigt. Wie in Abbildung 17 ersichtlich, wird bei einer Rauchgas-Eintrittstemperatur von 900 °C der benötigte spezifische Wärmestrom von 20 kW/m² nur am Beginn erreicht.

Die Ergebnisse für 1100 °C sind nur unwesentlich besser. Erst ab einer Temperatur von 1300 °C werden auf einer Länge von 20 - 30 cm höhere Wärmeströme als 20 kW/m² erreicht. Am Beginn des Wärmetauschers werden bis zu 30 kW/m² erreicht. Bei einer Rauchgas-Eintrittstemperatur von 1500 °C werden die geforderten Wärmeströme bis zur Hälfte des Wärmetauschers erreicht und am Beginn sogar bis zu 38 kW/m².

Die CFD-Analyse hat ergeben, dass die Austrittstemperatur bei 6 Verdampferrohren je nach Rauchgaseintrittstemperatur zwischen 422 °C und 606 °C liegen wird. Der Einbau der Reinigungseinrichtung und Umlenkbleche ist geeignet, um Totzonen größtenteils zu vermeiden und einen besseren Wärmeübergang zu erreichen. Jedoch werden It. Berechnung bei einer RG-Temperatur von 1500 °C nur 50,3 kW für die Verdampfung verwendet und somit ergibt sich lediglich ein maximaler Dampfmassenstrom von rund 75,8 kg/h bei einer Anordnung von 6 Verdampferrohren.

Klima- und Energiefonds des Bundes - Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG



Abbildung 17: Wärmestromdichte vom Rauchgas durch das Rauchgasrohr und das Kesselwasserrohr auf das Kesselwasser

Auf Grund der Ergebnisse der Simulation wurden folgende Änderungen bzw. Optimierungen in der Konstruktion des Dampfkessels umgesetzt:

- Erhöhung der Wärmetauscheroberfläche um 50 % von 6 auf 9 Verdampferrohre, um einerseits die Austrittstemperatur zu verringern und dadurch die Gesamteffizienz der KWK zu erhöhen und andererseits die benötige Dampfmenge zu erreichen.
- Verdoppelung der Brennstoffwärmeleistung (durch Verdoppelung der Rostfläche)
- Adaption von Durchmesser und Wandstärke des Umwickelrohres zur Vergleichmäßigung der Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes im Verdampferrohr.
- Erhöhung der Kontaktfläche zwischen Umwickelrohr und Abgasrohr durch Verlötung mit dem Ziel der Verbesserung des Wärmedurchgangs.
- Optimierung der Reinigungseinheit durch Ausbildung eines Bypasses im unteren Bereich zur Vermeidung von Totzonen mit dem Ziel der Verringerung der Abgastemperatur.
- Optimierung der Reinigungseinheit durch Ersetzen der Schabekante durch eine hitzebeständige Streifenbürste mit dem Ziel der Verbesserung des Wärmeübergangs.

2.3.3 Optimierung Wärmetauscheroberfläche und Durchmesser des Umwickelrohrs

In Abbildung 18 ist der gesamte Verdampferblock mit 9 Verdampferrohren dargestellt. Jedes Verdampferrohr besteht aus unterschiedlichen Segmenten mit unterschiedlichen Rohrdurchmessern. Dadurch kann die Strömungsgeschwindigkeit je nach spezifischem Volumen (bzw. Dichte) angepasst

Klima- und Energiefonds des Bundes - Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

werden. Das eintretende kalte Wasser wird zuerst im oberen Bereich in 2 Segmenten im Gegenstrom erwärmt Anschließend wird es im Gleichstrom im unteren Bereich verdampft. Dabei erfolgt eine Querschnittserweiterung bei jedem Segment. Die Verbindung der einzelnen Segmente erfolgt mittels Klemmringverschraubungen. Dadurch entfallen Schweißarbeiten auf den heißen, druckführenden Teilen. Beide Komponenten bestehen aus Edelstahl 1.4301, sodass eine gleiche Wärmedehnung möglich ist.



Abbildung 18: Verdampferblock mit 9 Verdampferrohren

2.3.4 Luftgekühlter Pelletbrenner

Auf Grund der Einschränkung bzgl. Dampfkessel-Füllvolumen kann der Brennraum nicht wie üblich mit Wasser gekühlt werden. Um zu hohe Temperaturen am Stahlmantel der Brennkammer zu vermeiden, ist einerseits eine ordentliche Dämmung der Brennkammer und andererseits eine Luftkühlung entscheidend. Die Luftkühlung wird auch als Vorwärmung der Primärluft verwendet. Die Sekundärluft wird über integrierte Luftkanäle im Brennraum vorerwärmt. Beim Dampfkessel wird die Primärluft in 2 Kanäle aufgeteilt, die jeweils den Stahlmantel der Brennkammer mit Umlenkungen umströmen. In Abbildung 19 und Abbildung 20 sind die Luftleitbleche der Primärluft am Stahlmantel dargestellt.

Die Primärluft tritt jeweils am hinteren Ende der Brennkammer ein (1) und strömt seitlich nach vorne (2). Anschließend wird die Luft auf die Unterseite (3) bis zum hinteren Ende geleitet (4), wo sie über die Oberseite wieder bis nach vorne (5 und 6) geführt wird. Die vorgewärmte Primärluft wird dann in einer Mischstrecke mit der Rezirkulationsluft vermischt und strömt anschließend über dem Glutbett in die Brennkammer ein.

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG





Abbildung 19: Luftleitbleche der Primärluft hinten und seitlich

Abbildung 20: Luftleitbleche der Primärluft unten und seitlich

Der fertig gestellte Dampfkessel ist in Abbildung 22 abgelichtet. Ein zweiter, zusätzlicher Brenner wird in Kaskade geschaltet, um die Brennstoffleistung zu erhöhen und den notwendigen Dampfmassenstrom bereitstellen zu können. Der erste Brenner hat 5 Verdampferrohre, der zweite zuschaltbare Brenner 4 Verdampferrohre, ergibt in Summe 9 Verdampferrohre. Die Mediums-Temperaturen werden in jedem Segment eines Verdampferturmes gemessen und mit der Austrittstemperatur des Rauchgases verglichen. Die beiden Brenner werden so gefahren, dass in jedem Verdampferrohr dieselben Dampfparameter und Massenströme vorherrschen. Dadurch, dass einer der beiden Brenner weggeschalten werden kann, kann die Teillastregelung noch effizienter durchgeführt werden.

Um den selben Massenstrom durch alle 9 Verdampferrohre realisieren zu können, werden die einzelnen, gleich langen Rohre mit Hilfe eines Venturiverteilers aufgeteilt und nach dem Dampfkessel wieder gesammelt. In Abbildung 21 ist ein solcher Venturiverteiler dargestellt.

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG





Abbildung 21: Venturiverteiler

Abbildung 22: Dampfkessel

2.3.5 Regelung der Hauptkomponenten

Die Regelung aller Komponenten wurde auf einem Regler der Fa. Sigmatek umgesetzt. Der Hochdruck P1 im Dampfkreislauf wird hauptsächlich durch den Öffnungsgrad des Dampfregelventils beeinflusst. Steigt der Hochdruck über den eingestellten Wert, öffnet das Dampfregelventil und der Hochdruck sinkt. Die Hochdruckpumpe (Kolbenpumpe) ist über einen Frequenzumformer drehzahlregelbar. Über Variation der Ansteuerung kann der Dampfmassenstrom reguliert werden. Es hat sich gezeigt, dass vor allem im Anfahrvorgang der Massenstrom gering gehalten werden soll, um das Medium am Verdampferaustritt schnell in einen dampfförmigen Zustand zu bringen. Vor allem das Dampfregelventil erhält dadurch eine erheblich bessere Regelgüte.

Die Austrittstemperatur des Dampfes bzw. teilweise sogar die Überhitzung wird über die Brennstoffwärmeleistung des Dampfkessels geregelt. Dies erfolgt im Zusammenspiel mit dem Verbrennungsregler (Lambdasonde) und der Ansteuerung des Saugzuggebläses am Kessel. Steigt die Überhitzung bei definiertem Massenstrom des Dampfes über den eingestellten Bereich, wird die Kesselleistung reduziert.

Klima- und Energiefonds des Bundes - Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG



Abbildung 23: Bestandteile Dampfkessel

2.3.6 Anfahrverhalten

Das Anfahrverhalten bei dem Dampfkessel verhält sich im Vergleich zu einem normalen Pelletkessel wesentlich anders. Es hat sich gezeigt, dass es trotz Einsatz von Venturi-Verteilern und gleichen Rohrlängen bei den einzelnen, parallel verschalteten Dampfrohren zu einer unterschiedlichen Durchströmung auf der Wasserseite oder auch zu einer unterschiedlichen Wärmezufuhr durch das Abgas kommt. Das Problem ist, dass nicht alle Dampfrohre gleichzeitig in dampfförmigen Zustand übergehen und somit unterschiedliche Druckverluste in den einzelnen Kreisen herrschen. Das Resultat ist, dass das Rohr mit dem stärker erhitzten Arbeitsfluid weniger durchströmt wird, und das Arbeitsfluid somit noch stärker erhitzt wird, währenddessen das Rohr mit dem kälteren Arbeitsfluid noch mehr durchströmt wird. Die maximale Dampfaustrittstemperatur an der Sammelstelle entspricht in etwa der kältesten Temperatur der parallel verschalteten Kreise. Um die Dampfaustrittstemperatur zu maximieren, ist eine gleichmäßige Durchströmung essentiell. Aus diesem Grund wurden nachträglich für jeden Verdampferkreis eigene Regulierventile eingebaut, um das Anfahren bzw. Abfahren besser unter Kontrolle zu bekommen (Abbildung 24).

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG



Abbildung 24: Regulierventile für die einzelnen Verdampferkreise

In Abbildung 25 ist das durch die Regulierventile verbesserte Anfahrverhalten dargestellt. Im rot markierten Bereich steigt erstmalig die gemeinsame Austrittstemperatur sprunghaft an und das Dampfregelventil (violett) öffnet sich. Anschließend werden die restlichen Verdampfersäulen dazu geschaltet.



Abbildung 25: Temperaturverlauf beim Anfahren des Dampfkessels

2.3.7 Abfahrvorgang

Dieselbe Problematik ergibt sich beim Abfahren des Dampfkessels. In Abbildung 56 ist dies dargestellt. Man erkennt, dass die einzelnen Temperaturen beim Austritt der Verdampferrohre kontinuierlich langsam sinken, genauso wie die gemeinsame Vorlauftemperatur. Im eingekreisten roten Bereich fällt dann die Temperatur im "Verdampferrohr hinten links" (braun) drastisch ab und die gemeinsame Vorlauftemperatur (rot) sinkt ebenfalls. Auch der Hochdruck P1 (pink) fällt ab, da das Dampfregelventil nun mit Flüssigkeit durchflossen wird und zu langsam schließt.

Um die Dampfaustrittstemperatur wieder zu erhöhen, wurde diese Verdampfersäule geschlossen, mit dem Resultat, dass die Vorlauftemperatur wieder schlagartig ansteigt (schwarzer Bereich).

Nachdem die Verbrennungsleistung weiter reduziert wurde, wird das nächste Verdampferrohr, in diesem Fall das "Verdampferrohr hinten mitte" weniger stark erhitzt und es erfolgt keine Verdampfung mehr. Nach der Reihe brechen die einzelnen Verdampferrohre weg (blauer Bereich).



Abbildung 26: Temperaturverlauf beim Abfahren des Dampfkessels

2.3.8 Teillastregelbarkeit und Dampfüberhitzung

Wie bereits erwähnt, kann bei dem Dampfkessel die Feuerungsleistung in einem Bereich von 30 % bis 50 % moduliert werden. Je nach Ansteuerung der Hochdruckpumpe kann somit der Massenstrom des Dampfes durch den Dampfkessel reguliert werden. Die Austrittstemperatur des Hochdruckdampfes ist somit abhängig von der Feuerungsleistung und der Ansteuerung der Hochdruckpumpe. Die Überhitzung des Dampfes ist maximal bei 100 % Feuerungsleistung und minimalem Durchfluss. Erreicht die Überhitzung den in der Regelung definierten Wert, wird bei maximalem Dampfmassenstrom die Feuerungsleistung reduziert.

Im Vergleich dazu, ist die Teillastregelbarkeit bei max. Dampfmassenstrom und minimaler Überhitzung schwieriger, da es soweit kommen kann, dass die einzelnen Verdampferrohre ungleichmäßig durchströmt werden (= siehe Vergleich Abfahrvorgang). Um am Eintritt in das Dampfregulierventil im dampfförmigen Zustand zu bleiben, müssten anstelle der händischen Regulierventile die einzelnen Verdampferrohre elektronisch auf Basis der Temperaturverläufe ständig einreguliert werden. Diese Verbesserungsoption wäre als weitere Optimierungsmaßnahme möglich.

2.4 Clausius-Rankine Kreislauf mit innovativem Expander

Die benötigte Expansionsmaschine für eine Leistung von bis zu 10 kW_{el} bestimmt das Layout des möglichen CRC-Kreislaufes und damit auch den Aufbau des Gesamtsystems mit. Zentrales Thema bei der Auswahl einer geeigneten Expansionsmaschine ist neben der Leistung und Effizienz vor allem die Eignung für die gegebenen Betriebsbedingungen und die Möglichkeit eines öl-freien Betriebs. Denn aufgrund der hohen Fettlöslichkeit von Wasserdampf würde das Öl aus der geschmierten Expansionsmaschine in den Dampfkreislauf gelangen. Es könnte – neben dem Aufwand für die notwendige Ölrückführung – zu einem Aufschäumen kommen bzw. wird sich das mitgerissene Öl in den Wärmetauscherflächen des Kessels anlegen und damit den Wärmedurchgang drastisch verschlechtern, weshalb eine ausreichende Kühlung der Heizflächen nicht mehr gegeben ist, und es zu Übertemperaturen und Materialschädigungen kommen kann.

2.4.1 Potentielle Expansionsmaschinen¹

Ein wichtiges Kriterium für die Auswahl einer Expansionsmaschine ist neben dem geeigneten Druckbereich, der Temperaturbeständigkeit und dem Schmierölkonzept vor allem der Leistungsbereich in dem sie eingesetzt werden soll. Für dezentrale KWK werden hocheffiziente kleine Maschinen für einen niedrigen Leistungsbereich benötigt. (Karl, 2006)

¹ Das folgende Kapitel entstammt z.T. aus Leibetseder (2015).

Abbildung 27 gibt einen Überblick für welche Leistungsbereiche Expansionsmaschinen am Markt erhältlich sind. Für Leistungen kleiner 10 kW_{el} gibt es kaum Expander, die für den Einsatz in Wasserdampfkreisläufen geeignet wären. Für hohe Druckgefälle und geringe Volumenströme eignen sich prinzipiell eher Verdrängermaschinen, wie z.B. Schrauben-, Kolben- oder Scrollexpander (siehe Kim et al., 2010; Lemort et al., 2006; & Qiu et al., 2011).



Abbildung 27: Arten von Expansionsmaschinen je nach Leistungsbereich (Hennecke & Neuhäuser, 2013)

In diesem Kapitel werden die Funktionsweisen sowie die Einsatzmöglichkeiten von unterschiedlichen Expansionsmaschinen für Rankine-Prozesse und deren Vor- & Nachteile erläutert.

a) Dampfturbinen

Die Dampfturbine ist im Vergleich zu den nachstehend beschriebenen Verdrängermaschinen, eine Strömungsmaschine. Laut Karl (2006) werden Dampfturbinen bei Leistungen kleiner 1 MW_{el} wegen der geringen Effizienz und den hohen relativen Kosten kaum eingesetzt. Des Weiteren können sie auch nicht im Nassdampfgebiet betrieben werden, da mögliche Tröpfchenschläge schädigend wirken würden.

Da für die vorliegende Arbeit eine Expansionsmaschine im Bereich von 10 kW_{el} mit Nassdampftauglichkeit gesucht wird, wird auf die Dampfturbine hier nicht mehr weiter eingegangen.

b) Flügelzellenexpander

In Abbildung 28 ist ein Flügelzellenexpander zu sehen. Der Rotor ist exzentrisch im Gehäuse platziert. Die fünf Flügel sitzen in den Flügelnuten auf Federn und werden von ihnen dabei ans Gehäuse gedrückt. Das Arbeitsvolumen ist nun von zwei Flügeln, dem Rotor, dem Gehäuse und zwei stirnseitigen Platten begrenzt. Durch Rotation wird dieses abgeschlossene Volumen größer. In dieser Abbildung sind auch der radiale Einlass und der axiale Auslass mit blauen Linien dargestellt.

Klima- und Energiefonds des Bundes - Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG



Abbildung 28: Aufbau eines Flügelzellenexpanders (Xia et al., 2013)

Die Arbeitsweise eines Flügelzellenexpanders ist in Abbildung 29 dargestellt. Hier wird das Prinzip nur anhand einer Zelle über eine Umdrehung erläutert. Grundsätzlich kann der Arbeitsprozess in Einlassprozess, Expansionsvorgang und Entladung unterteilt werden.



Abbildung 29: Arbeitsweise einer Flügelzellenexpansionsmaschine (Xia et al., 2013)

Zwischen Punkt a und Punkt b findet der Einlassprozess statt. Ab Punkt b beginnt dann das Fluid zwischen den Flügeln zu expandieren. Punkt c zeigt das größtmögliche Expansionsvolumen dieser Maschine. Danach beginnt die Entladung, welche in Punkt d endet. Es ist hier nun zu erkennen, dass sich die Entladung und der Einlassprozess überschneiden.

Sogenannte volumetrische Verluste infolge von möglichen Leckageströmen, haben einen negativen Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad eines Expanders. Beim Flügelzellenexpander sind dabei neben den Möglichkeiten der stirnseitigen Leckage und einem direkten Strom von Ansaugstutzen zu Auslass auch noch die Leckagen um den Flügel zu nennen. Dort kann abgesehen von dem Spalt zwischen Flügel und Gehäuse auch noch über den Flügelsitz Medium ungenutzt von der Hochdruckseite zur Niederdruckseite strömen.

Diese Art von Expander wurde von Xia et al (2013) anstelle einer Drossel in einem Kälteprozess eingebaut und untersucht. Bei Testbedingungen von 34 bar Hochdruck und 10 bar Niederdruck wurde die Drehzahl im Bereich von 800 bis 1800 U/min in 100er Schritten variiert. Dabei hat sich für den volumetrischen Wirkungsgrad ein ungefähr linearer Verlauf zwischen ca. 30 und 50% ergeben. Der isentrope Wirkungsgrad stieg zunächst mit steigender Drehzahl an, sank aber nach dem Erreichen seines Maximums von ca. 33% bei einer Drehzahl von ca. 1200 U/min wieder auf einen Wert von ca.15 % bei 1800 U/min ab.

Wie bereits beschrieben, wurde in einem biomassebefeuerten ORC-Prozess von Qiu et al. (2012) ebenfalls ein Flügelzellenexpander eingesetzt. Dieser hat bei einer Expandereintrittstemperatur von 118,6 °C eine Leistung von 860,7 W_{el} erreicht. Des Weiteren konnte dabei ein isentroper Wirkungsgrad von ca. 54 %, ein elektrischer Wirkungsgrad von 1,41 % und ein Brennstoffausnutzungsgrad von 78,69 % erzielt werden.

c) Schraubenexpander

Ein Schraubenexpander besteht aus einem Paar gegenläufig und ineinandergreifende Rotoren und einem umschließenden Gehäuse. Vom Prinzip her ist der Aufbau gleich wie bei einem Schraubenverdichter. Es müssen lediglich Änderungen an der Hochdrucköffnung vorgenommen werden und die Drehrichtung umgekehrt werden und ein Schraubenverdichter kann als Schraubenexpander verwendet werden. Das einströmende Medium ist zwischen Rotoren und Gehäuse eingesperrt. Bei Drehung der Rotoren verändert sich das Volumen. Im Falle des Expanders nimmt das Volumen zu. (Leibowitz et al., 2006)

Schraubenexpander bringen aufgrund ihrer robusten Bauart folgende Vorteile mit sich. Wegen des möglichen Betriebs im Zweiphasengebiet kann auf eine Ölschmierung verzichtet werden, da dies laut Leibowitz et al. (2006) von der Dampfnässe übernommen werden kann. Außerdem werden keine Ventile benötigt, da die Arbeitsräume durch die Drehbewegung geöffnet und geschlossen werden. In Abbildung 30 ist der Aufbau am Beispiel einer Maschine der Unternehmung Sprintex aus Australien dargestellt. (Qiu et al., 2011)

Klima- und Energiefonds des Bundes - Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG



Abbildung 30: Schraubenexpander der Firma Sprintex Australien (Qiu et al., 2011)

Schraubenexpander sind von Leibowitz et al. (2006) untersucht und entwickelt worden. Sie haben Systeme für kostengünstige Stromerzeugung im Bereich von 20-50 kW_{el} entwickelt. Mit relativ niedrigen Investitionskosten in Kombination mit ORC-Prozessen ergibt dies eine günstige Möglichkeit.

Einer der möglichen Gründe warum es nur sehr wenige Berichte über Anwendungen dieser Maschinen mit Leistungen unter 10kW_{el}, wie zum Beispiel (Aoun, 2008), gibt, könnte das Problem der Leckage sein. (Qiu et al., 2011)

d) Scrollexpander

Der Scrollexpander besteht prinzipiell aus 2 Spiralen, von denen eine fix und die andere beweglich ausgeführt ist. In Abbildung 31 ist die Arbeitsweise ersichtlich. Die bewegliche Spirale wird von einer Exzenterwelle angetrieben und bewegt sich dadurch auf einer Kreisbahn ohne zu rotieren.



Abbildung 31: Arbeitsweise von Scrollexpandern (Anest Iwata, 2014)

Im Punkt 1 wird das Medium in der Mitte axial eingelassen. Die berührenden Stellen zwischen den Spiralen begrenzen das veränderliche Volumen. Bei den Punkten 2 und 3 ist zu sehen wie sich das eingeschlossene Volumen bei weiterführender orbitierender Bewegung der Spirale vergrößert. In Punkt 4 wird das entspannte Medium schließlich ausgelassen.

Der Scrollexpander eignet sich für den Einsatz in Anlagen kleiner Leistung, wie bei Aoun (2008) der Ausgangsleistungen von ca 1 kW_{el} erzeugt hat (Qiu et al., 2011). Sie sind auch eine vielversprechende Technologie für die Abwärmenutzung im Automobilbereich. Lemort et al. (2009) haben ein Exemplar getestet und modelliert und sind auf eine maximale Ausgangsleistung von 1,8 kW_{el} gekommen. Dabei konnte bei Eingangsparametern von 10 bar und 142 °C und einem Abdampfdruck von 2 bar bei einer Drehzahl von 2296 U/min ein isentroper Wirkungsgrad von 68 % erzielt werden.

e) Hubkolbenexpander (Dampfmotor)

Ein Hubkolbenexpander ist im Aufbau einer Hubkolbenpumpe ähnlich und kann laut Seher et al. (2012) auch doppelseitig beaufschlagt werden, wie die Maschine in Abbildung 2-32 zeigt.



Abbildung 2-32: Doppelseitig beaufschlagter Dampfmotor der Robert Bosch GmbH (Seher et al., 2012)

Dieser in Abbildung 2-32 dargestellte Dampfmotor der Robert Bosch GmbH wurde von Seher et al. (2012) experimentell untersucht. Mit maximalen Frischdampfparametern von 32 bar und 380 °C konnte eine Kupplungsleistung von 14 kW bei einem isentropen Wirkungsgrad von 70 bis 80% erreicht werden.

f) Rotationskolbenexpander

Eine Rotationskolbenmaschine hat im Vergleich zur Hubkolbenmaschine kinematische und tribologische Vorteile bezüglich der Laufruhe und auch hinsichtlich der Lebensdauer. Die rotierende Drehbewegung vermeidet die Kraftumkehr in den Totlagen der Hubkolbenmaschine, welche die eigentliche Schwachstelle bezüglich Reibung und Verschleiß darstellt. (EN3 GmbH, 2014a)

Von der Firma EN3 wurde ein Rotationskolbenexpander entwickelt. Die Funktionsweise dieser Maschine gleicht der eines Wankelmotors, wie in Abbildung 2-33 gezeigt. Die Maschine von EN3 wird aber als Zweieckkolben ausgeführt, wie in Abbildung 2-33 rechts zu sehen.

Klima- und Energiefonds des Bundes - Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG



Abbildung 2-33: links: Wankelmotor; rechts: Zweieckkolben EN3 (EN3 GmbH, 2014a)

Die Arbeitsweise des Rotationskolbenexpanders ist in Abbildung 2-34 in vier Schritten beschrieben. In der "Oberen Totpunkt-Stellung" (OT) ist das von Kolben und Gehäuse eingeschlossene Volumen am kleinsten. Im zweiten Schritt wird das Einlassventil geöffnet und das Medium strömt ein. Im dritten Schritt wird das Einlassventil wieder geschlossen und das Medium entspannt aufgrund der Volumenzunahme, was die Drehung des Kolbens und die weitere Vergrößerung des Volumens zur Folge hat. Im vierten Schritt hat das Fluid den Niederdruck erreicht und strömt aus dem Expander.



Abbildung 2-34: Arbeitsweise eines Rotationskolbenexpanders (EN3 GmbH, 2014)

EN3 konnte mit einer Zweischeibenausführung Leistungen bis zu 11 kW_{el} erzeugen. (EN3 GmbH, 2014)

2.4.2 Vergleich der Expansionsmaschinen und Auswahl

Vergleicht man nun die potentiellen Expansionsmaschinen hinsichtlich ihrer Einsatztauglichkeit für das vorliegende Projekt, kann folgendes konkludiert werden:

- Die **Dampfturbinen** sind aufgrund des einsetzbaren Leistungsbereichs und der Nassdampfuntauglichkeit gänzlich ungeeignet.
- Schraubenexpander sind f
 ür Leistungen im Bereich von 10 kW_{el} ungeeignet und haben einen schlechten volumetrischen Wirkungsgrad.
- Der **Hubkolbenexpander** wäre grundsätzlich gut geeignet, hat aber tribologische Nachteile gegenüber dem Rotationskolbenexpander.

- Der **Flügelzellenexpander** hat laut beschriebenen Testergebnissen einen schlechten volumetrischen Wirkungsgrad.
- Potentiell bietet sich sowohl ein Scroll- wie auch ein Rotationskolbenexpander für diesen Einsatz an. Im Zuge des Projektverlaufes wurde intensiv nach potentiellen Lieferanten für die Expansionsmaschine gesucht und Angebote eingeholt. Die meisten der potentiellen Expander-Lieferanten im kleinen Leistungsbereich scheiden aufgrund zu hoher Preise, nicht geeigneter Lagerkonzepte, zu geringe Betriebsdruckgrenzwerte oder fehlender Erfahrung mit Wasserdampf aus. Mit dem Rollkolbenexpander der Fa. EN3 GmbH konnte im Zuge des Projektes ein für die technischen Anforderungen geeignete Maschine gefunden.

2.4.3 Clausius-Rankine Kreislaufvarianten

In diesem Kapitel folgen die theoretisch (rechnerischen) Betrachtungen. Denn je nachdem welche Expansionsmaschine eingesetzt wird, können unterschiedliche Kreisläufe eingesetzt werden, für welche detaillierte Simulationen durchgeführt wurden:

- Strömungsmaschinen, wie Turbinen sollen nicht im Zweiphasengebiet eingesetzt werden, da Tröpfchenschläge diese zerstören würden, weshalb der Eintrittsdampf überhitzt sein muss, damit der Expansionsendpunkt nässefrei ist (CRC mit Überhitzung – 39 a). Zur Steigerung der Effizienz könnte eine s.g. Carnotisierung mittels Zwischenüberhitzung angedacht werden
- Verdrängermaschinen, wie z.B. Kolben- oder Schraubenexpander können im Zweiphasengebiet arbeiten, wodurch die Realisierung eines Sattdampf- oder Flash-Prozesses gegeben ist.

a. CRC mit Überhitzung und Zwischenüberhitzung

Zum Beispiel ermöglicht eine Prozessführung mit Zwischenüberhitzung eine Steigerung des elektr. Wirkungsgrades (η_{el} , inkl. feuerungstechnischem Wirkungsgrad). So kann η_{el} bei gleichen Frischdampfparametern (30 bar, 400 °C) und Kondensationsgegendruck (1 bar) durch die Zwischenüberhitzung bei einem isentropen Expanderwirkungsgrad von 70 % von 16 % auf 23 % gesteigert werden (vgl. Abbildung 35 mit Abbildung 36). Der Mehraufwand aufgrund der zusätzlichen Heizfläche und der Notwendigkeit von zwei Expander(stufen) wäre aber mit zusätzlichen Kosten verbunden.



Abbildung 35: CRC ohne ZÜ im T/s-Diagramm (p_{FD} =25 bar, T_{FD} = $T_{Z\ddot{U}}$ = 350 °C; p_{Kond} = 1 bar)



Abbildung 36: CRC mit ZÜ im T/s-Diagramm ($p_{FD} = 25$ bar, $T_{FD} = T_{Z\ddot{U}} = 350$ °C; $p_{Kond} = 1$ bar)

b. Sattdampfprozess und Flash-Cycle

Die meisten s.g. "positive displacement" also Expansionsmaschinen auf Basis von Verdrängermaschinen ermöglichen einen Betrieb im Nassdampfgebiet. Mittels dieser Expansionsmaschinen könnte auch ein Sattdampfprozess (Abbildung 37) realisiert werden, da eine Überhitzung nicht zwingend nötig ist, wenn der Expansionsendpunkt im Naßdampfgebiet liegen kann.

Für den Sattdampfprozess würde der elektr. Wirkungsgrades bei einem isentropen % Expanderwirkungsgrad von 70 und einem Frischdampfdruck von 30 bar und einem Kondensationsgegendruck von 1 bar 14,6 % betragen. Der Sattdampfprozess erzielt damit einen um 1,4 %-Pkt. geringeren elektrischen Wirkungsgrad als mit Überhitzung des Dampfes auf 400 °C.



Abbildung 37: Sattdampfprozess im T/s-Diagramm für Wasser: $p_HD = 30$ bar; $p_ND = 1$ bar; $\eta_{is-Exp} = 0,7$

Für diese Expansionsmaschine wäre es möglich die Dampfziffer (x) am Eintritt zu variieren. Dabei ergibt sich bei einem konstanten Druckverhältnis ein Verlauf von σ und η_{el} gemäß Abbildung 38. Es ist also anzustreben, den Kreislauf mit einer möglichst hohen Dampfziffer zu betreiben.



Abbildung 38: σ und η_{el} bei Veränderung der Dampfziffer (x)

Für die Expansion ist das Volumenverhältnis - zwischen Volumen mit Hochdruck (V_{HD}) und Volumen mit Niederdruck (V_{ND}) - während der Expansion (Φ , Glg. 9) wichtig, da die Expansionsmaschine darauf abgestimmt werden muss. Dieses Volumenverhältnis ergibt sich durch den Eintrittszustand und den Austrittszustand vor bzw. nach der Expansion, wie in Abbildung 39 dargestellt.



Abbildung 39: Volumenexpansion während der Expanion im T/s-Diagramm für Wasser: p_HD = 30 bar; p_ND = 1,1 bar bei ηis-Turbine = 1 und 0,26

Eine Variation der Stromkennzahl mittels Veränderung der Eintrittsdampfziffer würde aber eine gravierende Änderung des Volumenverhältnisses gemäß Abbildung 40 bedingen. So würde bei einer Dampfziffer von z.B. 1 Φ =0,048 betragen und bei einer Dampfziffer von 0,5 wäre Φ =0,039. Das entspricht einer Veränderung von Φ um ca. 24 %.



Abbildung 40: σ und Φ bei Veränderung der Dampfziffer (x)

(9)

c. Vergleich-Fazit

Für einen hohen elektrischen Wirkungsgrad sind ein möglichst hohes Hochdruckniveau und ein möglichst tiefes Niederdruckniveau für jegliche Art des Kreislaufes erstrebenswert. Die Überhitzung und vor allem eine zusätzliche Zwischenüberhitzung steigern den elektrischen Wirkungsgrad im Vergleich zum Sattdampfprozess um 1,4 bzw. 8,4 %-Pkt., erhöhen aber maßgeblich die Anlagenkomplexität und damit auch die Kosten, welche sich in diesem Leistungsbereich nicht wirtschaftlich darstellen lassen. Durch die Realisierung eines Nassdampfprozesses könnte die Stromkennzahl durch Variation der Dampfziffer am Expansionseintritt verändert werden, bedingt aber einerseits eine Expansionsmaschine, die im Nassdampfgebiet arbeiten kann und sich anderseits der Änderung der Volumenverhältnis anpassen könnte. Als Conclusio kann ausgeführt werden, dass die Expanderart entscheidend für einen Kreislauf ist; z.B. kann es besser sein, einen Sattdampfprozess mit höherem Hochdruckniveau als einen Prozess mit Überhitzung mit tiefem Hochdruckniveau zu realisieren.

2.4.4 Experimentelle Untersuchung des Rotationskolbenexpanders²

Mit dem Rotationskolbenexpander der Fa. EN3 GmbH konnte im Zuge des Projektes eine für die technischen Anforderungen geeignete Maschine gefunden werden. Eine Rotationskolbenmaschine hat gemäß Günter & Gubner (2014) im Vgl. zur Hubkolbenmaschine kinematische und tribologische Vorteile bzgl. Laufruhe und Lebensdauer (siehe Abschnitt 2.4.1).

a. Arbeitsweise

Bei der Rotationskolbenmaschine der Fa. EN3 handelt es sich um einen ölfreien, diskontinuierlich arbeitenden Expander mit fix-gesteuertem Einlassventil. Die Arbeitsweise lässt sich in vier Schritten beschreiben (Abbildung 2-34). In der "Oberen Totpunkt-Stellung" (OT) ist das zwischen Kolben (orange) und Gehäuse (grau) eingeschlossene Volumen am kleinsten (Schadraum, V_{Schad}). Im zweiten Schritt wird das Einlassventil geöffnet und das Arbeitsmedium auf Hochdruckniveau strömt ein. Nach der isochoren Füllung wird der effektive Schadraum befüllt (V_{Schad,eff}) bis das Einlassventil wieder geschlossen wird. Wegen der unterschiedlich hohen Drücke am Kolben wird dieser während des Arbeitstaktes in eine Drehbewegung versetzt. Aufgrund der damit einhergehenden Volumenzunahme, entspannt sich das Medium auf einen niedrigeren Druck. Am Ende der Expansion (Unterer Totpunkt, UT) ist das eingeschlossene Volumen zwischen Kolben und Gehäuse am größten (Hubvolumen, V_{Hub} - V_{Schad}). Das Fluid sollte im UT auf das Niederdruckniveau entspannt worden sein. Der Kolben dreht sich infolge der Trägheit weiter und gibt die Auslassöffnung frei und das Arbeitsmedium strömt aus dem Expander.

² Das folgende Kapitel entstammt aus Zotter et al. (2016).

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG





Abbildung 41: Arbeitsweise eines Rotationskolbenexpanders (EN3 GmbH, 2014)

Abbildung 42: Idealisierter Arbeitsprozess des Rotationskolbenexpanders im p/V-Diagramm

Der o.a. Arbeitsprozess lässt sich auch im p, V-Diagramm (Indikatordiagramm) darstellen, wenn der Verlauf des Volumens V(φ) und des Druckes p(φ) über dem Drehwinkel bekannt sind. Abbildung 42 zeigt ein Indikatordiagramm mit idealisierten Zustandsänderungen (vgl. Leibetseder, 2015). Der Arbeitsprozess wird im Uhrzeigersinn durchlaufen, beginnend im Punkt, wo der Kolben den "Auslass schließt". Es dreht sich der Kolben in Richtung OT und verdichtet den eingeschlossenen Restdampf der nicht ausgeschoben wurde aufgrund der Volumenabnahme. Dadurch steigt der Druck idealerweise isentrop an. Im OT wird der Einlass geöffnet und idealerweise steigt der Druck im vom Kolben und Gehäuse eingeschlossenen Volumen isochor auf den Hochdruck (HD) an. Danach wird der Expander isobar befüllt bis sich das "Einlassventil schließt". Dann expandiert der Dampf aufgrund der Volumenzunahme idealerweise isentrop auf den Niederdruck (ND). Im unteren Totpunkt ist die Expansion vollendet und der Abdampf strömt aus dem Auslass bis der Kolben diesen wieder verschließt. Danach wird der Restdampf wieder vorverdichtet der Zyklus beginnt erneut. Je nach Drucklagen, geometrischem Expansionsverhältnis (ε , Glg. (6)) und Steuerzeiten des Einlassventils (effektives Expansionsverhältnis: ε_{eff} , Glg. (7)) variiert das jeweilige Indikatordiagramm von jenem in Abbildung 42. Die eingeschlossene Fläche entspricht der indizierten Kolbenarbeit (A_{K,i}), gemäß Glg. (6).

$$A_{K,i} = \oint p(V)dV \qquad \qquad \text{Glg.} \tag{6}$$

$$\varepsilon = \frac{V_{Schad}}{V_{Hub}}$$
 Glg. (7)

$$\varepsilon_{eff} = \frac{V_{Schad,eff}}{V_{Hub}}$$
 Glg. (8)

b. Experimentelle Untersuchung

Es wurden zwei unterschiedliche Funktionsmuster hinsichtlich elektr. Leistung, spezifischem Dampfverbrauch und isentropem Gesamtwirkungsgrad experimentell untersucht. Mit den Messungen der Frischdampf- und Abdampfparameter konnten die relevanten Leistungen und Wirkungsgrade

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

bestimmt werden. Durch die Druckindizierung konnte einerseits der isentrope Wirkungsgrad des Expanders bestimmt werden und andererseits ein Blick in den Arbeitsprozess des Rotationsexpanders selbst geworfen werden, um mögliche Optimierungspotentiale zu erheben.

Prüfstand

Als Prüfstand wurde der Dampferzeuger am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik (IVT) der ΤU Graz verwendet, da dieser alle Anforderungen an zur Expansionsmaschinen-Vermessung erfüllt. Der Rotationskolbenexpander wurde in den Prüfstand mechanisch und hydraulisch integriert und mit Messtechnik (wie Wärmemengen-, Temperatur-, Druck-, elektr. Leistungsmessung, Druckindizierung etc.) ausgestattet (siehe Abbildung 43). Für die experimentelle Analyse wurden die Frischdampf-parameter, Drehzahl und der Abdampfdruck variiert.



Abbildung 43: Foto der zweiflutigen Rotationskolbenexpansionsmaschine am Prüfstand (Leibetseder, 2015)

Messergebnisse

Ursprünglich war geplant, dass der Expander ins Nassdampfgebiet expandiert, um den Flüssigkeitsanteil zur Schmierung heranzuziehen. Bei Drehzahlen größer 700 U/min wurden allerdings Eigenfrequenzen angeregt, welche hinsichtlich der Materialschonung nicht überfahren wurden. Aufgrund der relativ niedrigen Drehzahlen war die Schmierung über die gleitenden Dichtleisten im Expander ausreichend, wodurch es nicht notwendig war in das Nassdampfgebiet zu expandieren. Die Versuche konnten daher zusätzlich zum Sattdampf auch mit überhitztem Dampf bei Frischdampfdrücken bis zu 20 bar durchgeführt werden.

Bei den ersten Versuchen lag der Gegendruck am Auslass des Expanders tlw. über dem Kondensatordruck, weshalb der Expander z.T. in das s.g. "Pumpen" kam. D.h. dass der Gegendruck während der Expansion in der Maschine unterschritten wird und Dampf aus dem Abdampfschlauch in die Maschine zurückgesaugt und damit die abgegebene Leistung des Expanders minimiert wurde; siehe Abbildung 44 Pumparbeit (eingeschlossene Fläche: grün über blau) ist von der Expansionsarbeit (Fläche: blau über grün) abzuziehen. Durch entsprechende Adaptierungen konnte der Gegendruck auf den vorgegebenen Druck im Kondensator gesenkt werden, wodurch kein Pumpen während der Expansion mehr feststellbar war (Abbildung 45).

Klima- und Energiefonds des Bundes - Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG



Abbildung 44: Indikatordiagramm bei einem Frischdampf von 10,46 bar und 211,3 °C und einem Abdampfdruck von 2,18 bar @ 700 U/min (Leibetseder, 2015)

Um ein Pumpen zu vermeiden, muss das effektive Expansionsverhältnis (ϵ_{eff} siehe Glg. 7) zum Volumenverhältnis während der Expansion passen. Neben dem Druckverhältnis hat, wie in Abbildung 46 ersichtlich, auch der isentrope Wirkungsgrad Einfluss auf Φ . Ist ϵ_{eff} größer als Φ kommt der Expander ins Pumpen. Ist ϵ_{eff} kleiner als Φ kann das vorhandene Dampfdruckgefälle nicht voll umgesetzt werden.



Abbildung 45: Indikatordiagramm bei einem Frischdampf von 11 bar und 240 °C und einem Abdampfdruck von 0,7 bar @ 700 U/min (Leibetseder, 2015)



Abbildung 46: Benötigtes Volumenverhältnis für die Expansion (Φ) von Sattdampf vs. isentroper Wirkungsgrad für unterschiedliche Eintrittsdrücke

Nachfolgend sind auszugsweise einige der wichtigsten Messergebnisse dargestellt. Abbildung 47 zeigt die Kupplungsleistung (P_{Kupplung}, gemessen an der Wirbelstrombremse) und Abbildung 48 den benötigten Dampfmassenstrom (m) des Expanders in Abhängigkeit der Drehzahl (n) bei unterschiedlichem Frischdampfdruck. Die höchste Leistung von 4,2 kW lag bei einem Frischdampfdruck von ca. 12 bar und bei 700 U/min. Tendenziell stieg die Leistung des Expanders mit steigender Drehzahl, steigendem Frischdampfdruck und mit steigender Überhitzung des Dampfes. Der Abdampfdruck hat einen geringen Einfluss, sollte allerdings nicht zu hoch werden, da bei Druckverhältnissen (zwischen Frisch- und Abdampf) unter 5 der Expander ins Pumpen gerät. Beim Betriebspunkt der höchstgemessenen Leistung hatte der Expander auch den größten Dampfverbrauch. Allerdings zeigten die Auswertungen, dass der spezifische Dampfverbrauch (kg/kWh) mit steigendem Frischdampfdruck und steigender Drehzahl sinkt und der geringste spezifische Verbrauch günstiger Weise bei jenem Betriebspunkt der höchstgemessenen Leistung liegt. Frischdampfdrücke größer 12 bar konnten nicht ausgetestet werden, da aufgrund der steigenden Dichte mit steigendem Druck der benötigte Massenstrom für diesen Expander nicht vom Prüfstand bereitgestellt werden konnte. Wie bereits erwähnt, war auch die Drehzahl bei 700 U/min aufgrund von Eigenschwingungen begrenzt. Diese Erkenntnisse zeigten, dass der gewählte zweiflutige Expander ein zu hohes Schluckvolumen aufweist weshalb im Rahmen der

Optimierungsmaßnahmen ein weiterer einflutiger Expanders untersucht wurde mit dem eine maximale Kupplungsleistung von ca. 3,5 kW bei einem Frischdampfdruck von 17,6 bar, einem Frischdampfmassenstrom von 115 kg/h und einer Drehzahl von 700 U/min erreicht werden konnte.



Abbildung 47: Kupplungsleistung in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit [p]=bar und [T]=°C



Abbildung 48: Benötigter Dampfmassenstrom in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Frischdampfparametern (FD) und Abdampfparametern (AD) mit [p]=bar und [T]=°C

2.4.5 Systemsimulation

Auf Grund der Eröffnung eines Insolvenzverfahrens über die Fa. EN3 am 01.05.2017 stand die bereits getestete Expansionsmaschine für die abschließenden Systemuntersuchungen nicht mehr zur Verfügung. Um dennoch eine Vorstellung über die von Dampfkessel und Expander gemeinsam erreichte Kupplungsleistung zu erhalten wurde eine Simulationsstudie durchgeführt. Dazu wurden die aus den Versuchsdurchführungen der Einzelkomponenten erhaltenen Messdaten verwendet, um das reale Verhalten der Komponenten in Modellen zu berücksichtigen.

Der CRC-Kreislauf des Gesamtsystems ist in Abbildung 56 mit den für die Simulation relevanten Zustandspunkten dargestellt. Die Nummerierung des CRC-Kreislaufs beginnt am Eintritt in die Speisewasserpumpe (1) diese fördert das Medium auf Hochdruck (2) anschließend tritt das Kesselwasser in den Economiser (Eco) ein und wird dort im Gegenstrom bis zur Siedetemperatur erwärmt (3). Die Verdampfung bis zur Sättigung (4) und Überhitzung (5) erfolgt im Gleichstrom. Vom überhitzten Austritt aus dem Kessel (5) bis zum Eintritt in die Expansionsmaschine (6) wird ein Druckverlust berücksichtigt. Anschließend erfolgt die Entspannung des überhitzten Dampfes in der Expansionsmaschine auf Niederdruck (7). Der Massenstrom am Austritt aus dem Kessel kann zur Gänze oder teilweise in einem parallelen Strang zum Expander in einer Drossel auf Niederdruck entspannt werden (8). Dadurch kann die Wärmeleistung in geringem Ausmaß auf Kosten der Kupplungsleistung erhöht werden. Vor dem Kondensator werden die beiden Massenströme wieder gemischt (9) und im Kondensator vollständig kondensiert (1) wodurch der Kreislauf geschlossen ist.

Zur Simulation der Rauchgasseite wurden 4 Zustandspunkte gewählt. Der Austritt aus der Brennkammer (1), der Austritt aus dem Verdampfer (2), der Austritt aus dem Überhitzer (3) und dem Austritt aus dem Economiser (4). Da die Austrittstemperaturen des Rauchgases aus dem Kessel über 150 °C liegen und somit keine wesentliche Kondensation von Rauchgas zu erwarten ist wurde das Rauchgas vereinfacht mit den Stoffdaten von Luft modelliert. Zwei weitere Zustände ergeben sich durch den Ein- und Austritt des Heizwassers in den Kondensator.



Abbildung 49: Schematische Darstellung des CRC-Kreislaufs mit den in der Simulation berücksichtigten Zustandspunkten

Insgesamt sind zur Modellierung des Kreislaufes 28 Variablen notwendig welche durch Annahme gesättigter Zustände bzw. (isenthalpe) Zustandsänderungen, physikalischen Gleichungen, Polynomansätzen und Vorgabe von Eingangsgrößen modelliert wurden.

Als Eingangsgröße kann die Überhitzung, die Kurbelwellendrehzahl des Expanders, der Druck des Rauchgases sowie des Heizwassers, die Eintrittstemperatur des Rauchgases, der Rauchgasmassenstrom sowie die Aufteilung des Massenstromes zwischen Drossel und Expander vorgegeben werden.

Um das im Versuchsbetrieb beobachtete Verhalten des Expanders nachzustellen wurde der Druckverlust vom Austritt aus dem Kessel bis in die Expansionskammer ($\Delta p_{verl,5/6}$) gemäß Glg. (9), die Kupplungsleistung P_{kupp} gemäß Glg. (10), der mechanische Wirkungsgrad η_{mech} gemäß Glg. (11) und der Zusammenhang von Kesselwassermassenstrom (\dot{m}_{wa}), Druck und Drehzahl gemäß Glg. (12) durch Polynomansätze modelliert. Es wurden möglichst einfache empirische Modellansätze in Abhängigkeit von Kurbelwellendrehzahl (n_{Kurb}) , Überhitzung (Δt_{ueb}) und Hochdruck (p_5) gewählt. Beim Kesselwassermassenstrom wurde physikalischer Ansatz unter ein Berücksichtigung der Expandergeometrie gewählt, zur Berücksichtigung der internen Leckagen im Expander $\Delta \dot{m}_{Leck}$ musste jedoch ein zusätzlicher empirischer Modellterm gemäß Glg. (13) ergänzt werden.

$$p_5 - p_6 = \Delta p_{verl} = a_0 + a_1 \cdot n_{Kurb} + a_2 \cdot p_5$$
 Glg. (9)

$$P_{kupp} = a_0 \cdot n_{Kurb} + a_1 \cdot p_5 + a_2 \cdot \Delta t_{ueh} + a_3 \cdot n_{kurb} \cdot p_5 \qquad \qquad \text{Glg.} \qquad (10)$$

$$\eta_{mech} = a_0 + a_1 \cdot P_{kupp} \qquad \qquad \text{Glg.} \qquad (11)$$

$$\dot{m}_{wa} = (\rho(p_6, h_6) \cdot V_{ein} - \rho(p_7, h_7) \cdot V_{min}) \cdot \frac{n_{kurbel}}{60} + \Delta \dot{m}_{Leck} \qquad \text{Glg.}$$
(12)

$$\Delta \dot{m}_{Leck} = a_0 + a_1 \cdot n_{kurbel} + a_2 \cdot p_6 \qquad \qquad \text{Glg.} \qquad (13)$$

Um den Austrittszustand des Dampfes aus dem Expander zu bestimmen, wird mit dem mechanischen Wirkungsgrad gemäß Glg. (14) auf die Kolbenleistung zurückgerechnet.

$$\eta_{mech} = P_{Kupp} / P_{Kolben}$$
 Glg. (14)

In Abbildung 50 und Abbildung 51 sind nun die Ergebnisse der Simulation bei einem Rauchgasmassenstrom von 150 kg/h (Abbildung 50) und einem Rauchgasmassenstrom von 300 kg/h (Abbildung 51) bei jeweils zwei Kurbelwellendrehzahlen ($n_{Kurbel} = 600$ U/min in Rot und $n_{Kurbel} = 300$ U/min in Grün) dargestellt. Die Überhitzung wurde dabei auf 5 K, der Druck von Rauchgas und Heizwasser auf 1 bar, die Austrittstemperatur des Rauchgases aus der Brennkammer auf 900 °C und der Massenstrom durch die Drossel zu Null gesetzt. Zusätzlich wurde ein Kesselwirkungsgrad von 0,85 vorgegeben. In Tabelle 1 sind die dabei simulierten Wirkungsgrade und Leistungen gegenübergestellt. Dabei wurde der Brennstoffausnutzungsgrad η_B in Glg. (1), die Stromkennzahl σ in Glg. (2) und der elektrische Wirkungsgrad in Glg. (3) definiert. Zusätzlich wird für den CRC-Kreislauf der thermodynamische Wirkungsgrad gemäß Glg. (15) bei isentropen Zustandsänderungen (s=konst.) betrachtet. Der elektrische Wirkungsgrad kann auch über Glg. (16) aus den übrigen Wirkungsgraden berechnet werden. Wobei in diesen Gleichungen der Einfluss der Speisewasserpumpe vernachlässigt wurde.

$$\eta_{th} = \frac{a_{Exp,s} - a_{P,s}}{q_{zu}} \approx \frac{a_{Exp,s}}{q_{zu}}$$
 Glg. (15)

$$\eta_{el} = \eta_K \cdot \eta_{th} \cdot \eta_{Exp,si} \cdot \eta_{Exp,m} \qquad \qquad \text{Glg.} \qquad (16)$$

Für die Turbine ist zusätzlich zum mechanischen Wirkungsgrad der innere isentrope Wirkungsgrad gemäß Glg. (17) und der isentrope Gesamtwirkungsgrad gemäß Glg. (18) angeführt.

$$\eta_{Exp,si} = \frac{a_{Exp,i}}{a_{Exp,s}}$$
 Glg. (17)

$$\eta_{Exp,si,ov} = \frac{a_{Exp,Kupp}}{a_{Exp,s}}$$
 Glg. (18)

Bei Betrachtung der in Tabelle 1 dargestellten Größen zeigt sich, dass der Brennstoffausnutzungsgrad über alle Betriebspunkte einigermaßen konstant ist und nur knapp unter dem vorgegebenen Kesselwirkungsgrad liegt. Die Abweichung des Brennstoffausnutzungsgrades vom Kesselwirkungsgrad ergibt sich durch den Einfluss des mechanischen Wirkungsgrades. Der elektrische Wirkungsgrad sowie die Stromkennzahl werden vor allem durch eine höhere Kurbelwellendrehzahl verbessert. Der thermodynamische Wirkungsgrad hingegen steigt bei höherem Rauchgasmassenstrom was auf den dabei vorherrschenden höheren Hochdruck zurückgeführt wird. Die Gesamtisentropeneffizienz des Expanders steigt mit höherer Kurbelwellendrehzahl und fällt bei höherem Rauchgasmassenstrom bzw. dem dabei höherem Hochdruck. Der mechanische Wirkungsgrad wird vor allem durch die mechanische Ventilsteuerung beeinflusst.

Die Leistungen verhalten sich prinzipiell plausibel, die Kesselleistung unterscheidet sich von der Brennstoffleistung über den Kesselwirkungsgrad. Die Kupplungsleistung steigt mit der Drehzahl und mit dem Rauchgasmassenstrom. Die Kondensatorleistung ergibt sich aus der Differenz aus Kesselleistung und Kolbenleistung.

Die wesentlichen Einflussgrößen auf den Gesamtwirkungsgrad sind der thermodynamische Wirkungsgrad des CRC-Prozesses und der isentrope Gesamtwirkungsgrad des Expanders welche sich sowohl bei Änderung der Kurbelwellendrehzahl als auch bei Änderung des Rauchgasmassenstromes gegenläufig verändern. Dies kann bei Betrachtung von Abbildung 50 und Abbildung 51 genauer untersucht werden. Der thermodynamische Wirkungsgrad steigt, bei gleichbleibendem Niederdruck, vor allem durch den höheren Hochdruck bzw. durch die bei höherer Temperatur zugeführte Wärme. Der Hochdruck steigt bei einer Verringerung der Drehzahl und somit abnehmendem Dampfvolumenstrom am Eintritt in den Expander, da bei gleichbleibender Kesselleistung der Druck steigen muss, bis sich wieder der Gleichgewichtsmassenstrom einstellt.

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

plp-1 Dal						
	$n_{Kurbel} = 300 U/Min$	$n_{Kurbel} = 600 U/Min$	$n_{Kurbel} = 300 U/Min$	$n_{Kurbel} = 600 U/Min$		
	$\dot{m}_{RG} = 150$ kg/h	$\dot{m}_{RG} = 150$ kg/h	$\dot{m}_{RG} = 300 \text{ kg/h}$	$\dot{m}_{RG} = 300 \text{ kg/h}$		
η_B	0,84	0,83	0,84	0,84		
η_{el}	0,022	0,034	0,025	0,035		
σ	0,03	0,04	0,03	0,04		
η_{th}	0,16	0,15	0,21	0,19		
$\eta_{T,si}$	0,23	0,4	0,19	0,28		
$\eta_{Exp,mech}$	0,66	0,69	0,72	0,76		
$\eta_{Exp,si,ov}$	0,15	0,28	0,14	0,21		
P_{Kupp} in kW	0,82	1,33	2	2,9		
\dot{Q}_{Kessel} in kW	32,33	32,77	67,43	70,87		
\dot{Q}_{Kond} in kW	31,11	30,84	64,67	67,09		
\dot{Q}_B in kW	38,03	38,55	79,32	83,38		
\dot{m}_w in kg/h	49	49,8	101,2	106,7		
p_{hp} in bar	11,23	8,8	25,5	17,4		

Tabelle 1: Wirkungsgrade, Leistungen Kesselwassermassenstrom und Hochdruck für 4 simulierte Betriebspunkte für n. -1 har



Abbildung 50: Simulierter CRC-Prozess im T/h-Diagramm bei einem Rauchgasmassenstrom von 150 kg/h und bei Kurbelwellendrehzahlen von 300 U/min und 600 U/min

Diese Überlegung kann auch für einen steigenden Rauchgasmassenstrom und somit steigender zugeführter Kesselleistung angestellt werden. In diesem Fall steigt der Druck bei konstanter Kurbelwellendrehzahl durch den gleichen Kesselwassermassenstrom am Eintritt in den Expander bis sich ein neuer Gleichgewichtsmassenstrom einstellt. Der unterschiedliche Hochdruck ist in Abbildung 50

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

und Abbildung 51 ersichtlich. Wobei die Änderung des Hochdruckes bei einer Änderung des Rauchgasmassenstromes von 150 kg/h auf 300 kg/h mit 14,27 bar bei einer Kurbelwellendrehzahl von 300 U/min und mit 8,6 bar bei einer Kurbelwellendrehzahl von 600 U/min höher ausfällt, als bei einer Änderung der Drehzahl von 300 U/min auf 600 U/min. Die Auswirkung auf den Hochdruck bei Änderung der Kurbelwellendrehzahl steigt bei höheren Rauchgasmassenströmen bzw. Kesselleistungen.

Zusätzlich zeigt sich, dass der Austritt aus dem Expander im Fall bei $n_{Kurbel} = 600 U/min$ und $\dot{m}_{RG} = 150$ kg/h überhitzt ist. Dies ergibt sich durch den höheren isentropen Wirkungsgrad des Expanders in diesem Punkt.



Abbildung 51: Simulierter CRC-Prozess im T/h-Diagramm bei einem Rauchgasmassenstrom von 150 kg/h und bei Kurbelwellendrehzahlen von 300 U/min und 600 U/min

Ergänzend zu den bisher betrachteten Simulationsergebnissen an einzelnen Betriebspunkten wird im Weiteren die Kupplungsleistung im Zusammenhang mit dem thermodynamischen Wirkungsgrad des CRC-Prozesses sowie des isentropen Gesamtwirkungsgrades des Expanders in Abhängigkeit von der Kurbelwellendrehzahl sowie dem Rauchgasmassenstrom betrachtet. Da diese beiden Wirkungsgrade die wesentlichen Einflussgrößen auf den elektrischen Wirkungsgrad darstellen.

In Abbildung 52 ist die Veränderung der Kupplungs-, Heiz- und Kesselleistung bei veränderlichem Rauchgasmassenstrom für eine Kurbelwellendrehzahl von 300 U/min und 600 U/min dargestellt. Diese steigen mit dem Rauchgasmassenstrom, da sich dieser auf die Kesselleistung auswirkt. Bei Betrachtung des thermodynamischen Wirkungsgrades und des isentropen Gesamtwirkungsgrades des Expanders zeigt sich, dass sich die Verbesserung des thermodynamischen Wirkungsgrades aufgrund eines höheren Hochdruckes mit der Verschlechterung des isentropen Gesamtwirkungsgrades des Expanders

ebenfalls aufgrund des steigenden Hochdrucks teilweise aufhebt (vgl. Abbildung 53 dargestellt für eine Kurbelwellendrehzahl von 600 U/min). Aus diesem Grund ergibt sich auch die in Abbildung 52 dargestellte näherungsweise lineare Zunahme der Kupplungsleistung mit dem Rauchgasmassenstrom bzw. der Kesselleistung.



Abbildung 52: Simulierter CRC-Prozess im T/h-Diagramm bei einem Rauchgasmassenstrom von 150 kg/h und bei Kurbelwellendrehzahlen von 300 U/min und 600 U/min



Abbildung 53: Simulierter thermodynamischer Wirkungsgrad des CRC-Kreislaufs und simulierter isentroper Wirkungsgrad des Expanders für einen Kurbelwellendrehzahl von 600 kg/h über dem Rauchgasmassenstrom

Eine Veränderung der Kurbelwellendrehzahl führt vor allem zu einer Beeinflussung der Kupplungsleistung weshalb in Abbildung 54 auf die Darstellung der Kondensator- und Kesselleistung verzichtet wurde. Der steigende Verlauf der Kupplungsleistung über der Kurbelwellendrehzahl ergibt sich

durch den steigenden isentropen Gesamtwirkungsgrad des Expanders. Der in Abbildung 55 ebenfalls dargestellte thermodynamischer Wirkungsgrad hat einen geringeren Einfluss da sich der Hochdruck wie bereits erwähnt in geringerem Ausmaß ändert wie bei einer Rauchgasmassenstromänderung.



Abbildung 54: Simulierte Kupplungsleistung bei einem Rauchgasmassenstrom von 150 kg/h und 300 kg/h über der Kurbelwellendrehzahl



Abbildung 55: Simulierter thermodynamischer Wirkungsgrad des CRC-Kreislaufs und simulierter isentroper Wirkungsgrad des Expanders für einen Rauchgasmassenstrom von 150 kg/h und 300 kg/h über der Kurbelwellendrehzahl

Der in diesem Projekt verwendete Expander erreicht bei möglichst hohen Kurbelwellendrehzahlen und geringem Hochdruck die bestmögliche Effizienz. Die thermodynamische Effizienz von CRC-Prozessen steigt jedoch mit dem Hochdruck wodurch sich die beiden wesentlichen Einflussgrößen auf den elektrischen Wirkungsgrad gegenläufig verhalten. Es kann daher festgehalten werden, dass wenn mit der Bio-Mikro-KWK Strom erzeugt werden soll, dies bei der höchst möglichen Kurbelwellendrehzahl

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

durchgeführt werden soll, wobei die technischen Einsatzgrenzen zu beachten sind. Im Rahmen des Versuchsbetriebes wurde eine maximale Kurbelwellendrehzahl von 700 U/min untersucht, da bei höheren Drehzahlen Eigenschwingungen auftraten. Die Kurbelwellendrehzahl kann jedoch bis zum Erreichen der minimalen Kurbelwellendrehzahl zur Veränderung der Stromkennzahl verwendet werden. Erst wenn die Stromerzeugung weiter reduziert werden soll, ist Kesselwassermassenstrom über die parallel zum Expander angeordnete Drossel zu führen.

Der Rauchgasmassenstrom eignet sich gut, um die erforderliche thermische Leistung einzustellen (wärmegeführter Betrieb). Mit dem Rauchgasmassenstrom steigt gleichzeitig die Kupplungsleistung wobei der elektrische Wirkungsgrad nahezu konstant bleibt, da sich die Verbesserung des thermodynamischen Wirkungsgrades und die Verschlechterung des isentropen Gesamtwirkungsgrades nahezu die Waage halten. Die Steigerung der Kupplungsleistung wird also vor allem durch höhere Rauchgasmassenströmen bzw. Kesselleistungen erreicht.

Die Veränderung des isentropen Gesamtwirkungsgrades mit dem Hochdruck ist eine relevante Erkenntnis und unterscheidet sich zu den bisherigen Simulationsergebnissen in Kapitel 2.4.3 in denen die Verschlechterung des isentropen Gesamtwirkungsgrades bei höherem Hochdruck nicht berücksichtigt wurde.

Wird ein System bestehend aus den in diesem Projekt untersuchten Komponenten (Expander und Kessel) für eine Kesselleistung von 70 kW aufgebaut, so ist ein Rauchgasmassenstrom von ca. 300 kg/h zur Erzeugung eines Kesselwassermassenstromes von ca. 100 kg/h notwendig. Bei diesem Kesselwassermassenstrom und einer Kurbelwellendrehzahl von 600 U/min kann Kupplungsleistung von ca. 3 kW und eine Heizleistung von ca. 67 kW erreicht werden. Bei Berücksichtigung eines Kesselwirkungsgrades von 85 % entspricht dies einem elektrischen Wirkungsgrad von ca. 3,5 %.

2.5 Umsetzungsstudie

Neben der technischen Herausforderung bestand eine weitere Herausforderung in diesem Projekt darin, dass sich der Mehraufwand für die Kraft-Wärme-Kopplung im Vergleich zur reinen Wärmeerzeugung innerhalb kurzer Zeit amortisieren soll. Mikro-Kraft-Wärme-Kopplungen benötigen für einen wirtschaftlichen und ökologischen Betrieb somit folgende Voraussetzungen:

- hohe Anzahl an Jahresvolllaststunden
- niedrige spezifische Investitionskosten pro kW-elektrisch
- hoher elektrischer Wirkungsgrad
- Langlebigkeit, Zuverlässigkeit und Wartungsfreundlichkeit
- variable Stromkennzahl bei wärmegeführtem Betrieb
- Einsatz von regenerativen Energieträgern, wie Pellet

Um das System wirtschaftlich attraktiver zu machen, müssen vor allem konstruktive Änderungen am Dampfkessel bei den Verdampferrohren durchgeführt werden. Die gefrästen Segmente mit anschließender Vakuum-Verlötung und die Verbindung mittels dampfdichten Klemmringverschraubungen sind zu teuer. Eine Alternative wäre der Verzicht auf unterschiedliche Durchmesser des umwickelten Rohres an einem Verdampferrohr und der Entfall der Fräsung zur Verbesserung des Wärmedurchgangs. Um der Volumenerweiterung des Dampfes Platz zu geben, könnten die Verdampferrohre anstatt parallel, zum Teil seriell verbunden werden und bei dem einzelnen Verdampferrohr eine Durchmesser-Vergrößerung des umwickelten Rohres angestrebt werden. Dadurch werden auch die Anzahl der notwendigen Regulierventile reduziert. Bezüglich Hochdruckpumpe, Dampfregulierventil und Kondensator wird kein Einsparpotential gesehen, für diese Zukaufteile wird eine Kosteneinsparung über einen Rabatt berücksichtigt. Die größte Unsicherheit liegt bei der Expansionsmaschine. Hier ist eine Abschätzung der Serienkosten sehr schwierig, da es sich ebenfalls um Zukaufteile handelt und nur Preise für ein Einzelstück vorliegen. In Summe werden die Mehrkosten im Vergleich zu einem herkömmlichen Pelletkessel mit 70 kW Heizleistung rund 50.000,- € betragen. Im Gegenzug dazu stehen Erlöse/Einsparungen durch Erzeugung von Strom als Nebenprodukt bei der Wärmeerzeugung.

Werden bei der KWK Jahresbetriebsstunden von 6.500 h bei einer elektrischen Leistung von 5 kW berücksichtigt, so könnten im besten Fall 32.500 kWh Strom produziert und bei 100 % Eigenverbrauch der externe Strombezug entsprechend eingespart werden. Lt. E-Control liegt der Strompreis in Österreich bei rund 17,92 ct bei 6.000 kWh Jahresverbrauch. Somit ergibt sich ein Einsparungspotential von 5.800,- € pro Jahr ohne Berücksichtigung des Mehrverbrauchs für Pellet. Der Fall der Einspeisung des produzierten Stromes in das Netz wird nicht betrachtet, da die Erlöse im Vergleich zum Eigenverbrauch niedriger sind. Werden erhöhte Wartungskosten von 500 €/Jahr für den Dampfkessel und der Expansionsmaschine eingerechnet, so reduzieren sich die Erlöse auf 5.300 €/Jahr.

Die angenommene Lebensdauer der KWK wird mit 20 Jahren angenommen, der Abschreibungsverlauf sei linear. Zur Finanzierung der KWK wird ein Bankdarlehen mit 2 % p.a. aufgenommen. Die Tilgung soll entsprechend der Nutzungsdauer in gleichen Tilgungsraten erfolgen.

Tubene 2. Er inititung des durensemitterenen Gewinnis										
Ermittlung des durchschnittlichen Gewinns										
Elektrische Stromausbeute in kW	3	5	8							
Betriebsstunden in h	6.500	6.500	6.500							
Erzeugte elektrische	10,500	32 500	52 000							
Energiemenge in kWh	19.500	52.500	52.000							
Kosten / kW in EUR/kW	16.666,-	10.000,-	6.250,-							
Erlöse durch Stromeinsparung bei	3 /0/	5 800 -	0 318 -							
100 % Eigenverbrauch in EUR/a	3.434	5.000,-	5.510,-							
Erhöhte Wartungskosten in EUR/a	- 500,-	- 500,-	- 500,-							
Abschreibung in EUR/a	- 2.500,-	- 2.500,-	- 2.500,-							
Kapitalkosten (Zinsen) in EUR/a	- 500,-	- 500,-	- 500,-							
Summe pro Jahr in EUR/a	= - 6,-	= 2.300,-	= 5.818,-							
Gesamtgewinn	- 120 -	- 46 000 -	- 116 360 -							
nach 20 Jahren in EUR	120,-	- 40.000,-	= 110.300,-							

Tabelle 2: Ermittlung des durchschnittlichen Gewinns

Die durchschnittlichen jährlichen Kapitalkosten errechnen sich mit $(50.000 \in /2) * 2\%$. Der Zinssatz wird auf die durchschnittliche Kapitalbindung angewandt, da der Kredit über die Laufzeit gleichmäßig getilgt wird. Anschließend rechnet die Amortisationsrechnung die Abschreibungen wieder hinzu (da diese nicht zahlungswirksam sind, sondern lediglich einen Buchungsvorgang darstellen).

Ermittlung der Amortisationszeit											
Durchschnittlicher Gewinn	- 6,-	2.300,-	5.818,-								
Abschreibung	2.500,-	2.500,-	2.500,-								
Durchschnitt.	2 494 -	4 800 -	8 318 -								
Mittelrückfluss	2.404,	4.000,	0.010,								
Kapitaleinsatz	50.000,-	50.000,-	50.000,-								
Amortisationszeit	= 20 Jahre	= 10,4 Jahre	= 6 Jahre								

Tabelle 3: Ermittlung der Amortisationszeit Ermittlung der Amortisationszeit

Bei statischer Kostenberechnung ergibt sich eine Amortisationszeit für den Aufpreis auf das KWK-System im besten Fall von mind. ca. 10,4 Jahren bei einer elektrischen Leistung von 5 kW. Durch Änderung der elektrischen Leistung verändert sich die Amortisationszeit drastisch. Berücksichtigt man, dass die Zusatzkosten mit 50.000,- bereits weitestgehend minimiert wurden, so ist vor allem der elektrische Output bzw. die Effizienz der Expansionsmaschine essentiell für den Erfolg der KWK. Die spezifischen Investitionskosten sollten zwischen 6.000,- und 10.000,- €/kW bei 6.500 Betriebsstunden liegen, um eine Chance am Markt zu haben.

3 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

Im FFG-Projekt "BioPower" wurde von der Fa. SOLARFOCUS und dem IWT der TU Graz eine pelletbefeuerte Mikro-KWK für eine Leistung von bis zu 10 kW_{el} und 60 kW_{th} (Nutztemperaturniveau ca. 80°C) mit einem Wasserdampf-Prozess und einem neuentwickelten nassdampftauglichen und ölfreiarbeitenden Rotationskolbenexpander entwickelt. Dieses Konzept stellt in diesem Leistungsbereich eine Innovation dar. Gegenüber der Variante mit einem ORC können mittels des CRC aufgrund der thermischen Beständigkeit von Wasser höhere Prozesstemperaturen zugelassen und damit höhere Effizienzen erzielt werden. Des Weiteren kann der CRC direkt befeuert werden und benötigt daher keinen Thermoöl-Kreislauf.

3.1 Dampfkessel

Der Dampfkessel wurde bei verschiedenen stationären Punkten vermessen und die Ergebnisse ausgewertet. In Abbildung 56 ist ein Verlauf des Dampfkessels bei 21 bar bzw. 30 bar Hochdruck ersichtlich. Der maximale Hochdruck wurde mit 30 bar begrenzt. Die Austrittstemperatur lag bei rund 245 °C und bei einer Eintrittstemperatur von 40 °C bei beiden Hochdrücken. Dies entspricht einer Überhitzung des Dampfes bei 30 bar von rund 11 K und bei 21 bar von rund 30 K. Der gemessene Massenfluss lag bei 46,4 kg/h bei maximaler Ansteuerung der Hochdruckpumpe mit 50 Hz. Das Dampfregelventil pendelt sich bei einem Öffnungsgrad von rund 35 % bzw. 42 % ein. Die gemessene Abgastemperatur betrug 230 °C bei max. Kesselleistung. Die Verdampferleistung berechnet sich zu 35 kW.

																			1.50 9	0.00	273.60	90.00
			Man and						Herringham	www.man	ANNAM											
	mmmm	200000000000000000000000000000000000000	- www.	·····	·······		m	man	mannam	min	man		mann	w www.	mmmmmm	MANAAMA	-0	mARAs. in	8.00 8	0.00	243.20	80.00
				10		1		1			mand	-						ALL ADDIVINO				
											1								0.50 -7	0.00	212.80	70.00
								2			1					~	1			21022		
							1	d			4											
	mener		·····				··· .					2					0.00		1.00 6	0.00	182.40	60.00
WANNA WANT	Norman	reversioned	up south weather	ANNO	allowally in	manshama	Markey .					h										
			1									"Lyng .	_		-			- 0				
		p_r_l ^t		Л	, rJ, -	- nr-	-1					- Phone		וריות	5,74,00		n rul		7.50 -5	0.00	152.00	50.00
ч I	Ļ		T U			LL L						711	Mar Marken Marken	Mugn			1 .					
							λ							and the					a nn -a	0.00	121.60	40.00
							5				2				. Martinere					2002		1999
								~~~	_						alaly market	Managanaman						
	amanak																Marris Marrison	Wittersone 1	0.50 3	0.00	91.20	30.00
																		7	00 2	0.00	60.80	20.00
-		****		-		*****	-															
				-											~ ~							10.00
																			30 10	3.00	50.40	10.00
			1			- 8-	_								1		_	0	00 0	.00	0.00	0.00
-57.62min										-40.96mir	1							-24.29min			•	
															1							
	Channel						Timeba	se	Start Trigg	er		Stop Trigger										
Run	Ripenergie	CTemp'	V-Avie	0	wn.	-	Time R	inge: (ms)					•									
Hold	bioenergie	incremp	Units	0.			2 0000	1+006	Condition	Limit		Condition	Linsite									
Peret	Active	Color				04 101	2.0000	16+000	Condition.	Linne		Condition.	Linnic									
Reset	✓ Draw	AutoSet	Upper Limit:	-	2	04 🐨	Time 0	ffset: [ms]	Greater	×		Greater	× 1									
AutoSet All			Lower Limit:	£.,		0	1.4574	8e+006 🚔	Active			Active										
taAnalvzer Inf	ormation																					
mo	onnation				Unit	Vortic	-11	Vortical 2	delta Vertical	Harizontal 1	Horizontal 2	dalta Hariz	Min	Mar	dalta Min							
airie T:					Unit	vertic	.001	Ventical 2	Genta Vertical	TIONZONIALI	Tionzonicai z	ueita i ionz	IVIUI	IVIAX	deita iviiri							
Time					ms	31340	0.800	2490502.9	038105.7													
Reference Cu	-D1						20.2	20.06	0.76				2.01	20.97	27.05							
Bioenergie1	SPI						20.2	28.90	8.76				2.81	29.87	27.06							
BioenergieL	SP2						-0.78 E 70	-0.73	0.05				-1.2	-0.02	1.10							
Dioenergies.SP3						42	3.80	80.0				0.35	5.98	0.00								
Ell Lenzel C	ollfrequenz	garegierrian	iu.				42	50	0				20	100	20							
Ricenergiel	cAGT Pachte						2227	222.1	0.4				20	229.2	204.5							
Bioenergie1	cO2 Rechter C	ekundaer					5 682	5 575	0.107				207	200.2	18.02							
Ricenergie1	cTempVod	f					240 4	242.2	0.107				2.97	21	246.0							
Bioenergie1	TempRuceld	i lauf					40	245.2	0.2				21.0	200.7	240.9							
loggerVarl.	Volume Flow	(1					47	46	1				10	185	175							
	Sggerval1.svolume_now_1							10	-				10	105								

Abbildung 56: Verlauf der Parameter bei maximalem Hochdruck p1 = 30 bar

Es konnte gezeigt werden, dass der Dampfkessel in der Lage ist, Sattdampf bei 30 bar bzw. sogar überhitzten Dampf zu erzeugen. Wesentliche Optimierungen zur Verbesserung des Wirkungsgrades liegen vor allem in der weiteren Reduzierung der Abgasverluste durch Zuschalten eines zusätzlichen Niederdruck-Wärmetauschers. Eine Erhöhung des feuerungstechnischen Wirkungsgrades auf 95 % ist realistisch. Wie bereits erwähnt, können bei kompakter Bauweise die Verluste durch Abstrahlung noch deutlich reduziert werden. Für die Teillastregelbarkeit empfiehlt sich der Einsatz von elektronisch geregelten Durchflussreglern um sowohl das Anfahren, als auch das Abfahren zu automatisieren. Mit Hilfe einer Kaskadenschaltung kann die lieferbare Dampfmenge auf den entsprechend gewünschten Massenstrom erhöht werden. Tabelle 4 zeigt die Ergebnisse bei unterschiedlichen Dampfparametern wie sie auch für die Systemsimulation verwendet wurden.

Konfiguration	1	2	3	4	5	6	7	8
Hochdruck P1	10	10	11	15	15	22	21	30
[bar abs.]	10	10		10	10	~~~	21	50
Niederdruck P2	1	1	1	1	1	1	1	1
[bar abs.]	1	I	I	I	I	I	1	I
Überhitzung	5	32	50	5	50	0	32	11
[K]	Ŭ	02	00	•	00	•	02	••
Öffnungsgrad	47	53	59	50	52	44	42	35
Dampfregelventil [%]		00	00	00	52			00
Dampf-Massenstrom	28.3	37.5	46.4	46.4	46.4	46.4	46.4	46.4
[kg/h]	20,0	01,0	10,1	, .	, .	10,1	10,1	.0,1
Temperatur	185	212	230	203	230	217	245	245
Austritt Dampfkessel [°C]		212						
Temperatur	37	36	35	33	39	34	39	40
Eintritt Dampfkessel [°C]	0.							
Leistung	20.66	28.13	35.39	34.21	33.8	34.02	34.74	34.08
Dampfkessel [kW]		,	,	,	,-	,	,	,
Ansteuerung	60	60	60	70	85	70	95	95
Saugzuggebläse [%]								
Abgastemperatur [°C]	165	167	165	167	185	176	233	233
Restsauerstoffgehalt Abgas	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
[%]	0,0	0,0	0,0	0,0	6,5	0,0	0,0	0,0
Feuerungstechnischer	03.5	03.5	03.5	03.5	02.5	02.0	80.6	80.6
Wirkungsgrad [%]	33,5	35,5	30,0	30,0	92,5	32,3	03,0	03,0
Angenommene	10	10	10	10	10	10	10	10
Abstrahlungsverluste [%]	10	10	10	10	10	10	10	10
Kesselwirkungsgrad [%]	83,5	83,5	83,5	83,5	82,5	82,9	79,6	79,6

Tabelle 4: Übersicht der Ergebnisse bei unterschiedlichen Dampfparametern

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Ein weiteres Projektziel bei der Entwicklung des Dampfkessels war die Minimierung der Schadstoff- und Feinstaubemissionen durch Reduzierung der Glutbetttemperatur mittels Rauchgasrezirkulation. In Abbildung 57 ist beispielhaft ein Testlauf mit 20 kW und einem Soll-Wert des Rest  $O_2$  von 4,3 % ( $\lambda = 1,26$ ) dargestellt. Dazu wurden alle wichtigen Emissionen und Staubwerte gemessen. Bei Untersuchungen mit einem ersten kleiner ausgeführten Testbrennraum zeigt sich, dass bei dieser Brennraumgeometrie und sehr niedrigem Restsauerstoffgehalt von durchschnittlich 4,3 % akzeptable CO-Emissionen von unter 50 ppm erreicht werden können. Auch die Staubemissionen lagen unter 15 mg/Nm³ und bestätigen die vorteilhafte Geometrie.



Abbildung 57: Emissionen 20 kW, Rest  $O_2 = 4,3 \%$ 

Anschließend wurde versucht, mit Hilfe der Sekundär- und Rezirkulationsluft die Temperatur am Glutbett zu reduzieren. Die Sekundärluft wurde dabei direkt unter dem Rost eingedüst, um den größtmöglichen Kühleffekt am Rost zu generieren. Die Rezirkulationsluft wurde mit der Primärluft auf rund 17 % Restsauerstoffgehalt (Rezirkulationsrate ca. 0,25) vermischt. Dadurch konnten die Staubemissionen weiter um rund 3 mg/Nm³ auf rund 12 mg/Nm³ reduziert werden, wobei die Emissionen von CO und NOx im Rahmen der Emissionsgrenze der 2. BImSchV (2017) blieben.

Die gewonnenen Erkenntnisse auf Basis des Testlaufes mit 20 kW wurden anschließend auf den größeren Dampfkessel angewendet. So wurden dieselben Verhältnisse bei der Brennraumgeometrie gewählt, als auch eine Luftstufung mit Primär-, Sekundär- und Rezirkulationsluft realisiert. Im Vergleich zum 20-kW-Testlauf wurde beim Dampfkessel die Brennkammer am Innenmantel noch stärker isoliert, um einerseits eine zu hohe Temperaturbelastung am Metallmantel auf Grund der geringeren Wärmeübergangszahl von Luft, im Vergleich zu einer Wasserkühlung, zu verhindern, und andererseits um eine längere, heiße Ausbrandstrecke zu generieren, um in weiterer Folge die CO-Emissionen weiter

zu senken. Die Ergebnisse beim Dampfkessel bestätigen die Resultate der Voruntersuchungen am kleineren Kessel. So wurden ebenso Staubemissionen von rund 13 mg/Nm³ (13 % O₂) gemessen.

# 3.2 Rotationskolbenexpander

Parallel dazu wurde der Rotationskolbenexpander experimentell an einem Prüfstand des IVTs der TU Graz mit entsprechender Messtechnik, darunter auch einer Druckindizierung, detailliert untersucht. Die Versuche zeigten, dass keine Dampfnässe zur Schmierung dieser notwendig ist, da die Dichtleisten im Expander ausreichend gleiten. Gemäß den Messungen mit einem zweiflutigen Expander konnte eine elektr. Leistungsausbeute von ca. 4,2 kW_{el} generiert werden. Günstige Tendenzen hinsichtlich Leistung und spezifischem Dampfverbrauch sind bei höheren Frischdampfdrücken und Drehzahlen zu verzeichnen. Für das Gesamtkonzept wird ein Frischdampfdruck von 30 bar angestrebt. Allerdings stieg der Bedarf an Dampfmassenstrom bei steigendem Frischdampfdruck aufgrund der höheren Dichte sowie des vorhandenen Blow-By. Aus der Druckindizierung konnte weiteres Optimierungspotenzial für die Betriebsweise des Expanders erhoben werden. Vor allem zu kleine Druckverhältnisse sind zu vermeiden, da der Expander ins s.g. Pumpen gerät, was sich negativ auf die erzielbare Leistung auswirkt. Diese Erkenntnisse zeigten, dass der gewählte zweiflutige Expander ein zu hohes Schluckvolumen aufweist weshalb im Rahmen der Optimierungsmaßnahmen ein weiterer einflutiger Expanders untersucht wurde mit dem eine maximale Kupplungsleistung von ca. 3,5 kW bei einem Frischdampfdruck von 17,6 bar, einem Frischdampfmassenstrom von 115 kg/h und einer Drehzahl von 700 U/min erreicht werden konnte. Zur Variation der Expanderleistung könnte der Dampfmassenstrom, der Eingangsdruck und die Drehzahl des Expanders variiert werden.

# 3.3 Systemsimulation

Auf Basis der experimentell ermittelten Ergebnisse des Rotationskolbenexpanders und des Dampferzeugers wurde eine Systemsimulation durchgeführt. Dabei zeigte sich, dass der Expander für bestmögliche Effizienz bei möglichst hohen Kurbelwellendrehzahlen und geringem Rauchgasmassenstrom bzw. Kesselleistung, betrieben werden muss. Eine hohe Kupplungsleistung wird durch höhere Rauchgasmassenströme bzw. Kesselleistungen erreicht. Der Rauchgasmassenstrom wird im Wesentlichen an die geforderte Heizleistung angepasst. Die dabei verringerte Effizienz des Expanders hebt sich mit dem steigenden thermodynamischen Wirkungsgrad des CRC-Kreislaufes zumindest teilweise auf weshalb sich der elektrische Wirkungsgrad kaum ändert. Im Rahmen des Versuchsbetriebes wurde eine maximale Kurbelwellendrehzahl von 700 U/min untersucht da bei höheren Drehzahlen Eigenschwingungen auftraten. Es ist davon auszugehen, dass ein Gesamtsystem aufgebaut mit dem untersuchten Expander und Kessel bei einer Kesselleistung von ca. 70 kW_{th} eine Kupplungsleistung von ca. 3 kW erreicht wird. Dabei wird bei einem Kesselwirkungsgrad von 85 % ein elektrischer Wirkungsgrad von ca. 3,5 % erreicht.

# 4 Ausblick und Empfehlungen

Das langfristige Ziel das auf diese Ergebnisse aufbaut ist eine wirtschaftlich darstellbare Biomasse-Mikro-KWK für die dezentrale Anwendung mit großem Einsatzbereich am Markt zu etablieren. Um mögliche Entwicklungsrichtungen für die wirtschaftliche Optimierung des KWK-Systems darzustellen, wurden Sensitivitätsanalysen durchgeführt.

In Abbildung 58 ist der durchschnittliche Gewinn in Abhängigkeit des elektrischen Wirkungsgrades bei unterschiedlichen Jahres-Betriebsstunden dargestellt. Es wurde mit den gleichen Stromkosten, Wartungskosten, Lebensdauer als auch Zinskosten wie in Kapitel 2.5 angeführt gerechnet. Die Brennerleistung wurde mit 70 kW hinterlegt. Um eine Amortisationszeit von unter 10 Jahren erreichen zu können, ist ein jährlicher Gewinn von mind. 2.500,- € / Jahr notwendig. Es zeigt sich, dass auch bei sehr hohen Laufzeiten mind. ein elektrischer Wirkungsgrad von 7% notwendig ist.



Abbildung 58: Sensitivitätsanalyse Gewinn vs. Elektrischer Wirkungsgrad für Jahresbetriebsstunden zwischen 3000 und 6500

Im Fall, dass der elektrische Wirkungsgrad nicht wesentlich über 5 % (= 3,5 kW elektrisch bei 70 kW Brennerleistung) gesteigert werden kann, müssen die Investitionskosten gesenkt werden.

In Abbildung 59 ist eine Variation der Investitionskosten gegenüber der Amortisationszeit für unterschiedliche Strombezugspreise dargestellt. Die Jahres-Betriebsstunden wurden mit 6.500 h fixiert.

Um eine Amortisationszeit von unter 10 Jahren bei 5 % elektrischem Wirkungsgrad einhalten zu können, müssen nicht nur die Investitionskosten gesenkt werden, sondern muss der Preis für den Bezug von Strom aus dem Netz mind. 17 ct/kWh betragen. Erst dann kann durch Reduktion der Investitionskosten auf 25.000,- € eine Amortisationszeit von unter 10 Jahren erzielt werden. Die Konsequenz daraus ist, dass der Fokus bei der Entwicklung vor allem auf die Steigerung des elektrischen Wirkungsgrades durch Verbesserung des isentropen Gesamtwirkungsgrades der Expansionsmaschine zu legen ist.



Abbildung 59: Sensitivitätsanalyse Amortisationszeit vs. Investitionskosten für 0,1 – 0,2 EUR/kWh_{el} und einem elektrischen Wirkungsgrad von 5 %

Nimmt man an, dass dieser Entwicklungssprung in den nächsten Jahren zu bewältigen ist und ein elektrischer Wirkungsgrad von 10 % bei 70 kW Brennerleistung (= 7,0 kW_{el}) erreicht wird, so hat das KWK System eine Chance am Markt.

In Abbildung 60 ist der Gewinn nach Jahren bei unterschiedlichen Strompreisen dargestellt. Die Jahres-Betriebsstunden wurden mit 6.500 h fixiert, die Mehrkosten für die Investition wurden mit 50.000,- € angenommen, bei 100 % Fremdfinanzierung mit 2 % Zinsen, Wartungskosten von 500,- € /Jahr und Abschreibung über 20 Jahren von 2.500 €/Jahr.

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG



Abbildung 60: Sensitivitätsanalyse Gewinn über Laufzeit KWK bei unterschiedlichen Stromkosten (0,1 - 0,2 EUR/kWh_{el}) und einem elektrischen Wirkungsgrad von 5 %

Bei einem Strompreis von 17 ct/kWh kann nach einer Laufzeit von 20 Jahren ein Gewinn von rund 84.700,- € erwirtschaftet werden.

# 5 Literaturverzeichnis

**2. BImSchV (2017):** Zweite Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes (Verordnung zur Emissionsbegrenzung von leichtflüchtigen halogenierten organischen Verbindungen - 2. BImSchV), Deutschland.

**ABV (2017):** Verordnung des Bundesministers für wirtschaftliche Angelegenheiten über die Aufstellung und den Betrieb von Dampfkesseln – ABV, Bundesrecht konsolidiert: Gesamte Rechtsvorschrift für Aufstellung und Betrieb von Dampfkesseln, Österreich.

Anest Iwata. (2014:. http://www.anest-iwata.co.jp/english/index.html (20.05.2014)

**Aoun & Clodic (2008):** Theoretical and Experimental Study of an Oil-Free Scroll Vapor Expander, International Compressor Engineering Conference, Paper 1925, Indiana USA.

BHKW (2011): <u>https://www.bhkw-infothek.de/nachrichten/3064/2011-05-18-die-microgen-engine-</u> corporation-wurde-von-der-bdr-thermea-gruppe-und-viessmann-ubernommen/, 18.10.2017

**Brunner (2012):** Particulate matter emissions from small-scale biomass combustion systems – characterization and primary measures for emission reduction, Proc. of the internat. Workshop "Combustion – Small scale systems", 2012, Vienna, Austria.

**DGÜW-V (2017):** Verordnung des Bundesministers für Wissenschaft, Forschung und Wirtschaft über sicherheitstechnische Bestimmungen für Prüfungen bei der Inbetriebnahme und während des Betriebes von Druckgeräten (Druckgeräteüberwachungsverordnung - DGÜW-V), Bundesrecht konsolidiert: Gesamte Rechtsvorschrift für Druckgeräteüberwachungsverordnung, Österreich.

**EES (2013):** Engineering Equation Solver. [Software]: F-Chart Software, 2013. Academic Professional V9.

Effenberger (2000): Dampferzeugung, Springer Verlag, Berlin Heidelberg.

EN3 GmbH (2014): Technologiepräsentation - EN3 GmbH vom 28.01.2014 (unveröffentlicht)

**EN3 GmbH (2014a):** Aufbau, Funktionsweise und Einsatzmöglichkeiten der Rotationskolbenmaschine von EN3 (unveröffentlicht).

**EN3 GmbH (2015):** Volumenverlauf KKM 136, [xlsx], Email: Volumenverlauf, (30.04.2015) (unveröffentlicht)

**Ferrara, Manfrida & Pescioni (2012):** Model of a small steam engine for renewable domestic CHP system; Prodeeding OF ECOS 2012 – June 26-29, 2012, Perugia, Italy

**Gaegauf (2007):** Feuerungs- und Abgastechnik zur Feinstaubminderung bei Hausbrand, Vortrag auf der internationalen Fachtagung zum EU-Feinstaub-Programm "KAPA GS", Klagenfurt.

**Glavatskaya, Podevin, Lemort, Shonda, Descombes (2012):** Reciprocating Expander for an Exhaust Heat Recovery Rankine Cycle for a Passenger Car Application, Energies 2012, 5, p. 1751-1765.

**Günter & Gubner (2014):** Aufbau, Funktionsweise und Einsatzmöglichkeiten der Rotationskolbenmaschine von EN3 GmbH. (unveröffentlicht)

Hennecke & Neuhäuser (2013): Solare Kraft-Wärme-Kopplung: Baustein für ein nachhaltiges Strom-Wärme-System? Jahrestagung 2013 des FVEE, 24.-25. Okt. 2013, Freiburg, Deutschland.

**Karl (2006):** Dezentrale Energiesysteme: Neue Technologien im liberalisierten Energiemarkt (2 Auflage). München: Oldenbourg Wissenschaftsverlag

**KG** (2017): Bundesgesetz über Sicherheitsmaßnahmen für Dampfkessel, Druckbehälter, Versandbehälter und Rohrleitungen (Kesselgesetz), Bundesrecht konsolidiert: Gesamte Rechtsvorschrift für Kesselgesetz, Österreich.

**Kim, Ahn, Park, Rha (2007):** Scroll expander for power generation from a low-grade steam source, Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 221 Part A: J. Power and Energy.

**Kim, Kim & Kim (2010):** A Steam Expander for Waste Heat Recovery Cycle – Int. Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 12-15, 2010

Leibetseder (2015): Experimentelle Untersuchung einer Expansionsmaschine für Rankine-Prozesse kleiner Leistung. Masterarbeit am Institut für Wärmetechnik, Techische Universität Graz, Graz

**Leibowitz, Smith, Stosic (2006):** Cost effective small scale ORC systems for power recovery from low grade heat sources, 2006 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, p. 7, Chicago: ASME.

**Lemort, Teodorese, Lebrun (2006):** Experimental Study of the Integration of a Scroll Expander Into a Heat Recovery Rankine Cycle, International Compressor Engineering Conference, Paper 1771, Purdue.

**Lemort, Quoilin, Cuevas & Lebrun (2009):** Testing and modeling a scroll expander integrated into an organic rankine cycle. Applied Thermal Engineering, Vol. 29, Issue 14-15, (Oct. 2009) p.630-640

**Obernberger, Brunner, Jöller, (2001):** Characterisation and Formation of Aerosols and Fly-Ashes from Fixed-Bed Biomass Combustion, Proc. of the international IEA Seminar "Aerosols in Biomass Combustion", Zürich, Schweiz.

**Preißinger, Heberle & Brüggemann (2011):** Der ORC-Prozess auf Biomassebasis – derzeitiger Einsatz und Optimierungsansätze – LTTT, ZET, Universität Bayreuth im Tagungsband zum Fachkolloquium: Energetische Biomassenutzung – Elektroenergie aus Biomasse in dezentraler Anwendung – Technik, Ökonomie, Ökologie – Zittau,12-13.05.2011;

**Qiu, Liu & Riffat (2011):** Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle - Applied Thermal Engineering, Vol. 31, Issue 16, (Nov. 2011) p. 3301-3307

**Qiu, Shao, Li, Liu, Riffat (2012):** Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications. Fuel 96: p. 374-382.

**Quoilin, Declaye, Lemort (2010):** Expansion machine and fluid selection for the organic Rankine cycle, Proc. 7th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Antalya, Turkey, p. 19-21.

**Saitoh, Yamada, Wakashima (2007):** Solar Rankine Cycle System Using Scroll Expander, Journal of Environmental Engineering, Vol. 2, No. 4, p. 708-719.

**Seher, Lengenfelder, Gerhardt, Eisenmenger, Hackner, Krinn (2012):** Waste Heat Recovery for Commercial Vehicles with a Rankine Process, 21st Coloquium Automobile and Engine Technology 2012, Stuttgart: Robert Bosch GmbH

**Smith and Stosic (2001):** Prospects for energy conversion efficiency improvements by the use of twin screw two-phase expanders, 2nd International Heat Power Cycles Conference, Paris, France.

**Vankeirsbilck, Vanslambrouck, Gusev & De Paepe (2011):** Energetical, Technical and Economical considerations by choosing between a Steam and an Organic Rankine Cycle for Small Scale Power Generation – ORC 2011;1st Int. Seminar on ORC Power Systems; Delft, The Netherlandes; Sept. 22-23, 2012

**Wang, Zhao (2009):** Analysis of zeotropic mixtures used in low-temperature solar Rankine cycles for power generation, Solar energy 83, p. 605-613.

**Windisch (2011):** Analyse zweier ORC-Konzepte zur Nutzung von Niedertemperaturwärme, Diplomarbeit, Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz.

**Xia, Zhang, Bu, Wang, Shu (2013):** Experimental study on a sliding vane expander in the HFC410A refrigeration system for energy recovery, Xiàn.

Zotter, Archan, Leibetseder, Rißlegger & Rieberer (2015): Expanisonsmaschine für CRC kleiner Leistung. Interner Bericht (FFG-Nr.: 843873), Institut für Wärmetechnik - Technische Universität Graz (unveröffentlicht)

**Zotter, Archan, Rieberer, Kalkgruber (2016):** Erste Untersuchungsergebnisse eines Rotationskolbenexpanders für den Einsatz in einer pelletbefeuerten Mikro-KWK, 14. Symposium Energieinnovation, Graz, Österreich.

# 6 Anhang

# 7 Kontaktdaten

<u>Projektleiter</u>: SOLARFOCUS GmbH Joachim Kalkgruber Werkstraße 1, 4451 St. Ulrich, <u>Jo.Kalkgruber@solarfocus.at</u>, www.solarfocus.com

<u>Weitere Projektpartner:</u> TU Graz, Institut für Wärmetechnik (IWT) Ao.Univ.-Prof. Dr. Rene Rieberer Inffeldgasse 25/B, 8010 Graz <u>http://www.iwt.tugraz.at</u>