

Abschlussbericht

# Kombiniertes Mini-ORC- und Emissionsminderungskonzept für Biomassefeuerungen bis

# 1 MW<sub>th</sub>

## Mini-ORC



© Fraunhofer UMSICHT

**FKZ-Nr.: 03KB009**

**für:**

**Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit  
Geschäftsbereich Umwelt**

Stresemannstr. 128-130  
10117 Berlin

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit im Rahmen der Klimaschutzinitiative der Bundesregierung im Förderprogramm »Optimierung der energetischen Biomassennutzung« auf Grund eines Beschlusses des deutschen Bundestages gefördert.

Ein Förderprogramm der

Gefördert von

Koordiniert vom



Oberhausen, den 13. April 2012

## Mini-ORC

**erstellt von:****Fraunhofer-Institut für Umwelt-, Sicherheits-  
und Energietechnik UMSICHT**

Institutsleiter

Prof. Dr.-Ing. Eckhard Weidner

Osterfelder Straße 3

46047 Oberhausen

**Projektteam:**Dr.-Ing. Wilhelm Althaus | **Projektleiter**

Telefon: 0208 85 98-11 86

E-Mail: [wilhelm.althaus@umsicht.fraunhofer.de](mailto:wilhelm.althaus@umsicht.fraunhofer.de)

M.Sc. Johannes Grob

Telefon: 0208 85 98-11 29

E-Mail: [johannes.grob@umsicht.fraunhofer.de](mailto:johannes.grob@umsicht.fraunhofer.de)

Dr.-Ing. Esther Stahl

Telefon: 0208 85 98-11 58

E-Mail: [esther.stahl@umsicht.fraunhofer.de](mailto:esther.stahl@umsicht.fraunhofer.de)**Urheberrechtshinweis****Copyright**

Das Urheberrecht an den im Rahmen dieses Projektes von Fraunhofer UMSICHT erstellten Konzepten, Entwürfen, Analysen, Studien und sonstigen Unterlagen liegt bei Fraunhofer UMSICHT. Die Übertragung von Urheberrechten bedarf der Schriftform.

Der Auftraggeber ist zur Nutzung der vorliegenden Studie für die nach dem Auftrag vorgesehenen Zwecke berechtigt. Vervielfältigungen sind nur mit der ausdrücklichen Zustimmung von Fraunhofer UMSICHT zulässig. Veränderungen, Übersetzungen oder digitale Nachbearbeitungen sind nicht zulässig. Eine Weitergabe an Dritte mit Ausnahme von öffentlichen Fördermittelstellen oder Kapitalgebern ohne schriftliche Freigabe durch Fraunhofer UMSICHT ist nicht zulässig.

© **Copyright Fraunhofer UMSICHT, 2012**

## Inhalt

<b>1</b>	<b>Kurzdarstellung</b>	<b>1</b>
1.1	Aufgabenstellung	1
1.2	Voraussetzungen, unter denen das Vorhaben durchgeführt wurde	2
1.3	Planung und Ablauf des Vorhabens	9
1.3.1	Ergebnisse in Kurzform	9
1.4	Stand des Wissens und der Technik	12
1.4.1	Angabe bekannter Konstruktionen, Verfahren und Schutzrechte, die für die Durchführung des Vorhabens benutzt wurden	12
1.4.2	Angabe der verwendeten Fachliteratur sowie der benutzten Informations- und Dokumentationsdienste	13
1.5	Zusammenarbeit mit anderen Stellen	17
<b>2</b>	<b>Darstellung des Projektverlaufs</b>	<b>19</b>
2.1	Erzielte Ergebnisse	20
2.1.1	Hoch- oder Niedertemperatur-Prozess?	21
2.1.2	Ermittlung der prozess- und sicherheitstechnischen Anforderungen an die Einbindung eines Mini-ORC-Prozesses in Biomassefeuerungen	23
2.1.3	Untersuchung neuartiger organischer Arbeitsfluide	32
2.1.4	Entwicklung eines stationären Kreislaufrechenmodelles zur Simulation und Optimierung des ORC-Prozesses	39
2.1.5	Analyse der Eignung fortschrittlicher Turbogeneratoren	45
2.1.6	Wärmeübertrager	46
2.1.7	Aufstellungsplan, Rahmenkonstruktion, Statik ORC-Modul	50
2.1.8	Gesamtinvestitionskostenaufstellung, Einholung von Budgetpreisen für die Kernkomponenten und Aufzeigen von Kostenoptimierungspotenzialen	50
2.1.9	Erstellung von ausschreibungsreifen Unterlagen	52
2.1.10	Errichtung Versuchsstrecke und Versuchseinheit zur Bestimmung des Wärmetauscherfoulings	54
2.1.11	Untersuchung des Anti-Fouling Verhaltens von Wärmetauschern in Biomassekesseln und Gegenmaßnahmen wie Staubvorabscheidung oder andere Abreinigungsmethoden	67
2.1.12	Untersuchung der Integration einer wirkungsvollen Restwärmenutzung mit Staub- und Teerabscheidung durch einen Abgaswäscher	99

2.1.13	Konkretisierung des Gesamtkonzepts, Durchführung einer Energie-, Öko- und Kostenbilanzierung und Vergleich mit anderen Konzepten zur KWK-Nutzung in Biomassefestbrennstoffanlagen	115
2.2	Wichtigste Positionen des zahlenmäßigen Nachweises	129
2.3	Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit	129
2.4	Voraussichtlicher Nutzen und Verwertbarkeit der Ergebnisse	130
2.5	Während der Durchführung des Vorhabens bekannt gewordener Fortschritt auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen	132
2.6	Erfolgte oder geplante Veröffentlichungen der Ergebnisse	133
<b>3</b>	<b>Erfolgskontrollbericht</b>	<b>134</b>
<b>4</b>	<b>Anhang</b>	<b>135</b>

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Erste Vision einer vereinfachten Prozesskette (entnommen dem Antrag)	2
Abbildung 2: Prinzip eines ORC-Prozesses	3
Abbildung 3: Anwendungsbereiche von ORC-Prozessen und etablierte Marktanbieter	4
Abbildung 4: T,s-Diagramme eines Wasserdampf (CRC)- und eines Hochtemperatur(HT)-ORC-Prozesses mit leichter Überhitzung des Dampfes im Vergleich	5
Abbildung 5: Konventioneller ORC-Prozess mit Biomassefeuerung	6
Abbildung 6: Abschließend vorgeschlagene Verfahrensvariante; Auslegungsfall:	12
Abbildung 7: Schematischer Projektplan	19
Abbildung 8: Verfahrensvarianten Mini-ORC-Prozess	20
Abbildung 9: Erzielbare Wirkungsgrade von ORC-Prozessen in Abhängigkeit von der obersten Prozesstemperatur	21
Abbildung 10: Ausgearbeitetes R+I Schema eines	30
Abbildung 11: Probegefäß von Swagelok	36
Abbildung 12: Thermostabilität potenzieller Arbeitsfluide bei 270 °C	39
Abbildung 13: Vereinfachtes Verfahrensflißbild eines Hochtemperaturprozesses	40
Abbildung 14: Vergleich potenzieller Arbeitsfluide im T-s Diagramm	41
Abbildung 15: Kreisprozesssimulation für das Arbeitsmittel <b>HMDSO</b>	43
Abbildung 16: Kreisprozesssimulation für das Arbeitsmittel <b>Ethylbenzol</b>	44
Abbildung 17: Kreisprozesssimulation für das Arbeitsmittel	44
Abbildung 18: Konzept eines leicht abzureinigenden U-Rohrbündel mit mantelseitig ausgespartem innerem zylindrischen Arbeitsraum zur Abreinigung ohne Ziehen des Bündels, Arbeitsfluidführung rohrseitig	48
Abbildung 19: Rekuperator-Rippenrohrbündel und Kondensator in einem gemeinsamen zylindrischen Mantel; magentafarben: Dampfeintritt, Dampfkühlung im Rekuperator; grün: Kondensation Kondensatabführung	49
Abbildung 20: Aufstellungsplan für eine 100 kW <sub>el</sub> ORC-Anlage	51

Abbildung 21: Skizze (links) und Foto (rechts) des Versuchswärmeübertragers	57
Abbildung 22: Stromführung Modell-Wärmeübertrager	57
Abbildung 23: Versuchsaufbau (Zeichnung)	58
Abbildung 24: Versuchsaufbau am Hackschnitzelkessel (Foto)	59
Abbildung 25: Versuchsaufbau am Kaminofen (Foto)	59
Abbildung 26: RI-Fließbild Versuchsaufbau 1 Kaminofen	61
Abbildung 27: Foto Versuchsaufbau 1 Kaminofen	61
Abbildung 28: RI-Fließbild Versuchsaufbau 2 Hackschnitzelkessel	62
Abbildung 29: Fotos Versuchsaufbau 2 Hackschnitzelkessel	63
Abbildung 30: Staubkonzentration im Abgas der verwendeten Versuchsanlagen	65
Abbildung 31: Partikelgrößenverteilung im Rohgas der Scheitholzfeuerung, Bestimmt mit FMPS und Ejektorverdünnung, vorgeheizt	66
Abbildung 32: Partikelgrößenverteilung im Rohgas der Hackschnitzelfeuerung (Bypassleitung, 30% NWL), Bestimmt mit FMPS und Ejektorverdünnung, vorgeheizt	66
Abbildung 33: Berechneter Wärmedurchgangskoeffizientenverlauf	72
Abbildung 34: Berechneter Druckverlustverlauf	74
Abbildung 35: Beladener Wärmeübertrager. Anströmseite (links) und Abströmseite (rechts)	77
Abbildung 36: Versuchsbetrieb 1 (Scheitholz)	78
Abbildung 37: Versuchsbetrieb 2 (Scheitholz)	78
Abbildung 38: Versuchsbetrieb 3 (Scheitholz)	79
Abbildung 39: Versuchsbetrieb 4 (Scheitholz)	79
Abbildung 40: Versuchsbetrieb 5 (Hackschnitzelkessel, 50 % NWL)	80
Abbildung 41: Versuchsbetrieb 6 (Hackschnitzelkessel, 30 % NWL)	80
Abbildung 42: Wärmedurchgangsvergleich Versuchsreihe Druckstoß	81
Abbildung 43: <b>Vergleich Druckverlust Wärmeübertrager vor und nach Druckstoß</b>	82
Abbildung 44: REM-Aufnahmen verschiedener Mikrosiebe (v.l.n.r.: mikrogalvanisch hergestelltes Nickel-Mikrosieb, laserperforiertes Edelstahl-Mikrosieb und Metallgewebe)	83

Abbildung 45: Relevante Parameter zur Beschreibung der Mikrosiebgeometrie	84
Abbildung 46: Porenformen: zylindrisch (links), konisch (Mitte) und hyperbolisch (rechts)	84
Abbildung 47: Verlauf des Gesamtabscheidegrads der beiden untersuchten Mikrosiebe Nr. 17 und Nr. 114	87
Abbildung 48: Verlauf des Gesamtabscheidegrads der untersuchten Filtermedien über einen Zeitraum von 100 Minuten	90
Abbildung 49: Verlauf der Reingaskonzentrationen der Mikrosiebe 252 und 389	90
Abbildung 50: Skizzierte Anbringungsstellen von Mikrosieben und einem Edelstahl-Metallgewebe im Abgas einer Holzfeuerung	91
Abbildung 51: Aufnahmeeinheit zur Überprüfung der Beständigkeit von Mikrosieben in unterschiedlichen Temperaturzonen – vor einer dreiwöchigen Versuchsreihe	92
Abbildung 52: Aufnahmeeinheit zur Überprüfung der Beständigkeit von Mikrosieben in unterschiedlichen Temperaturzonen – nach einer dreiwöchigen Versuchsreihe an Position III	92
Abbildung 53: Modellvorstellung, v.l.n.r. Zeitpunkt 0, Phase 1, Phase 2	93
Abbildung 54: Gesamtabscheidegrad in Abhängigkeit von der Partikelkonzentration über eine Betriebszeit von einer Stunde für verschiedene Porendurchmesser [Stahl, 2011]	94
Abbildung 55: Einfluss des Volumenstroms auf den Druckverlust bei einer Filterfläche von 22 m <sup>2</sup> sowie Einfluss auf die Filterfläche bei einem Druckverlust von 1.200 Pa für ein Mikrosieb mit $d_f = 15 \mu\text{m}$ und $\varphi = 8,6 \%$ und einer Betriebszeit von einer Stunde	95
Abbildung 56: Mögliche aktuelle und zukünftige Anwendungsgebiete der Gasreinigung mit Mikrosieben, $A_{ms}$ entspricht der Fläche eines einzelnen Mikrosiebs [Stahl, 2011]	96
Abbildung 57: Beispiel HT-Zyklon zur Grobentstaubung	99
Abbildung 58: Umgesetztes Wäscherkonzept (Seitenansicht)	104
Abbildung 59: Umgesetztes Wäscherkonzept (isometrische Ansicht)	104
Abbildung 60: Versuchsaufbau Wäscher zur Bestimmung der Überströmung unter Variation des Volumenstroms	106
Abbildung 61: Überströmungsversuche bei unterschiedlichen Pumpleistungen (P) und Volumenströmen (V)	107
Abbildung 62: Versuchsaufbau Wäscher	109

Abbildung 63: Versuchsaufbau Wäscher - Messstellen	110
Abbildung 64: Temperaturverläufe und berechnete Wärmeaufnahme bei Betrieb mit dem Waschmedium Wasser	111
Abbildung 65: Temperaturverläufe und berechnete Wärmeaufnahme bei Betrieb mit dem Waschmedium Öl	112
Abbildung 66: Roh- und Reingaskonzentrationen sowie Abscheidegrad FMPS	113
Abbildung 67: Abschließend vorgeschlagene Verfahrensvariante; Auslegungsfall:	115
Abbildung 68: Bilanzierungsrahmen Mini-ORC	116
Abbildung 69: Kennfeld Ventilator xxx (Versuche Wärmeübertrager und Filtermedien)	138
Abbildung 70: Kennfeld Ventilator HRD 14T FU 105/1,1 [Electror, 2011]	138



## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Vor/Nachteile Platten/Rohrbündelwärmetauscher	24
Tabelle 2: Auswahl der näher betrachteten potenziellen Arbeitsfluide	34
Tabelle 3: Experimentell untersuchte potenzielle Arbeitsfluide.	35
Tabelle 4: Randbedingungen für den Kreisprozess im Überblick	42
Tabelle 5: Überblick der Kreisprozess-Simulationsergebnisse	45
Tabelle 6: Gesamtinvestitionskosten einer 100 kW <sub>el</sub> ORC-Anlage in Abhängigkeit der Stückzahl	52
Tabelle 7: Vorliegende Ausschreibungsunterlagen	53
Tabelle 8: Dimensionierung des Versuchswärmeübertragers	55
Tabelle 9: Auslegungsbetriebspunkt	55
Tabelle 10: Brennstoffeigenschaften der eingesetzten Brennstoffe	63
Tabelle 11: Abgasparameter während der Versuche	64
Tabelle 12: Durchgeführte Versuche zur Bestimmung des WÜ-Fouling sowie Anti-Fouling-Strategien	76
Tabelle 13: Eingesetzte Filtermedien	86
Tabelle 14: Ergebnisse der Abscheideversuche am Scheitholzofen	88
Tabelle 15: Staubmasse hinter den Filtermedien nach Durchströmung mit Abgas einer Hackschnitzelfeuerung von 60 Minuten und ermittelter massebezogener Abscheidegrad	88
Tabelle 16: Gemittelter Abscheidegrad der Filtermedien nach Durchströmung mit Abgas einer Hackschnitzelfeuerung von 60 Minuten	89
Tabelle 17: Grobe Auslegungsrechnung eines HT-Zyklons DN400	97
Tabelle 18: Stand der Technik Abgaswäscher	100
Tabelle 19: Parameterversuche Durchströmung mit Wasser	106
Tabelle 20: Gravimetrisch bestimmte Roh- und Reingaskonzentrationen bei Betrieb mit Wasser und Öl	112
Tabelle 21: Berechnung des THG-Minderungspotenzials	117
Tabelle 22: Berechnung der Gestehungskosten	123
Tabelle 23: Nachhaltigkeit Mini-ORC	126
Tabelle 24: Vergleich konkurrierender KWK-Prozesse an kleineren Biofestbrennstofffeuerungen	128

Tabelle 25: Modellcharakter Mini-ORC	130
Tabelle 26: Zielgruppenabdeckung Mini-ORC	131
Tabelle 27: Verwendete Messgeräte	135
Tabelle 28: Durchführung der Gesamtstaubmessung in Anlehnung an die VDI2066 Blatt 1 (wesentliche Punkte)	137

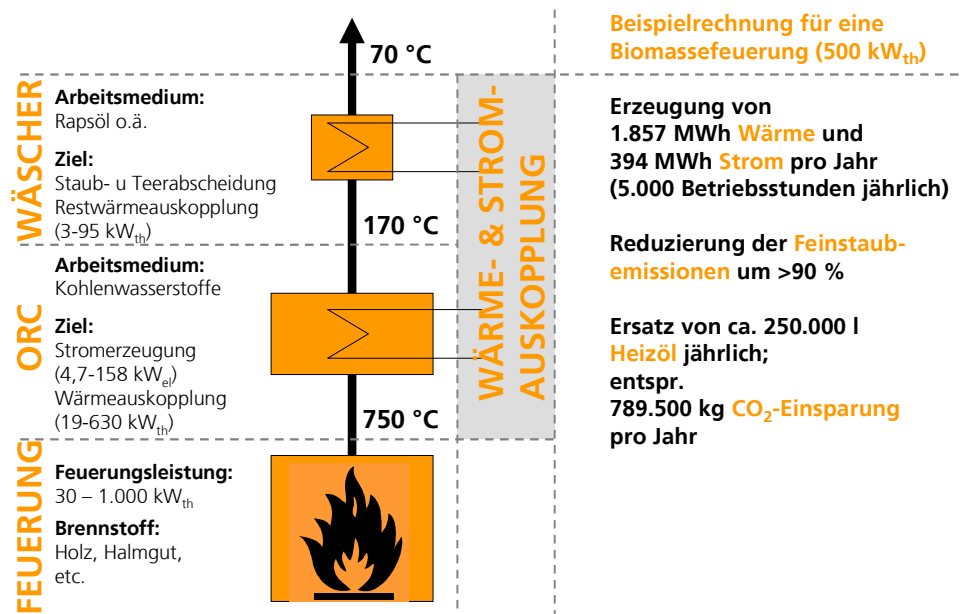
# 1 Kurzdarstellung

## 1.1 Aufgabenstellung

Ziel des Projekts war die **Konzipierung einer biomassebefeuerten Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) mit wirkungsvoller Emissionsminderung im Leistungsbereich bis 1.000 kW<sub>th</sub>**. Die Stromerzeugung soll dabei mit Hilfe der ORC-Technologie (Organic-Rankine-Cycle) erfolgen. Dem ORC-Prozess soll eine Abgasreinigung mit gleichzeitiger Restwärmennutzung nachgeschaltet werden, so dass ein innovatives Gesamtkonzept für die regionale Wärme- und Stromerzeugung entsteht.

Die bei Fraunhofer UMSICHT derzeit entwickelte Hochtemperatur-ORC-Technologie (Ziel: Leistungsbereich 30-120 kW<sub>eI</sub> aus der Abgaswärme von Biogasmotoren) eignet sich prinzipiell auch für kleine und mittlere Biomassefeuerungsanlagen. Wesentliche Fragestellungen sind hier die Integration des ORC-Moduls in die Feuerung, die Gestaltung der Wärmeübertragerflächen und die Wärmeauskopplung für Heizzwecke. Die Effizienz des Systems kann durch eine Staubvorabscheidung und damit Vermeidung von Wärmetauscher-Fouling dauerhaft erhalten werden. Dies senkt Investitionskosten und Betriebskosten. Innovative Verfahren zur Vermeidung von Fouling (z. B. Heißgasfiltration, Druckpulsation) sind daher u. a. Arbeitsgegenstand des Projekts. Nach dem ORC-Modul erfolgt eine Ausschleusung des Feinstaubes und der organischen Schadstoffe (Teer) im Abgas durch einen Abgaswäscher. Mit dem Waschmedium wird gleichzeitig die im Abgas enthaltene Restwärme ab- und einem angeschlossenen Heizkreislauf zugeführt, so dass die Energieeffizienz des Gesamtsystems merklich gesteigert werden kann.

Abbildung 1:  
Erste Vision einer vereinfachten Prozesskette  
(entnommen dem Antrag)



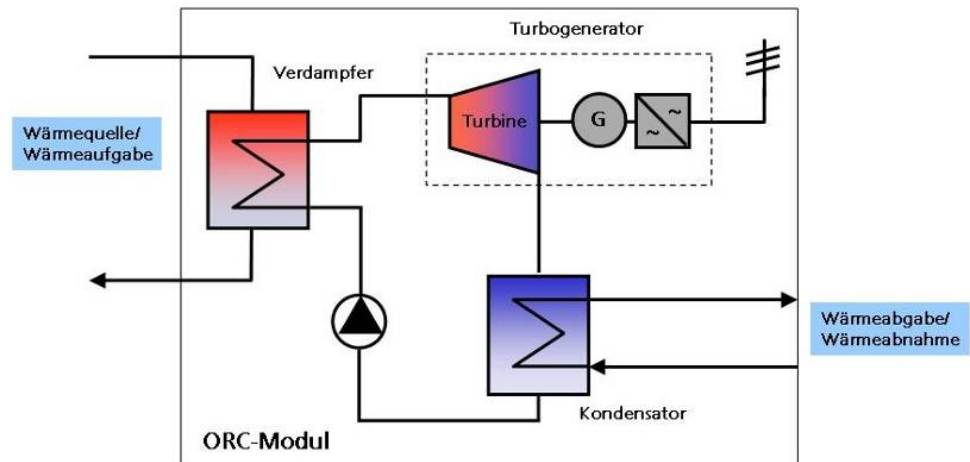
Neben der Hochtemperatur(HT)-ORC-Technik soll für das Projekt eine Gegenüberstellung mit der Niedertemperatur(NT)-ORC-Technik erfolgen. Dabei werden die Vorteile der einzelnen Verfahren, die verwendeten Arbeitsfluide, Wirkungsgrad, anlegbare Kosten, Einbindung in bestehende Anlagen sowie die Neuentwicklung von Biomasse- und ORC-Kraftwerken näher untersucht.

Die Projektbearbeiter haben parallel zu diesem Vorhaben mit dem Entwicklungsschwerpunkt bei der Emissionsminderung einen weiterführenden Antrag zur Realisierung einer Pilotanlage eingereicht, der allerdings abschlägig beschieden wurde.

## 1.2 Voraussetzungen, unter denen das Vorhaben durchgeführt wurde

ORC-Prozesse sind Kreisprozesse nach Art des Dampfkraftprozesses, in dem allerdings anstelle von Wasser ein organisches Arbeitsfluid eingesetzt wird.

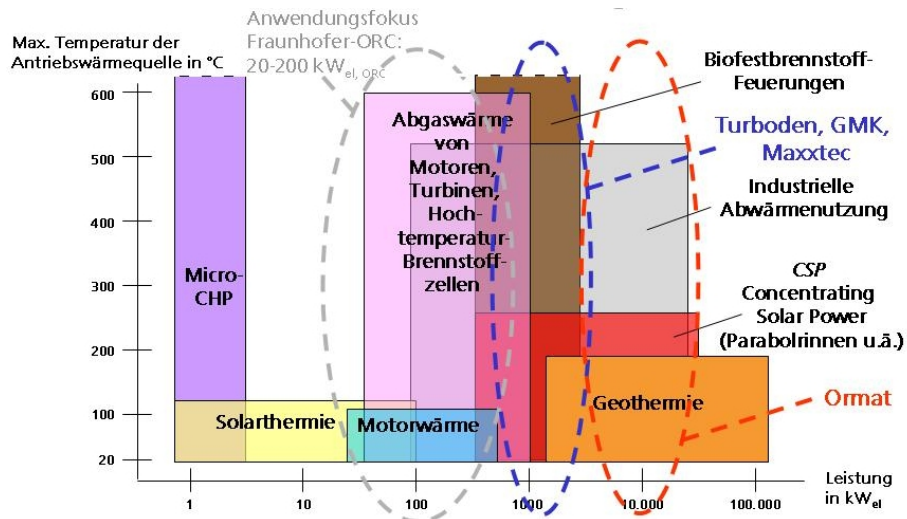
Abbildung 2:  
Prinzip eines ORC-  
Prozesses



ORC-Prozesse werden als KWK-Anlagen in Verbindung mit Biomassefeuerungen und Nahwärmenetzen oder industrieller Wärmenutzung (z. B. Trocknung, Prozesswärme) ab etwa 200 bis rund 2.500 kW<sub>el, ORC</sub> serienmäßig eingesetzt. Die Anwendbarkeit im Bereich geothermischer Stromerzeugung steht außer Frage, ist derzeit bei Leistungen ab etwa 1.000 kW<sub>el, ORC</sub> bis hin zu ca. 50 MW<sub>el, ORC</sub> ausgeführt worden, wobei die Anlagen standortspezifisch konzipiert und in Einzelfertigung erstellt werden und Modulgrößen von etwa 1.000 bis 7.500 kW<sub>el, ORC</sub> eingesetzt werden. Dasselbe gilt für größere Projekte zur Verstromung industrieller Abwärme mittels ORC-Anlagen.

Der Einsatz kleinerer ORC-Anlagen unter 200 kW<sub>el, ORC</sub> bei einer Reihe weiterer Applikationsmöglichkeiten im Bereich der Liegenschaftsbeheizung und Nahwärmenetze mit ORC-KWK-Anlagen auf Basis von Biomassefeuerungen, im Bereich der solarthermischen Stromerzeugung, der Abwärmeverwertung von Turbinen und Brennstoffzellen, aber auch der Einsatz in Mikro-KWK-Anlagen als Hausheizgeräte sowie generell die Nutzung im Leistungsbereich von 1 bis 200 kW<sub>el, ORC</sub>, wird seit Jahren diskutiert und beforscht, ohne dass bisher ein wirklich kommerzielles Produkt angeboten wird. Die etablierten ORC-Prozess-Hersteller (Turboden/IT, GMK/DE, Adoratec\_Maxxtec/DE sowie ORMAT und Barber-Nichols/beide USA) konzentrieren sich bisher auf Biomassefeuerungen, Geothermie und industrielle Abwärme.

Abbildung 3:  
Anwendungsbereiche  
von ORC-Prozessen  
und etablierte Markt-  
anbieter



Es laufen derzeit diverse Entwicklungen im Leistungsbereich zwischen 10 und 200 kW<sub>el, ORC</sub>, die bisher jedoch noch nicht zu einem kommerziellen Produkt geführt haben.

Es gibt allein in Deutschland eine seit rund 4 Jahren stetig wachsende Anzahl von über 30 Firmen/Institutionen, die für das Segment relativ kleiner ORC-Anlagen nach eigenen Angaben ORC-Prozesse entwickelt. Im Ausland erklärt dies eine ähnlich hohe Anzahl von Unternehmen. Dennoch ist im interessanten Leistungsbereich bis 200 kW<sub>el, ORC</sub> bis heute kein erprobtes, bewährtes, kommerzielles Produkt verfügbar. Als kompetente und fortgeschrittene Entwickler im Bereich kleiner ORC-Prozesse seien hier (ohne Vollständigkeitsanspruch) erwähnt: Fraunhofer/Dürr Cyplan (DE), UTC (USA), Calnetix/GE Jenbacher (USA), Tri-O-Gen (NL). Eine Reihe von Entwicklern, z. B. Voith, Spilling, DeVetec (DE), versuchen auch kleine CRC-Prozesse (Dampfkraftprozesse) mit Kolbenmaschinen im genannten Leistungsbereich einsatzfähig zu machen. Schon länger laufende fortgeschrittene Entwicklungen mit kleineren Dampfschraubenexpandern (z. B. IDEA, BIOS, Köhler und Ziegler/Bosch) fanden bisher noch keine weitere Verbreitung.

Die ORC-Technik in Verbindung mit Biofestbrennstofffeuerungen sowie die Anlagenkomponenten sind im Leistungsbereich von 2 bis 12 MW<sub>th</sub> Stand der Technik. Weltweit existieren allerdings nur wenige Anbieter, die die Technologie kommerziell und dann meist als ORC-Komplettmodul vermarkten. Im kleineren Leistungsbereich < 1 MW<sub>th</sub> ist dies bisher jedoch noch nicht der Fall. Realisierte große ORC-Anlagen erreichen angeschlossen an eine Biofestbrennstoff- feuerung elektrische Nettowirkungsgrade bis 19 % im Auslegungsbetrieb. Die bei Fraunhofer UMSICHT realisierten »kleinen« ORC-Module erreichen im Auslegungspunkt heute bereits nachweislich 18 % netto bei der Nutzung der Abgaswärme von Motoren.

Abbildung 4: T,s-Diagramme eines Wasserdampf (CRC)- und eines Hochtemperatur(HT)-ORC-Prozesses mit leichter Überhitzung des Dampfes im Vergleich Verdampfungssystemtemperatur: 250°C

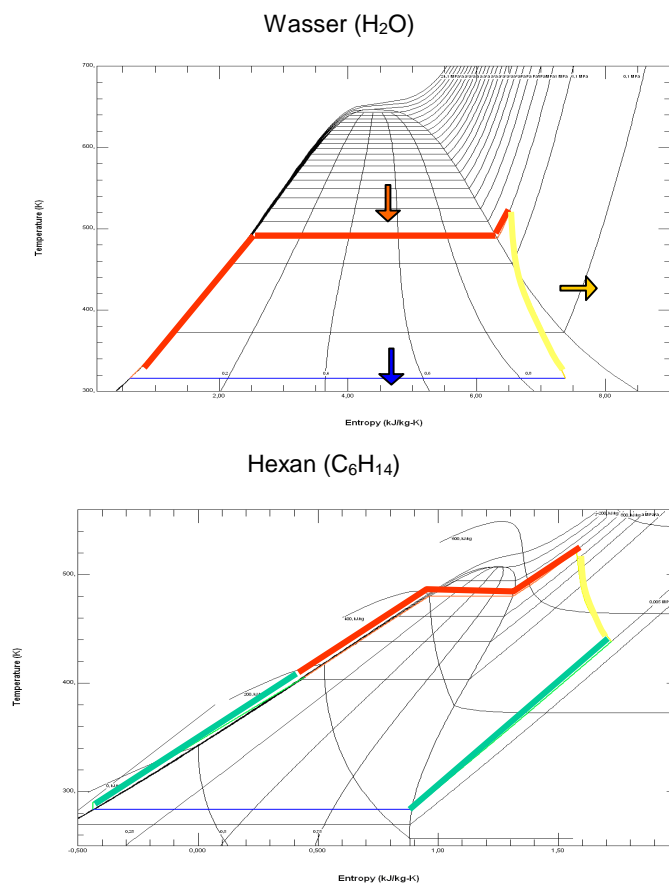
Verdampfungsdruck: 20 bar

— zuzuführende Wärmeleistung

— Regenerator

— Elektrische Leistung Turbine

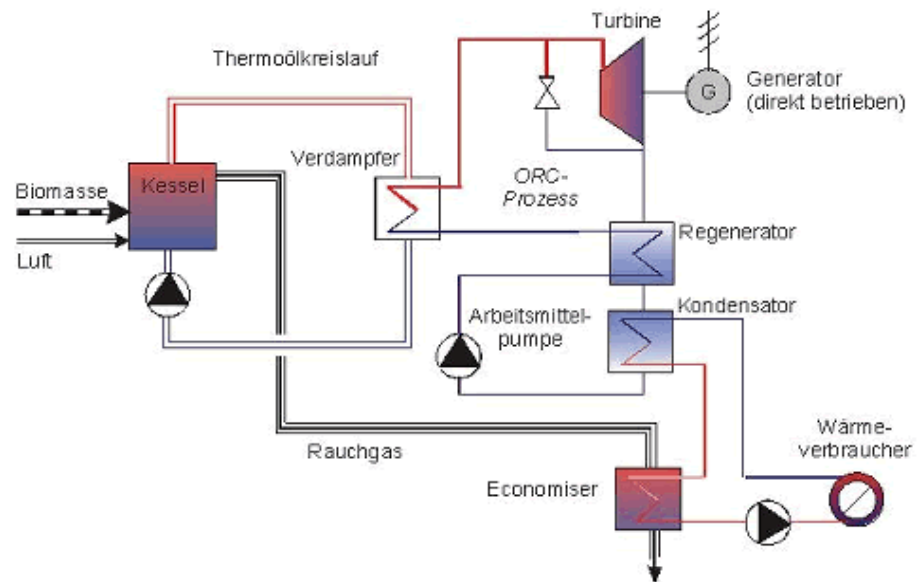
— Kühlleistung



In den konventionellen ORC-Anlagen wird die Wärmeübertragung vom Kessel zum Verdampfer über einen zweiten Kreislauf, den Thermoölkreislauf realisiert (s. Abbildung 5).

Der ORC-Prozess eignet sich sehr gut zur Anbindung an wärmegeführte Kraft-Wärme-Kopplung, da eine optimale Teillast- und Lastwechselfähigkeit vorliegt. Laut [Oberberger & Gaja, 2005] ist ein Betrieb der ORC-Anlage zwischen 10 % und 100 % der Nennleistung problemlos möglich, wobei die Anlage völlig automatisch arbeitet [Huppmann et al., 1985], [LfU, 2001], [Oberberger & Gaja, 2005]. Der realisierbare untere Teillastbereich kann dadurch eingeschränkt werden, dass die Speisepumpe gleichzeitig eine ausreichende Druckerhöhung für die Schmierung der Lager der eingesetzten Turbine aufbringen muß. Der Verzicht auf ein separates Schmiersystem kann bei kleinen ORC-Modulen Sinn machen, weil ein separates Schmiersystem relativ teuer und störanfällig ist.

Abbildung 5: Konventioneller ORC-Prozess mit Biomassefeuerung



Der Stand der Technik der Wärmeübertrager in realisierten ORC-Prozessen in Verbindung mit einer Biomassefeuerung ist in einschlägigen Studien behandelt. Dabei erfolgt in den allermeisten Anwendungen (Vgl. z. B. [Fink, 2007] und [Garderer, 2005] die Wärmeübertragung vom Rauchgas zum Arbeitsmedium indirekt durch einen Thermoöl-Zwischenkreislauf. Das Thermoöl bezieht die Energie über einen Thermoölkessel, der in die Rauchgasfeuerung integriert ist. In [Garderer, 2005] wird angegeben, dass ein Rohrbündel zur Energieübertragung in dem Kessel integriert ist. Das Abgas verläuft zu dem Thermoöl dabei im Kreuz-Gegen-Strom. In [Fink, 2007] wird eine Anlage mit Holzfeuerung beschrieben. In diesem Fall besteht der Thermoölkessel aus einer Rohrwand (Abhitzekeessel), durch die das Thermoöl fließt und erwärmt wird.

Weitere Studien [Oberberger & Gaja, 2005], [Hammerschmid, 2001], [Oberberger et al., 2003] geben über die konkrete Realisierung des Thermoöl-Wärmeübertragers keinen Aufschluss. Oft werden rauchgasbeheizte Thermoölerhitzer als U-Rohrbündel oder ineinandergesteckte Rohrwendeln mit Anschlüssen zu einer Seite oder abgehängten Rohrwänden aufgebaut, da dies eine einfache Kompensation der thermischen Längenausdehnungen des Wärmetauschers ermöglicht. Die Spreizung des Thermoölkreises liegt bei Biomassefestbrennstofffeuerungen mit angeschlossenem ORC meist zwischen 30 und 100°C. Mehrere Heizflächen werden bevorzugt in Serienschaltung aufgebaut, um eine unsymmetrische thermische Belastung des Thermoöls möglichst auszuschließen.



In vielen Fällen wird, bis auf die bisher nicht hinreichend gelöste Problematik des Fouling (siehe Kapitel 2.5), ein reibungsloser Betrieb der Wärmeübertrager beschrieben. Allerdings sei auch erwähnt, dass beim Auftreten eines Lecks im Thermoölkreislauf ein erhebliches Gefahrenpotential besteht, welches zu Anlagenschäden des Thermoölkreises aber auch räumlich angrenzender Anlagen (Brennstofflager, Feuerung, ORC-Modul etc.) führen kann.

Zur Verminderung des Foulingeffekts existieren in den realisierten Anlagen mehrere Konzepte. Ein Ansatz besteht darin, die Staub- bzw. Partikelentstehung schon durch Maßnahmen bei der Feuerung zu verhindern. Dies wird durch eine optimierte Verbrennung sowie durch die Auswahl eines emissionsarmen Brennstoffs erreicht. Ein weiterer Ansatz liegt in der Abscheidung der Partikel bevor diese in den Wärmeübertrager gelangen. Dazu kommen oft Heißgas-Elektrofilter zum Einsatz [LfU, 2001], beispielsweise beim sogenannten Mothermik-Vergaser.

Ein weiteres Prinzip beruht auf der periodischen Abreinigung der Wärmeübertragerflächen. Diese wird automatisch gesteuert und erfolgt meist durch Druckluft. Trotz dieser Maßnahmen ist jedoch eine manuelle Reinigung ca. einmal im Jahr (alle 9 bis 12 Monate) notwendig [Huppmann et al., 1985], [Oberberger & Gaja, 2005]. Reale Reisezeiten der Feuerung können brennstoffbedingt aber auch deutlich kürzer sein.

Es gibt eine Vielzahl von Anstrengungen und Vorgaben, Feinstaubemissionen und -immissionen deutlich zu begrenzen. Aktuelles Beispiel ist die Novellierung der »Ersten Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes (Verordnung über kleinere und mittlere Feuerungsanlagen – 1. BImSchV)« im März 2010. Sie beinhaltet eine deutliche Verschärfung der Staubemissionsgrenzwerte für kleine und mittlere Biomassefeuerungen bis 1 MW thermische Leistung. In einer zweistufigen Senkung des Staubgrenzwerts dürfen neuinstallierte Feuerungen ab dem Jahr 2015 maximal  $20 \text{ mg/Nm}^3$  Staub, bezogen auf 13 %  $\text{O}_2$ , emittieren [1. BImSchV]. Derzeit liegt das Emissionsniveau von Hackschnitzelzentralheizungen in der Leistungsklasse zwischen 70 und  $500 \text{ kW}_{\text{th}}$  bei 50 bis  $500 \text{ mg/Nm}^3$  [Nussbaumer et al., 2008]. Das bedeutet, dass staubemissionssenkende Maßnahmen für eine Vielzahl von Feuerungsanlagen erforderlich sind, um künftig geltende Grenzwerte einzuhalten.

Die veränderten gesetzlichen Rahmenbedingungen haben in den letzten Jahren die Entwicklung neuer Filtertechniken zur Feinentstaubung von Holz- und Biomassefeuerungsanlagen vorangetrieben. In diesem derzeit hoch dynamischen Markt der Filterentwicklung sind insbesondere Lösungen gefragt, die über die etablierten Techniken und Werkzeuge der traditionellen Verfahrenstechnik hinausgehen und den speziellen Anforderungen der Biomasseverbrennung, d.h. Einhaltung der Grenzwerte, Temperaturbeständigkeit, Funktionalität bei Lastwechseln und wechselnden Verbrennungsbedingungen gewachsen sind.

Hier sind metallische Mikrosiebe aufgrund ihrer Materialeigenschaften und der flexibel und präzise auf die Filteraufgabe einstellbaren Mikrosiebgeometrie ein vielversprechender Ansatz. Sie wurden vor dem Hintergrund der Realisierung immer anspruchsvollerer Trennaufgaben in der Flüssigkeitsfiltration aufgrund gesteigerter Anforderungen an die Produktreinheit in der chemischen Industrie, Nahrungsmittelindustrie, Pharmazie und Biotechnologie sowie schärferer Umweltauflagen beispielsweise in der Abwassertechnik entwickelt. Als Mikrosiebe werden Folien oder dünne Bleche aus organischen oder anorganischen Materialien bezeichnet, die sich durch eine definierte, reproduzierbare und geordnete Porengeometrie auszeichnen [Gehrke, 2008]. Aufgrund ihrer Porenstruktur und der verwendeten Werkstoffe lässt sich eine bessere Durchflussleistung bei einer wesentlich höheren Trennschärfe im Vergleich zu herkömmlichen schwammartigen Polymer- oder Keramikmembranen sowie Kernporenfiltern erzielen. Bei gleicher Filtrationsleistung kann eine Mikrosiebanlage damit deutlich kleiner ausgelegt werden als übliche Filtrationsanlagen. Mikrosiebe erreichen die in vielen Prozessen erforderliche mechanische Stabilität sowie die chemische und thermische Beständigkeit, beispielsweise gegen aggressive und heiße Medien oder auch gegenüber Reinigungsmitteln bzw. Sterilisationsprozessen, wie sie in der Nahrungsmittelindustrie erforderlich sind.

In einem vorangegangenen Projekt wurde von Fraunhofer Umsicht ein Verfahren zur Abscheidung von Aerosolpartikeln sowie von Teerbestandteilen vorgeschlagen [Stahl et al., 2009], das in mehreren Optimierungsstufen soweit verbessert werden konnte, dass Feinstaubpartikel zu 70 bis 80 % zurückgehalten, der Austrag von Waschmediumtröpfchen stark reduziert, und Aussagen zu unterschiedlichen Waschmedien getroffen werden konnten. Die Neuheit des Wäscherkonzepts ist die Verwendung von natürlichem Öl (z. B. Rapsöl). Dieses bietet gegenüber Wäschern auf Wasserbasis den Vorteil, dass auch unpolare Stoffe, wie z. B. Teerbestandteile sicher absorbiert werden können. Gleichzeitig weist Rapsöl im Gegensatz zu Wasser selbst bei Temperaturen über 100 °C einen niedrigen Dampfdruck auf und ist damit rein wässrigen Systemen überlegen. Die Abscheidung von organischen Stoffen wie Teeren ist jedoch temperaturabhängig (Henry-Koeffizient). Je niedriger die Temperatur des Adsorbens und je höher molekular die abzuscheidende Komponente, umso besser ist die Abscheidung. Mit zunehmender Beladung ist die Aufnahmekapazität des Waschmediums begrenzt. Daher ist die Ölkühlung und –regenerierung von entscheidender Bedeutung. Eine Regenerierung des Öls ist prinzipiell durch eine spezielle Ölpflege möglich. Verbrauchtes Öl kann dem Verbrennungsprozess zugeführt werden und verursacht so keine bis geringe Entsorgungskosten.

Ziel des Vorhabens ist daher die Entwicklung eines technischen Konzeptes für eine kleine Biofestbrennstofffeuerungsanlage für den KWK-Betrieb unter Verwendung zweier bei Fraunhofer UMSICHT in Entwicklung befindlicher wesentlicher Bausteine, nämlich relativ kleiner ORC-Prozesse sowie effektiver Entstaubungstechnologien.

### 1.3 Planung und Ablauf des Vorhabens

Aus dem formulierten Gesamtziel des Vorhabens ergeben sich folgende technische und wissenschaftliche Arbeitsziele:

- Ermittlung der prozess- und sicherheitstechnischen Anforderungen an die Einbindung eines Mini-ORC-Prozesses in Biomassefeuerungen
- Untersuchung des Anti-Fouling Verhaltens von Wärmetauschern in Biomassekesseln und Gegenmaßnahmen wie Staubvorabscheidung (z. B. mit Mikrosieben, Metallgeweben, porösen Keramiken) oder andere Abreinigungsmethoden (Druckstoß, Luftspülung)
- Untersuchung der Integration einer wirkungsvollen Restwärmenutzung mit Staub- und Teerabscheidung durch einen Abgaswäscher
- Konkretisierung des Gesamtkonzepts und Vergleich mit anderen Konzepten zur KWK-Nutzung in Biomassefestbrennstoffanlagen (Stirlingmotoren, Holzvergasung, Wasserdampfprozesse)

Einige Arbeitsziele werden ausschließlich konzeptionell erarbeitet. Zur Untersuchung des Anti-Fouling-Verhaltens von Wärmetauschern und der zu integrierenden Emissionsminderungsmaßnahmen sind zusätzliche praktische Versuche an einer größeren Biomassefeuerung erforderlich. Dafür wurde von Fraunhofer UMSICHT eine 200 kW-Biomassefeuerung zu Heizzwecken installiert, die für das beantragte Forschungsvorhaben umgerüstet wurde, u. a. durch Integration eines Rohrbündel-Wärmetauscher-Modells mit variabler Abscheideeinheit und eines Ölwäschers hinter dem Wärmetauscher im Bypass.

Das Projekt wird zweistufig bearbeitet. Zunächst erfolgt eine Prüfung verschiedener Prozessvarianten, die durch Literaturrecherchen ergänzt wird. Anschließend wird das erfolgversprechendste Konzept konkretisiert.

#### 1.3.1 Ergebnisse in Kurzform

Die abschließende Prozesskonzeption als Endergebnis dieser Arbeit wird nachfolgend dargestellt.

Für die Beheizung des ORC-Prozesses dient eine Biomassefeuerung als Brennkammer im Leistungsbereich ca. 950 kW<sub>th</sub>. Diese liefert staubbeladenes Rauchgas mit ca. 850 bis 950 °C. Über eine Abgasrezirkulation wird ein für den ORC-Verdampfer verträgliche Abgasmischtemperatur von ca. 500 bis 750 °C eingestellt. Limitierend ist hierbei einerseits die für die in Frage kommenden ORC-Arbeitsmedien zulässige maximale Wandtemperatur im ORC-Verdampfer von

etwa 300 °C. Liegen die Wandtemperatur darüber, dann sind die Zersetzungsraten des Arbeitsfluides zu hoch um einen technisch und wirtschaftlich sinnvollen Betrieb zu gewährleisten. Andererseits steigen auch die Kosten für die Verdampferfertigung bei diskreten Temperaturstufen durch den nötigen Übergang auf jeweils ausreichend hitzebeständige Stähle jeweils stark an.

Als Arbeitsmedium wird Ethylbenzol vorgeschlagen, das vor allem hinsichtlich der sich ergebenden thermodynamischen Wirkungsgrade des Kreisprozesses, seines Preises sowie und seiner geprüften guten thermischen Beständigkeit zu bevorzugen ist.

Die vorgeschlagene ORC-Verdampferkonstruktion mit konzentrisch um einen freien Zylinderraum angeordnetem Rohrbündel ist relativ einfach abreinigbar und für Partikelfrachten bis etwa 1 kg/h in ähnlichen Anwendungen erprobt. Sie wird daher als geeignet angesehen, um direkt hinter einer Grobentstaubung durch einen Hochtemperaturzyklon mit einer Restpartikelfracht von ca. 400 mg/m<sup>3</sup> eingesetzt zu werden.

Ein Teilstrom des aus dem Verdampfer austretenden Rauchgases wird rezirkuliert um die Rauchgastemperatur am Verdampfereintritt von 950 °C (Feuerungsausstrittstemperatur) auf etwa 500-650 °C zu senken. Durch diese Maßnahme können ohne Wirkungsgradeinbußen relativ preiswerte Werkstoffe für den ORC-Verdampfer verwendet werden.

Der ORC-Verdampfer kühlt das Abgas auf Temperaturen zwischen 200 und 300 °C ab je nach den Betriebsbedingungen. Die verbleibende Rauchgaswärme wird im Economizer (Restwärmenutzung) und in der Feinentstaubung (zur Restwärmenutzung und Emissionsminderung) nach weiter abgekühlt um eine Vorlauftemperatur im Heizkreis von ca. 85,0 °C zu ermöglichen. Dem Economizer folgt eine Feinentstaubung zur Emissionsminderung. Beim Economizer wird ein U-Rohrbündel-Wärmeübertrager bevorzugt. Es ist bei diesem Bauteil mit einer wesentlich geringeren Staubbelastung als beim Verdampfer zu rechnen.

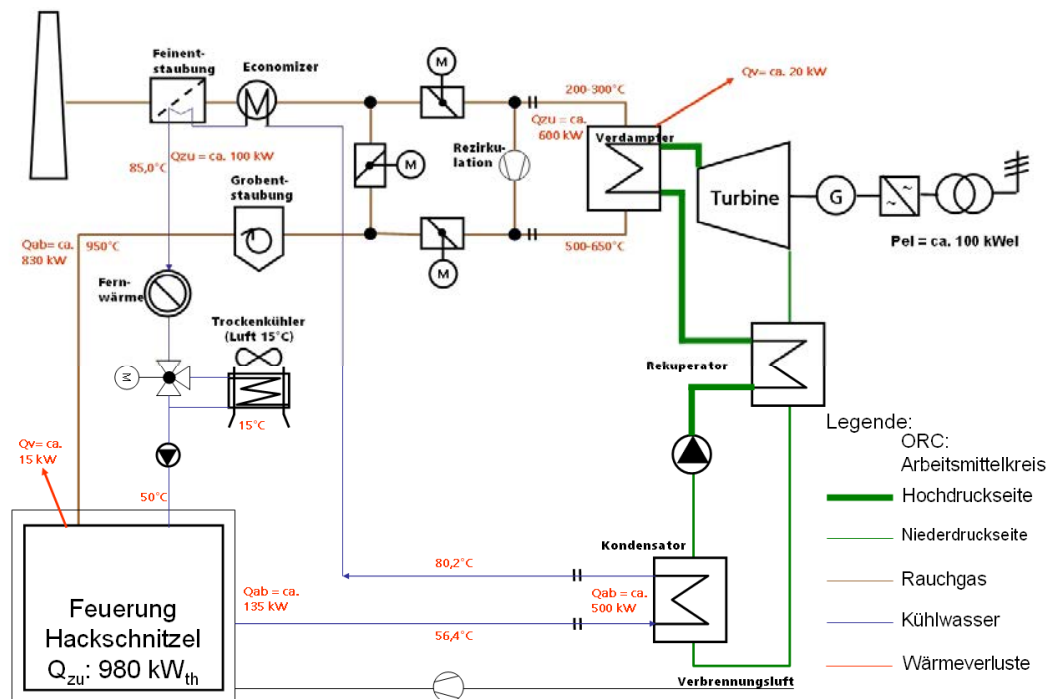
Zur Feinentstaubung wurden insbesondere metallische Mikrosiebe und Metallgewebe untersucht und Auslegungsdaten für ein Filterkonzept abgeleitet. Mikrosiebe sind äußerst dünne, metallische Porenfilter mit einer gleichmäßigen und definierten Porenstruktur. Aufgrund ihrer geringen Dicke von wenigen Mikrometern weisen sie bei gleicher Porosität einen geringeren Druckverlust auf, als konventionelle Filtermedien. Die Stabilität ist bei Anwendungen bis 350°C gegeben. Darüber gehenden Temperaturen bewirken ein Verspröden des Materials. Insbesondere bei Mikrosieben wurden sehr hohe Abscheideraten von über 98 % nach kurzer Betriebszeit festgestellt. Die Reingasstaubgehalte lagen bei deutlich unter 2 mg/Nm<sup>3</sup>. Bei den ebenfalls untersuchten Metallgeweben konnten nur bei einem Gewebe mit einer Porenöffnung von 36 µm erfolversprechende Abscheidegrade und einen Reingasstaubgehalt von ca.

4 mg/Nm<sup>3</sup> erreicht werden. Ein Gewebe mit Porenöffnungen von etwa 100 µm wäre mit einem Abscheidegrad von etwa 50 % nach einer Stunde Betriebszeit zur Grobentstaubung einsetzbar. Auf Basis der durchgeführten Versuche und weiterer Laborversuche wurde ein theoretisches Berechnungsmodell zur Auslegung von Filteranlagen auf Mikrosieb-basis aufgestellt. Für eine Feuerungsanlage der betrachteten Größe und den damit verbundenen Rauchgasvolumenstrom von ca. 4.000 m<sup>3</sup>/h wäre eine derzeit noch nicht realisierbare Filterfläche erforderlich. Daher wird für einen ersten Prototypen der Einsatz von Metallgeweben oder konventionell verfügbaren Faserfiltern für die Feinentstaubung vorgeschlagen. Optional kann ein Abgaswäscher eingesetzt werden, der im Rahmen der Projektarbeit entwickelt und erprobt wurde. Hier ist zum derzeitigen Entwicklungsstand eine Wärmeauskopplung von ca. 10 % der Nennwärmeleistung bei einer Abscheideleistung von ca. 60 % (anzahlbezogen) möglich. Allerdings wurde insbesondere hinsichtlich des massebezogenen Abscheidegrads deutliches Optimierungspotenzial ermittelt, so dass mit dem derzeitigen Konzept die Grenzwerte der 1. BimSchV in der zweiten Stufe nicht erreicht werden können. Ggf. wäre bei Einsatz des Wäschers eine nachgeschaltete Feinentstaubung erforderlich. Für eine Grobentstaubung im Hochtemperaturbereich direkt hinter der Feuerung und vor dem Eintritt in den ORC-Verdampfer wird eine Hochtemperaturzyklon mit einem Trennkorn-durchmesser von weniger als 1 µm vorgeschlagen. Eine Zyklon-auslegung wurde durchgeführt. Aufgrund der hohen Volumenströme in diesem Temperaturbereich von ca. 11.000 m<sup>3</sup>/h ist ein Zyklon apparativ unproblematischer und damit ökonomisch vorteilhaft. Der kalkulierte Druckverlust liegt bei ca. 1.850 Pa bei einer Baugröße von 2,5 m (Höhe) und DN400 Anschlussflanschen.

Die Feuerung wird mit einem Rücklaufstrom (Eintrittstemperatur: 50 °C) gekühlt, damit die bei der Verbrennung entstehende Strahlungswärme abgeführt werden kann und die zulässig Feuerungswandtemperatur nicht überschritten wird. Eine weitere Vorwärmung findet im Kondensator statt. Dabei wird die Kondensationswärme (80-95 °C) des Arbeitsmittels an das Kühlmedium übertragen und schon hier eine praxisgerechte Vorlauftemperatur zur Wärmenutzung von ca. 80 °C erreicht. Anschließend wird wie bereits erwähnt im Economizer und in der Feinentstaubung/Wäscher diese Kühlmitteltemperatur auf ca. 85,0 °C aufgestockt.

Wärmeverluste werden von einem möglichen Feuerungshersteller [WKA Bioflamm, 2010] mit ca. 15 kW angegeben. Für den Rauchgasweg, Heißgaszyklon und den Verdampfer werden die Verluste mit pauschal 20 kW angegeben. Eine detaillierte Bilanzierung ist möglich, muss allerdings auf das Vorhaben Vor-Ort, insbesondere an das reale Wärmenutzungskonzept angepasst werden.

Abbildung 6:  
 Abschließend  
 vorgeschlagene  
 Verfahrensvariante;  
 Auslegungsfall:  
 $Q_{zu} = 980 \text{ kW}_{th}$



## 1.4 Stand des Wissens und der Technik

### 1.4.1 Angabe bekannter Konstruktionen, Verfahren und Schutzrechte, die für die Durchführung des Vorhabens benutzt wurden

Nach bisherigem Kenntnisstand sind uns keine Anlagen, Konstruktionen und Verfahren bekannt, die ein ähnliches Konzept verfolgen. Schutzrechte und Patente liegen in den einzelnen Teilbereichen wie beispielsweise Filter, Turbogenerator, Wärmetauscher vor. Diese gelten i. d. R. für spezielle Detaillösungen, betreffen die erarbeitete Konzeption und Konstruktion nicht bzw. könnten zukünftig ggf. durch die mit Fraunhofer kooperierenden Entwicklungspartner bereitgestellt werden.

### 1.4.2 Angabe der verwendeten Fachliteratur sowie der benutzten Informations- und Dokumentationsdienste

Folgende Fachliteratur wurde im Rahmen der Projektbearbeitung verwendet:

#### [0-9]

[1. BimSchV] Erste Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetz (Verordnung über kleine und mittlere Feuerungsanlagen – 1. BimSchV) vom 26. Januar 2010 Bundesgesetzblatt 2010 Teil I Nr. 4 Bundesanzeiger Verlag

#### [B]

- [Baumgartner, 2011a] H. Baumgartner & Sohn AG; Svensk Rökgasenergi AB: Niedertemperaturtrocknung von Biomasse durch Abwärme.  
[http://www.saveenergy.ch/de/trockner/download//propellets\\_austria\\_09.pdf](http://www.saveenergy.ch/de/trockner/download//propellets_austria_09.pdf) letzter Zugriff 25.08.2011
- [Baumgartner, 2011b] H. Baumgartner & Sohn AG: Die Rauchgasreinigung, die sich lohnt!  
[http://www.saveenergy.ch/de/klein\\_anlagen/prospekt\\_eko\\_1.pdf](http://www.saveenergy.ch/de/klein_anlagen/prospekt_eko_1.pdf)  
 Letzter Zugriff 25.08.2011
- [Baumgartner, 2011c] H. Baumgartner & Sohn AG  
[http://www.saveenergy.ch/de/klein\\_anlagen/index.php](http://www.saveenergy.ch/de/klein_anlagen/index.php)  
 Letzter Zugriff 25.08.2011
- [Baumgartner, 2011d] H. Baumgartner & Sohn AG  
[http://www.saveenergy.ch/de/klein\\_anlagen/Detailbeschreibung\\_EKO.pdf](http://www.saveenergy.ch/de/klein_anlagen/Detailbeschreibung_EKO.pdf) Letzter Zugriff 31.08.2011
- [Bendiab, 2007] Bendiab, M.: Erweiterung des Containment Codes COCOSYS zur Quelltermbewertung der trockenene Resuspension infolge transienter Strömungen; Dissertation; Bochum; 2007
- [Bell & Müller, 2001] Bell, K.J.; Müller, A.C.: Wolverine Engineering data book II, Wolverine tube inc, 2001
- [Bios, 2004] <http://www.bios-bioenergy.at/uploads/media/Presentation-VerstromungMittelsStirlingmotor-2004-04-16.pdf> letzter Zugriff: 10.04.12
- [BNV-Bamberg, 2011] BNV\_Bamberg: Wäscherstufe 1. <http://www.bnv-bamberg.de/home/ba4148/waescher1.htm> letzter Zugriff 25.08.2011
- [Bohnet, 1985] Bohnet, M.: Fouling von Wärmeübertragungsflächen; Chem.-Ing.-Tech. 57 (1985) Nr. 1, S.24 – 36 ; VCH Verlagsgesellschaft mbH
- [BOMAT, 2009] BOMAT Heiztechnik GmbH: Wärmetauschervorrichtung. DE 10 2007 048 050 A1, 16.04.2009
- [BOMAT, 2011] BOMAT Heiztechnik GmbH: <http://www.bomat.de/index.php?id=28> Letzter Zugriff 26.08.2011
- [Brauer, 1971] Brauer, H.: Grundlagen der Einphasen- und Mehrphasenströmungen. Sauerländer, Frankfurt am Main 1971
- [Brunner et al., 2011] Brunner, T.; Kelz, J.; Oberberger, I.; Jalava, P. I.; Hirvonen, M.-R.: Influence of combustion conditions on the genotoxic potential of fine particle emissions from small-scale wood combustion. Proceedings Mitteleuropäische Biomassekonferenz, Graz, Österreich 2011
- [Bruno et al., 2008] Bruno, J. C.; Lopez-Villada, J.; Letelier, E.; Romera, S.; Coronas, A.; Modelling and optimisation of solar organic rankine cycle for reverse osmosis desalination; Applied Thermal Engineering 28 (2008) 2212-

2226

**[C]**

[Corneille, 1979]

Corneille H. P., Organische Rankine-Kreisläufe zur Umwandlung von Abwärme und Solarwärme. Berichte aus Technik und Wirtschaft, 1979.

[Couch, 1994]

Couch, G.: Understanding slagging and fouling in pf Combustion; IEA Coal Research; 1994; ISBN 92-9029-240-7

**[D]**

[Devetec, 2009]

 ORC-Dampfexpansionsmotor nutzt Abwärme zur effizienten Verstromung, Webseite: <http://www.eneff-stadt.info/de/neue-technologien/projekt/details/orc-dampfexpansionsmotor-nutzt-abwaerme-zur-effizienten-verstromung/> letzter Zugriff 10.4.12

[Deuerling, 2009]

Deuerling, C. F.: Untersuchungen zum Einfluss von Rauchgas-Aerosolen in Müll- und Biomasse-Verbrennungsanlagen auf die Hochtemperatur-Korrosion der Überhitzer. Dissertation Universität Rostock 2009

[Diermann, 2011]

Diermann, R.: Kein Problem mit Schmutz und Nässe. Holz-Zentralblatt 3 (2011) 90

[Drescher, 2008]

Drescher, Ulli: Optimierungspotenzial des ORC für biomassebefeuerte und geothermische Wärmequellen, Dissertation, Universität Bayreuth, 2008

**[E]**

[Effenberger, 1989]

Effenberger, H.: Dampferzeuger; 2. durchgesehene Auflage; VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie; Leipzig; 1989; ISBN 3-342-00376-6

[Elektror, 2011]

Elektror airsystems GmbH: HRD Hochdruckventilatoren. Produktkatalog

[http://www.elektor.de/fileadmin/user\\_upload/pdf/deutsch/Katalog\\_HRD\\_dt\\_engl.pdf](http://www.elektor.de/fileadmin/user_upload/pdf/deutsch/Katalog_HRD_dt_engl.pdf)

[Enercont, 2011]

 Enercont: RACOON. <http://www.enercont.at/content/view/16/31/> Letzter Zugriff 25.08.2011

**[F]**

[Fink, 2007]

Fink, J.: Holzheizkraftwerk Scharnhäuser Park; Deutsche Umwelthilfe; November; 2007

[Fraunhofer UMSICHT, 2009]

Fraunhofer-Institut für Umwelt-, Sicherheits- und Energietechnik UMSICHT: Entwicklung und Anwendung metallischer Mikrosiebe für die Wasser-, Abwasser- und Lebensmitteltechnik. Abschlussbericht, Oberhausen 2009

**[G]**

[Garderer, 2005]

Garderer, M.: Organic Rankine Cycle (ORC) – Kraft-Wärme-Kopplung bei Verwendung eines organischen Arbeitsmediums in Kombination mit einer Biomassefeuerung; Bayerisches Zentrum für angewandte Energieforschung e. V. (ZAE Bayern); Abteilung Solarthermie und Biomasse

[Garderer, 2003]

Garderer, M.: Rauchgaskondensation. Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung e.V. (ZAE Bayern). Präsentation, Garching, 2003

[Gehrke, 2008]

Gehrke, I.: Metallische Mikrosiebe. Mikrotechnische Herstellung und filtertechnische Charakterisierung. Logos, Berlin 2008



**[H]**

- [Hammerschmid, 2001] Hammerschmid, A.: Aktuelle Möglichkeiten des Einsatzes von Biomasse-Kraft-Wärme-Kopplungstechnologien mit Nennleistung kleiner 2 Mwe Österreich; Ingenieurbüro BIOS; Obernberger & Narodslawsky OEG; Graz, Österreich 2001
- [Haver & Boecker, 2009] Haver & Boecker: Minimesh. Metall-Filtergewebe. Produktbroschüre, Oelde, 2009
- [Hemmer, 2001] Hemmer, G.: Grundlagenuntersuchungen zur kombinierten Abscheidung von Stäuben und gasförmigen Schadstoffen aus Biomasseverbrennungsanlagen. Dissertation Universität Fridericiana zu Karlsruhe 2001
- [Hirvonen et al., 2011] Hirvonen, M.-R.; Jalava, P. I.; Kelz, J.; Brunner, T.; Obernberger, I.; Happonen, M.; Tapanainen, J.; Hakulinen, P.; Mäki-Paakkanen, J.; Penttilä, T.; Hukkanen, A.; Jokiniemi, J.: Toxicological characteristics of PM emissions from biomass combustion systems. Proceedings Mitteleuropäische Biomassekonferenz, Graz, Österreich 2011
- [Huppmann et al., 1985] Huppmann, G.; Weichselgartner, J.; Schmidt, G.; et al.: Abwärmernutzung in der Industrie unter Verwendung des organischen Rankine Kreisprozesses (ORC); Bundesministerium für Forschung und Technologie: Forschungsbericht T 85-110 (BMFT-FB-T 85-110); München; Oktober 1985; ISSN 0340-7608

**[I]**

- [IBS, 2009] [http://energieberatung.ibs-hlk.de/planholz\\_dat.htm](http://energieberatung.ibs-hlk.de/planholz_dat.htm), Zugriff am 08.04.2009

**[K]**

- [Kaltschmitt et al., 2009] Kaltschmitt, M., Hartmann, H., Hofbauer, H.: Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren. 2. Auflage, Springer, Berlin 2009
- [Keuter et al., 2011] Keuter, V.; Gehrke, I.; Glaab, J.; Kneissl, M.: Barrierensystem aus nanobeschichteten Mikrosieben und UV-Strahlungsquelle für die Wassertechnik. In: Proceedings 44. Essener Tagung für Wasser- und Abfallwirtschaft, Aachen 2011
- [Klippel & Nussbaumer, 2007] Klippel, N.; Nussbaumer, T.: Wirkung von Verbrennungspartikeln. Vergleich der Gesundheitsrelevanz von Holzfeuerungen und Dieselmotoren, Bundesamt für Energie, Bern, Schweiz 2007
- [Klemm, 2008] Klemm, M.; Löser, J.; Bernhard, D.; Rostkowski, S.: Verminderung der Feinstaubemission aus Biomassekleinkesseln durch Feuerraumoptimierung und innovative Abgasreinigung bzw. -wäsche. Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe e.V. Gülzow, 2008

**[L]**

- [Lai Na, 2010] Lai Na, et al; Working fluid for high-temperature organic Rankine cycles, 2010
- [Lipmann, 2002] Lipmann, H.; Roshko, A; Elements of Gas Dynamics; Dover Publication, 2002
- [LfU, 2001] Bayerisches Landesamt für Umweltschutz (LfU): Niedertemperaturversorgung mittels einer ORC-Anlage im Werk Lengfurt der Heidelberger Zement AG, Augsburg 2001

**[M]**

- [Müller-Steinhagen, Müller-Steinhagen, H.: Heat Exchanger Fouling – Mitigation and clea-

- 2000] ning technologies; PUBLICO Publications, Essen, 2000; ISBN 3-934736-00-9
- [N]**  
 [Nussbaumer et al., 2008] Nussbaumer, T.; Czasch, C.; Klippel, N.; Johansson, L.; Tullin, C.: Particulate emissions from biomass combustion in IEA countries. Survey on measurements and emission factors. Zürich, Schweiz 2008
- [O]**  
 [Obernberger & Gaja, 2005] Obernberger, I.; Gaia, M.: Biomasse – Kraft-Wärme-Kopplung auf Basis des ORC-Prozesses – Stand der Technik und Möglichkeiten der Prozessoptimierung, Bios Bioenergie, Graz, Österreich 2005  
 [Obernberger et al., 2003] Obernberger, I.; Carlsen, H.; Biedermann, F.: State-of-the-art and future developments regarding small-scale biomass CHP systems with a special focus on ORC and stirling engine technologies; International Nordic Bioenergy 2003 conference  
 [Oser et al., 2003] Oser, M.; Nussbaumer, T.; Müller, P.; Mohr, M.; Figi, R.: Grundlagen der Aerosolbildung in Holzfeuerungen. Bundesamt für Energie, Bern, Schweiz 2003
- [P]**  
 [Profos u. Sharan, 1960] Profos, P.; Sharan, H. N.: Der Einfluß der Rohrteilung und der Rohrordnung auf die Verschmutzung von Rohrbündeln; Technische Rundschau Sulzer / Forschungsheft; 1960
- [R]**  
 [Rawe, 2008] Rawe, J.: Nachrüstbarer elektrostatischer Nasswäscher zur Abgasreinigung und Wärmerückgewinnung. DE 10 2006 058 700 A1, 19.06.2008  
 [Ray, 2008] Ray, I.; West, M. A.; Altshuler, B.: Dual Flow Wet Electrostatic Precipitator. US 7,318,857 B2, 15.01.2008
- [S]**  
 [Scherer, 2007] Scherer, V.: Ver- und Entsorgung von Energieanlagen; Skriptum zur Vorlesung Energieanlagentechnik 2; Fakultät für Maschinenbau; LEAT; Ruhruniversität Bochum; 6. Auflage; 2007  
 [Schräder, 2010] Schräder Abgastechnologie: Der Wärmetauscher für die Brennwertnutzung. Produktinformation. Kamen 2010  
 [Schulitz, 1986] Schulitz, B.; Rankine-Prozesse zur Abwärmennutzung bei Verbrennungsmotoren / (1986).. Abstract. Zugl.: Essen, Univ., Diss., 1986.  
 [Schulzke, 2011] Schulzke, Tim: Schließung regionaler Stoffkreisläufe bei der dezentralen Strom- und Wärmeerzeugung in einer stationären Wirbelschichtvergasung - RegioSWS. Abschlussbericht, Oberhausen, 2011  
 [Stahl et al., 2009] Stahl, E. ; Deerberg, G. ; Robert, J.: Entwicklung und Umsetzung eines neuartigen zweistufigen Filtrations- und Wäscher-Systems zur Abscheidung von Feinstäuben aus Holz-Kleinfeuerungsanlagen (30 bis 500 kW) : FNR Feinstaub; Abschlussbericht, Fraunhofer UMSICHT, Oberhausen 2009  
 [Stahl, 2011] Stahl, E.: Charakterisierung metallischer Mikrosiebe zur Gasreinigung am Beispiel der Feinentstaubung von Holzfeuerungsabgasen, Dissertation Ruhr-Universität Bochum, 2011  
 [Stieß, 1997] Stieß, M.: Mechanische Verfahrenstechnik 2; Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York; 1997; ISBN 3-540-55852-7

- [StirlingDKa, 2012] [http://www.stirling.dk/download\\_file.php?file=1314014710.pdf](http://www.stirling.dk/download_file.php?file=1314014710.pdf) letzter Zugriff: 10.4.12
- [StirlingDKb, 2012] [http://www.stirling.dk/download\\_file.php?file=1315387224.pdf](http://www.stirling.dk/download_file.php?file=1315387224.pdf) letzter Zugriff: 10.4.12
- [T]**
- [Thrän et al., 2011] Thrän, D. et al.: Methodenhandbuch "Stoffstromorientierte Bilanzierung der Klimagaseneffekte". Version 2.1, Leipzig 2011
- [V]**
- [VDI, 2006a] Verein Deutscher Ingenieure: VDI-Wärmeatlas; zehnte, bearbeitete und erweiterte Auflage; Springer Verlag Berlin Heidelberg; 2006; ISBN – 10 3540297162
- [VDI 2006b] Verein Deutscher Ingenieure; Messen von Partikeln, Staubmessung in strömenden Gasen, Gravimetrische Bestimmung der Staubbelastung; VDI Richtlinie 2066; 2006
- [W]**
- [Wagner, 1998] Wagner, W.: Wärmeaustauscher; 1. Auflage; Kamprath-Reihe; Vogel Buchverlag; Würzburg; 1998; ISBN 3-8023-1451-4
- [Wagner, 2005] Wagner, W., Wärmeträgertechnik. 7. Auflage; Vogel; 2005
- [Winkler, 1998] Winkler, B.: Untersuchungen zur Feststoffabscheidung mit gelochten Metallfolien hinter Braunkohlefeuerungen, VDI-Verlag, Düsseldorf 1998
- [WKA Bioflamm, 2010] Wirtschaftliche Verbrennungs-Technik GmbH (WKA): Kurzangebot WKABioflamm® - Holzhackschnitzelfeuerung 980 kW vom 26.08.2010
- [Wolters, 2009] Wolters, M.: ORC-Prozesse für kleine und mittlere Holzfeuerungsanlagen – Anforderungen an die Gestaltung der Wärmeübertragerflächen und Anti-Fouling-Strategien. Diplomarbeit, Ruhr-Universität Bochum 2009
- [Z]**
- [Zieprig, 2008] Reiner Zieprig: Abgasanlagen – Reduzierung von Emissionen durch optimierte Systeme BDH Bundesindustrieverband Deutschland, Vortrag GET Nord, Hamburg 2008

## 1.5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Im Rahmen des Service- und Begleitvorhabens ist eine Zusammenarbeit mit dem DBFZ Deutsches BiomasseForschungsZentrum gGmbH erfolgt. Sie umfasst die Teilnahmen an den im Projektzeitraum organisierten Statusseminaren sowie separaten Arbeitsgruppen zur Feinstaubmessung.

- Teilnahmen an drei Statusseminaren
  - 16.-17.11.2009 in Leipzig
  - 11.-12.10.2010 in Berlin
  - 07.-08.11.2011 in Potsdam

- Teilnahme an drei Arbeitsgruppentreffen z. T. mit Messworkshops zur Feinstaubmessung
  - 26.-27.04.2010 am DBFZ in Leipzig (inkl. Messworkshop)
  - 16.09.2010 am ZAE Bayerische Zentrum für Angewandte Energieforschung e.V. in Garching
  - 21.-22.06.2011 am DBFZ in Leipzig (inkl. Messworkshop)
- Beitrag im Messhandbuch zur Feinstaubmessung – Kapitel 5.2.2 Fast Mobility Particle Sizer FMPS)
- Ausgewähltes Projekt in der Endevaluierung des BMU-Förderprogramms »Energetische Biomassenutzung«

## 2 Darstellung des Projektverlaufs

Schematischer Projektplan:

Abbildung 7: Schematischer Projektplan

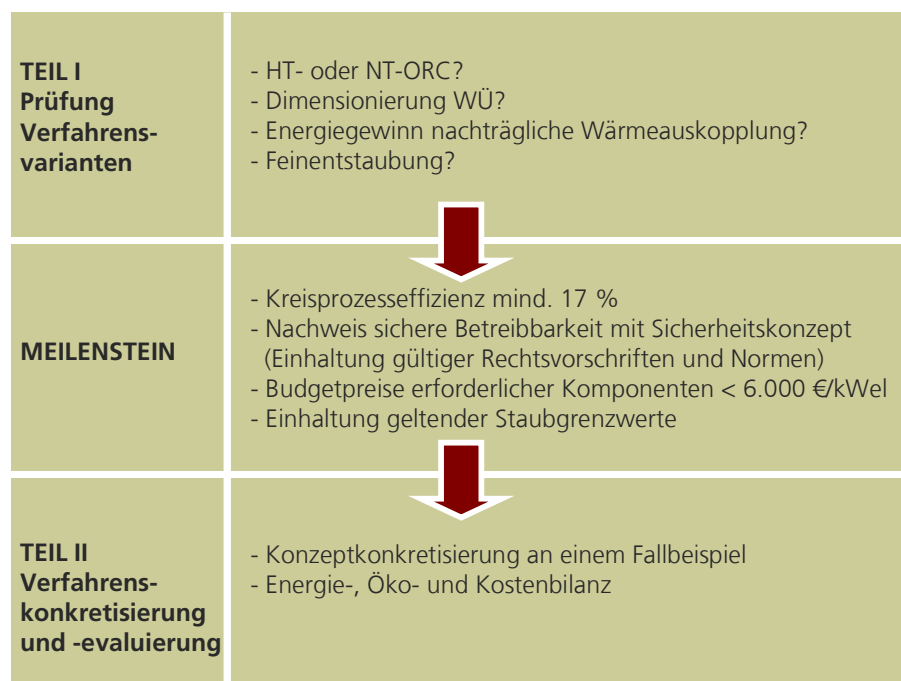
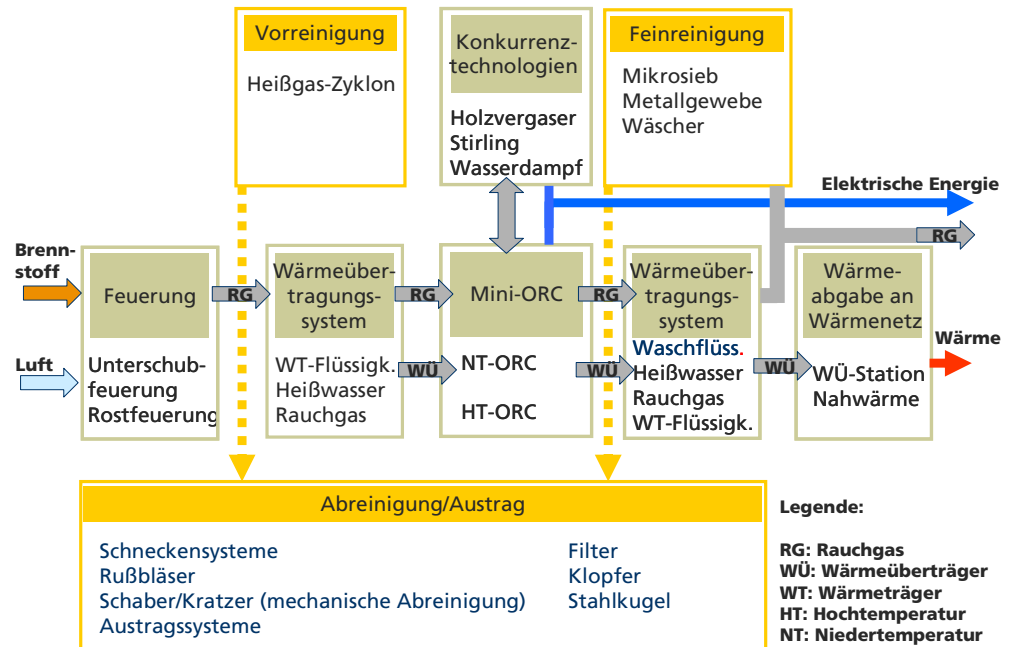


Abbildung 8 zeigt mögliche Verfahrensvarianten, die zu prüfen sind.

Dabei sind die nachfolgenden Fragen von zentraler Bedeutung zur Auslegung eines Mini-ORC-Konzepts:

- Hochtemperatur- oder Niedertemperatur-ORC?
- Welche Anti-Fouling-Strategien sind anwendbar?
- Wie sollte der Wärmeübertrager dimensioniert werden?
- Welcher Energiegewinn ergibt sich durch eine nachträgliche Wärmeauskopplung?
- Welches Feinentstaubungskonzept ist anwendbar?

Abbildung 8: Verfahrensvarianten Mini-ORC-Prozess



Die Arbeitspakete umfassen folgende Aspekte:

- Entwicklung eines Prozess- und Sicherheitskonzepts zur Einbindung des Mini-ORC-Prozesses in Biomassefeuerungen
- Umrüstung einer 200 kW<sub>th</sub> Biomassefeuerung: Integration einer Versuchsstrecke und einer Versuchseinheit zur Bestimmung des Wärmetauscherfouling
- Dimensionierung des ORC-Wärmetauschers durch Untersuchung des Fouling-Verhaltens bei Vorabscheidung der Stäube mit verschiedenen Filtermedien (Mikrosiebe, Metallgewebe, poröse Keramiken) oder anderer Abreinigungsmethoden (Druckstoß, Luftspülung)
- Entwicklung der Wäschereinheit zur Energieauskopplung (Optimierung des Wärmeübergangs unter Berücksichtigung der Emissionsminderung)
- Auslegung des Konzepts für eine Biomassefeuerung und Erstellung einer Energie-, Öko- und Kostenbilanz

## 2.1 Erzielte Ergebnisse

Nachfolgend werden die erzielten Ergebnisse dargestellt.

### 2.1.1 Hoch- oder Niedertemperatur-Prozess?

Zur grundsätzlichen Entscheidung zwischen der Ausführung eines ORC-Prozesses in Hochtemperatur- bzw. Niedertemperatur-Ausführung ist zunächst das versorgungstechnische, energiewirtschaftliche und rechtliche Anwendungsumfeld zu berücksichtigen.

Es geht vorrangig um die Substitution vorhandener kleiner Heizwerke mit ausreichend hoher Volllaststundenzahl durch kleine KWK-Anlagen. Das bedeutet versorgungstechnisch, dass eine Wärmeauskopplung am kalten Ende des Kreisprozesses unverzichtbar ist, da real Wärme am Standort benötigt wird. Die »Entsorgung« von Abwärme des Kreisprozesses an die Umgebung wie in reinen Kondensationskraftwerken erfüllt damit nicht die Betreiberanforderungen.

Biofestbrennstoffe stehen zudem oft nicht unentgeltlich zur Verfügung, sie liegen in aller Regel bei mindestens 2-3 ct/kWh<sub>th</sub> erzeugter Wärme. Die Kreisprozesswirkungsgrade werden realistisch 20 % netto für HT-ORC (T<sub>Verdampfung</sub> > 150 °C) bzw. rund 10% netto für NT-ORC (T<sub>Verdampfung</sub> < 150 °C) nicht überschreiten. Daher ist mit einem NT-Prozess und meist auch mit einem HT-ORC-Prozess keine reine Verstromung ohne Nutzung der Abwärme zulässig, da sich allein aus den Brennstoffkosten unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades von 10 % bzw. 20 % bereits ein Brennstoffaufwand zur Stromerzeugung von mindestens 30 bzw. 15 ct/kWh<sub>el</sub> berechnen lässt, dies noch vor Kapitalkosten und sonstigen Betriebskosten. Würden die Biofestbrennstoffpreis unter 1-2 ct/kWh (orientiert an möglichen Stromvergütungen im derzeit gültigen EEG 2012 von 14-20 ct/kWh<sub>el</sub>) liegen, so wäre eine wirtschaftlicher reiner Kondensationsbetrieb möglich, für NT-Prozesse allerdings selbst dann in aller Regel immer noch wirtschaftlich problematisch.

Abbildung 9: Erzielbare Wirkungsgrade von ORC-Prozessen in Abhängigkeit von der obersten Prozessstemperatur

Wirkungsgrad ist beschränkt:

$$\eta_{\text{ORC, c}} = 1 - T_U / T_{\text{cycle, max}}$$

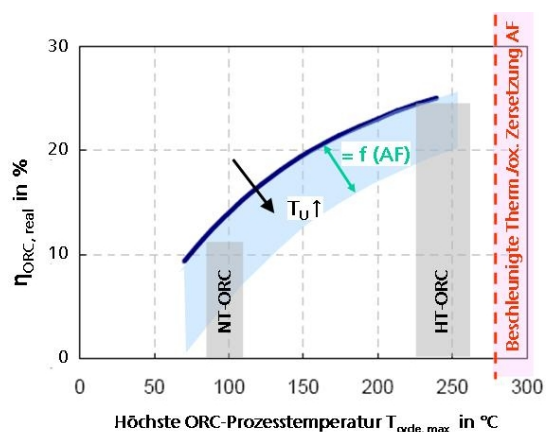
Carnot-Wirkungsgrad

- % Irreversibilität der Turbine
- % Irreversibilität der Wärmeübergänge
- % Irreversibilität der Reibungs- und Wärmeverluste

$$\Rightarrow \eta_{\text{ORC, real}} < 0,6 \eta_{\text{ORC, c}}$$

$$\eta_{\text{ORC, real}} = 10 - 25\% \text{ „machbar“}$$

NT HT



Nach: Steinbeis-Transferzentrum Solar- und Wärmetechnik Stuttgart, EU-NEGST, 2005 mit Ergänzungen Fraunhofer UMSICHT 2008

Allerdings gibt das EEG 2012 dem Betreiber derzeit zusätzlich auch die gesetzliche Pflicht der Abwärmenutzung auf. Mindestens 60 % des erzeugten Stroms müssen ab dem zweiten Jahr in Kraft-Wärme-Kopplung erzeugt werden.

Bisher konzipierte Niedertemperatur-ORC-Prozesse sind durchweg mit Direktkondensatoren versehen, dies bedeutet dass die Wärme direkt an die Umgebungsluft abgegeben wird. Dadurch besteht keine Möglichkeit die Wärme an einen Kühlwasserkreis auszukoppeln und zur Wärmeversorgung zu nutzen. Somit sind diese Konzepte mit NT-ORC-Prozessen von einer EEG-Vergütung ausgeschlossen. Wird anstelle des Direktkondensators ein üblicher Kondensator installiert, so ist eine Auskopplung möglich. Allerdings ist zu beachten, dass zwischen der obersten und untersten Prozessstemperatur eine Temperaturdifferenz von  $>60\text{ °C}$  bestehen sollte, um einen Kreisprozess in dieser Leistungsklasse sinnvoll zu betreiben. Wird für den Niedertemperatur-Prozess eine maximale Verdampfungstemperatur von  $150\text{ °C}$  angenommen und eine Kondensations-temperatur von  $50\text{ °C}$ , so kann mit einem maximalen Bruttowirkungsgrade von 12 % gerechnet werden, bei kleinen Abwärmeleistungen ( $< 1\text{ MW}_{\text{th}}$ ) meist aber deutlich unter 10 %. Bei diesen Vorgaben wird zwar ein maximaler Kreisprozesswirkungsgrad erreicht, allerdings kann die Vorlauftemperatur  $45\text{ °C}$  nicht übersteigen. Deshalb scheidet diese Prozessvariante für die allermeisten Einsatzgebiete mit angeschlossener Wärmenutzung aus.

Würde für das beschriebene Biomassefeuerungskonzept (vgl. Abbildung 6) anstelle eines  $100\text{ kW}_{\text{el}}$  HT-ORC-Prozesses ( $3.281\text{ €/kW}_{\text{el}}$ , vgl. Tabelle 6) etwa ein  $50\text{ kW}_{\text{el}}$  NT-ORC-Prozesses installiert werden, so ist mit etwa 25 % höheren spezifischen Kosten zu rechnen. Daraus folgt, dass sich ein Konzept mit HT-ORC wirtschaftlich attraktiver ist als eines NT-ORC, weil beim NT-ORC den Stromertrag bei gleicher zugeführter Wärmemenge halbiert ist, der NT-ORC bei den Kosten aber nicht 50% sondern z.B. nur 25 % einspart und dem Anwender zusätzlich restriktive Einschränkungen bei der Wärmenutzung auferlegt.

Für NT-ORC-Prozesse werden als Arbeitsmittel n- und iso-Alkane sowie gängige Kältemittel (245 fa, etc.) verwendet.

### **Fazit**

NT-ORC-Prozesse erfüllen daher heute schon aus einer sehr prinzipiellen Sicht der Dinge weder versorgungstechnisch noch wirtschaftlich noch rechtlich die Anforderungen an KWK-Anlagen mit Biofestbrennstofffeuerung und können auch ohne deutsches EEG nur einen kleinen Ausschnitt möglicher Anwendungen und dies in aller Regel ohne Abwärmenutzung des ORC-Prozesses erschließen. Sie bleiben daher im Rahmen dieses Projektes außerhalb der weiteren konkreteren Betrachtung.



## 2.1.2 Ermittlung der prozess- und sicherheitstechnischen Anforderungen an die Einbindung eines Mini-ORC-Prozesses in Biomassefeuerungen

### Prozesskonzept

Die wesentlichen prozesstechnischen Komponenten für einen HT-ORC-Prozeß sind Dichtungen, Rohrleitungen, Wärmetauscher, Turbine, Pumpen. Alle weiteren prozeßberührenden Komponenten sollen für das ausgewählte Arbeitsmittel geeignet sein.

Die maximalen Betriebstemperaturen werden für die Hochdruckseite (Seite vor dem Turbineneintritt) mit 0/25 bar abs. und -10/300 °C festgelegt. Für die Niederdruckseite (Seite vom Turbinenausritt) wird eine Auslegung von 0/6,7 bar abs. und -10/150 °C favorisiert.

Nachfolgend werden die Hauptbestandteile des Kreisprozesses näher beschrieben. Darin wird auf Hauptanforderungen, innovative Ausführungen und Prozesskonzepte sowie den Aufbau der Bauteile näher eingegangen.

### Turbine

Die Turbine stellt das Herzstück der Energieumwandlung dar. Es gibt eine Vielzahl unterschiedlicher Turbinenkonzepte, unter anderem wird zwischen Gleichdruck- (Impuls) und Reaktionsturbinen unterschieden.

Ausgewählt wurde als geeignete Bauart eine einstufige Gleichdruckradial-Dampfturbine.

Gleichdruckturbinen können mit Teilbeaufschlagung betrieben werden, weil eine Expansion in den Laufschaufeln nicht stattfindet. Generell gilt, dass Gleichdruckturbinen ein größeres Enthalpiegefälle ausnutzen können, wodurch die Turbinen mit weniger Stufen auskommen. Sie können sehr gut in kleinen Leistungsbereichen eingesetzt werden, da bei ihnen im Gegensatz zu Reaktionsturbinen die Spaltverluste eine geringe Rolle spielen. Im Vergleich zu Wasser-Dampf-Prozessen weisen ORC-Prozesse geringere spezifische Enthalpiegefälle beim Entspannen auf und zeichnen sich durch eine einfache und zuverlässige Turbinenkonstruktion aus.

Die Dampfturbine wird für einen bestimmten Leistungsbereich ausgelegt. Die Leistung die zur Verfügung steht, erhält man aus der gegebenen Enthalpiedifferenz (Wärmegefälle) und dem Dampfdurchsatz (Massenstrom). Da bei der Energieumsetzung in der Turbine Verluste auftreten, sind diese zu berücksichtigen.

Die Turbinenwirkungsgrade hängen von der Ausgestaltung der Beschaufelung und Düsen ab. Für die Gleichdruckstufe wird die Schaufelgeometrie üblicher-

weise so gewählt, dass nur reine Umlenkung und gleichbleibender Querschnitt zwischen Ein- und Austritt besteht. Neben der Steigerung des Wirkungsgrades ist die Leistungskonzentration ein wichtiges Ziel bei der Auslegung der Turbomaschine. Die Erhöhung der Leistungskonzentration geht mit einer Anhebung der Umfangs- und Strömungsgeschwindigkeiten einher, sodass für die hier betrachtete Turbine die Schallgeschwindigkeit überschritten wird. Als Kennzahl wird hier die Mach-Zahl verwendet. Die Steigerung der Mach-Zahl hebt das Stufendruckverhältnis so, dass eine Verringerung der Stufenzahl bei gleichem Gesamtdruckverhältnis möglich ist. Um die erforderlichen Anströmgeschwindigkeiten der Laufschaufeln zu erreichen, müssen die Leitschaufeln als Lavaldüsen ausgeführt sein um das Arbeitsmittel auf Überschall zu beschleunigen [Liepmann, 2002].

Am Auslass der Turbine wird ein Diffusor verwendet der die restliche Strömungsenergie in Druckenergie wandelt. Der Diffusor bewirkt eine Druckabsenkung, wodurch sich der Wirkungsgrad der Anlage verbessert, da in der Turbine ein größeres Druckgefälle zur Verfügung steht.

### Wärmetauscher

In einem Wärmetauscher findet die Wärmeübertragung zwischen mindestens zwei Medien statt.

Im ersten Schritt ist die Bauart des Wärmeübertragers auszuwählen. Es gibt grundsätzlich zwei verschiedene Systeme am Markt, die für den Einsatz in ORC-Anlagen geeignet sind. Zum einen herkömmliche Rohrbündelwärmetauscher und zum anderen geschweißte Plattenwärmetauscher.

Die Vor- und Nachteile der unterschiedlichen Systeme sind in Tabelle 1 aufgeführt.

**Tabelle 1: Vor/Nachteile Platten/Rohrbündelwärmetauscher**

Plattenwärmetauscher	Rohrbündelwärmetauscher
+ hoher Wirkungsgrad bei der Wärmeübertragung	+ hohe Drücke
+ kompakte Bauweise	+ hohe Temperaturen
+ minimale Verschmutzungsneigung	+ keine Dichtungen
+ enge Temperaturannäherung	– hohe Verschmutzungsneigung
+ geringerer Preis	– große Abmessungen und hohes Gewicht
– geringe Drücke von 25 bis 100 bar	– schlechte Wärmeübertragung
– geringe Temperaturen max. 400 °C	
– Dichtungen	

Bei Fraunhofer UMSICHT wurden mit qualifizierten Apparaten beider Bauarten in ORC-Anlagen an Motoren differenzierte Erfahrungen gemacht. Einerseits sind Plattenwärmetauscher ungeschlagen in der Flexibilität der Dimensionierung der Wärmeübertragungsfläche und damit besonders geeignet für ein modulares Typenprogramm. Andererseits gibt es weltweit nur sehr wenige qualifizierte Hersteller für ausreichend druck- und temperaturfeste sowie vollverschweißte Plattenwärmeübertrager. Die Apparate sind in der Regel für Hochtemperatur-ORC-Anlagen eher teuer *oder* eher unzuverlässig. Rohrbündelwärmeübertrager können dahingegen durch geeignete Konstruktion in einem weiten Feld der Anwendung in ORC-Anlagen angepasst werden, bleiben aber relativ groß und schwer und weisen bei der Wärmeübertragung auch oft höhere Grädigkeiten als Plattenwärmetauscher auf. Der zulässige Druckverlust der Apparate muss immer berücksichtigt werden.

Für die unterschiedlichen Wärmeübertrager wie Regenerator, Kondensator und Verdampfer müssen unterschiedliche Wärmeübertragerkonzepte gewählt werden, da die physikalischen Vorgänge in den Wärmetauschern unterschiedlich sind. Im Verdampfer wird das Arbeitsmedium durch Wärmezufuhr verdampft, während das Heizmedium Wärme abgibt. Hier ist zu beachten, welcher Flüssigkeitszustand beim Eintritt vorliegt und welcher Dampfzustand beim Austritt erforderlich ist. Der Regenerator stellt einen Flüssigkeit-Dampf-Wärmeübertrager dar, in dem sensible Wärme der überhitzen, aber meist im Vakuumbereich vorliegenden Dampfphase auf die Flüssigkeit übertragen wird. Es findet keine Phasenänderung statt. Im Kondensator wird Dampf verflüssigt. Der Dampf muss vollständig kondensieren und es darf keine Gasphase aus dem Kondensator austreten.

### **Arbeitsmittelpumpe/Speisepumpe**

Bei der Arbeitsmittelpumpe kommen normalerweise ein- oder mehrstufige Kreiselpumpen zum Einsatz. Die Pumpengeometrie muss nicht spezifisch an jedes Arbeitsmittel angepasst werden, jedoch sind die Größe des Förderrades und die Anzahl der Förderstufen abhängig davon, wie groß die erforderliche Fördermenge und die zu überwindende prozessseitige Druckdifferenz zwischen Vakuumseite und Druckseite sind.

Es gibt eine Vielzahl von Pumpenherstellern, die verschiedene Baugrößen in ihrer Produktpalette anbieten, jedoch ist die erreichbare Förderhöhe der einstufig ausgelegten Pumpen begrenzt. Durch das Hintereinanderschalten mehrerer Pumpenstufen wird die Gesamtförderhöhe gleich der Summe der Einzelförderhöhen, und man kann dadurch auch hohe Drücke realisieren.

Der Antrieb der Arbeitsmittelpumpe erfolgt in Dampfkraftanlagen häufig direkt über die Turbine. Dieses Konzept ist allerdings für ORC-Anlagen weniger geeignet, da es nur aufwendig zu realisieren ist und eine regelungstechnisch oft

unerwünschte starre Kopplung zwischen Turbinenbetrieb und Pumpenbetrieb hergestellt würde. In der Regel wird daher ein Antrieb der sog. Speisepumpe über einen Elektromotor gewählt.

### **Sicherheitskonzept**

Das Hauptgefährdungspotenzial des ORC-Moduls im Betrieb liegt im Überdruck, der in Teilen der Anlage herrscht, sowie in der Brennbarkeit und möglichen Explosionsgefahr des Arbeitsmittels in Gegenwart von Luftsauerstoff.

Der Gefährdung durch den Überdruck wird durch Aufbau, Verschaltung, Konstruktion, Fertigung und Prüfung der ORC-Anlage nach der Druckgeräterichtlinie begegnet. Letztlich ist eine Konformität nach PED/DGRL 97/23/EG herzustellen (z. B. ausgelegt nach AD2000). Weiterhin sind in Bezug auf Arbeitsmittel und Explosionsschutz die DIN 4754, die BGR 104; ein Betrieb nach BGR 500, die VDI 3033 bzw. ihre Nachfolgenormen zu berücksichtigen.

Die Gefährdung durch Brand oder Explosion des Arbeitsmediums wird in zwei Bereichen betrachtet:

1. Innerhalb des Behälter- und Rohrleitungssystems der Anlage
2. Außerhalb des Behälter- und Rohrleitungssystems

Die Vermeidung einer Zündquelle als Maßnahme zur Verhinderung von Brand oder Explosion kann nicht für alle Bauteile realisiert werden. Innerhalb der Anlage sind durch rotierende Bauteile (z. B. Turbogenerator mit baubedingt großen Drehzahlen oberhalb 20.000 U/min) zu große Energiemengen gespeichert. Außerhalb der Anlage liegt die Temperatur des Rauchgases (Anschlussleitungen zum ORC-Modul) oberhalb der Selbstentzündungstemperatur des Arbeitsmediums.

Die wesentliche Maßnahme zur Vermeidung von Gefahren durch Brände/Explosion innerhalb der Anlage beruht deshalb darauf, den Gefahrenherd sicher nach außen abzukapseln. Dann erfolgt keine Gefährdung infolge eines Brandes oder infolge einer Explosion. Alle Komponenten (Behälter, Armaturen und Rohrleitungen) werden deshalb mindestens explosionsdruckstoßfest > 6,7 bar (rel.) ausgelegt. Als zusätzliche Maßnahme wird das Eindringen von Luftsauerstoff in die Anlage bzw. das Austreten von Arbeitsfluid aus dem ORC-Kreislauf nach außen durch auf Dauer technisch dichte Ausführung vermieden. Zusätzlich wird die Ansammlung von eingedrungenen kleinen Leckageluftmengen mit Bildung potenziell explosionsfähiger Gemische durch regelmäßiges Abpumpen eingedrungener Luft durch die Vakuumbhaltung des Prozesses verhindert. Einem Ansammeln explosionsfähiger Atmosphäre bei kleineren Leckagen sowie Bränden und Explosionen außerhalb der Anlage wird durch ausrei-

chende Belüftung, bevorzugt durch Außenaufstellung entgegengewirkt. Eine geeignete technische Ausführung aller Verbindungen und regelmäßige Kontrollen der Anlagen auf Leckagen sichern die Dichtheit ab, so dass die Anlage als auf Dauer technisch dicht betrachtet werden kann.

Die Hochdruckseite des ORC-Prozesses wird durch ein Sicherheitsventil abgesichert. Dies entlastet bei einem zu hohen Druck das Arbeitsmittel auf die Niederdruckseite des Prozesses. Passive Sicherheit wird hierbei durch ausreichend große stationäre Wärmekapazität des Vakuumteils zur Niederschlagung des eintretenden Dampfes gewährleistet. Eine Berstscheibe sichert zusätzlich den Vakuumteil des Prozesses.

Die Turbine wird auf Überdrehzahl und Schwingung überwacht. Ein Schnellverschlussventil riegelt bei Fehlern oder im Schwarzfall die Dampfzufuhr zur Turbine sofort ab.

Die Speisepumpe wird mit Magnetkupplung ausgeführt, der Turbogenerator mit hermetisch geschlossener Einheit Turbine-Rotor-Stator-Generator. Der ORC-Prozess kann damit komplett ohne rotierende Dichtflächen (z. B. Gleitringdichtungen) nach außen ausgeführt werden, womit wesentliche Störungs- und Unsicherheitsfaktoren ausgeräumt sind. Der Turbogenerator wird mit einem Notschmiersystem für den Schwarzfall ausgestattet.

Weiterhin wird eine Gefährdung von Personen durch den vollautomatischen Betrieb verhindert. In der Anlage ist kein Bedienpersonal notwendig. Die Bedienung beschränkt sich auf einen i. d. R. täglichen Kontrollgang von ca. 10 min sowie die Analyse von Fehlern. Die Wahrscheinlichkeit der Anwesenheit von Personen während einer Gefahr im Betrieb liegt bei  $< 1:100$ .

Der Betreiber muss mit sicherheitsrelevanten Maßnahmen an der Peripherie die Einhaltung der Abgastemperaturen an den Schnittstellen garantieren und bei Überschreitung der Grenzwerte (Abgasaustrittstemperaturen) die Wärmeaufnahme auf den ORC durch die Feuerung sicher wegschalten (Bypass).

Bei Wartung sind Schutzmaßnahmen erforderlich (Inertisierung, Lüftung, keine Zündquellen, Potenzialausgleich).

Elektrotechnisch muss der ORC-Prozess auf der Einspeisungsseite die EMV-Richtlinie 89/336/EWG und die Niederspannungsrichtlinie 73/23/EWG einhalten, was durch Auswahl eines entsprechenden Wechselrichters bzw. entsprechender Schutzelemente gelingt. Weiterhin ist netzbetreiberseitig die VDEW/BDEW Richtlinie für den Anschluss und Parallelbetrieb von Eigenerzeugungsanlagen am NS-Netz einzuhalten, was durch entsprechende Schutzorgane und Trennvorrichtungen gewährleistet wird.

### **Regelungstechnisches und steuerungstechnisches Detail-Konzept**

Das ORC-Modul soll vollautomatisch elektrische Energie in Abhängigkeit der zugeführten Wärmemenge erzeugen. Eine Bedienung und Überwachung durch Personal soll nicht erforderlich sein. Im automatischen Betrieb sowie zum automatischen An- oder Abfahren sollen sich keine Personen im Anlagenbereich aufhalten müssen. Bei Ausfall der Stromversorgung soll die Anlage in einen sicheren Zustand gehen. Es ist aber notwendig, die Anlage mindestens einmal täglich zu inspizieren, deren äußerlichen Zustand zu begutachten und zu dokumentieren sowie im Besonderen auf Leckagen oder ungewöhnliche Geräusche zu achten. Darüber soll sich die ORC-Anlage selbständig abschalten, wenn ungewöhnlich hohe Arbeitsmittelverluste erkannt werden.

### **Steuern und Regeln**

Die Steuerung des ORC- Moduls hat folgende Aufgaben zu gewährleisten:

- An- und Abfahren,
- Netzan- und -entkopplung des ORC-Moduls
- Lastabhängige Regelung des ORC-Moduls,
- Aufrechterhaltung des Unterdruckes des Kondensators,
- Abfahren der ORC-Anlage bei Auftreten von Fehlerfällen.

Der Betätigungskreis eines NOT-AUS-Tasters vor Ort muss zur sicherheitsgerichteten Abschaltung der ORC-Anlage führen. Dabei werden die Speisepumpe und der Turbogenerator abgeschaltet. Ansonsten wird die ORC-Anlage durch eine SPS zur Steuerung des Betriebs geordnet abgefahren.

Die Wegschaltung der Rauchgaswärme der Feuerung wird bei Ansprechen eines Sicherheitstempurbegrenzers STB im Rauchgasweg hinter dem Verdampfer ausgelöst. Hierzu werden sicherheitsgerichtete Abgasklappen eingesetzt. Diese Abgasklappen werden durch Federkraft entweder pneumatisch, hydraulisch oder elektrisch vorgespannt und lösen im Falle eines Netzausfalls oder einer Störung aus. Dabei werden zwei Klappen direkt vor und nach dem Verdampfer installiert, so dass der Rauchgasweg stromlos geschlossen gehalten wird. Das Rauchgas wird in dieser Zeit durch den Bypass geleitet, dieser öffnet im Falle eines Netzausfalls. Der Umschaltvorgang der Klappen erfolgt innerhalb 30 Sekunden. Liegt keine Störung und Netzausfall vor und die ORC Anlage soll geordnet abgefahren werden, so wird die Anlage automatisch von der SPS in einen sicheren Betriebszustand gebracht. Im Rahmen der Abfahrprozedur wird die Rauchgasbypassklappe geöffnet, dann die zwei anderen Rauchgasklappen geschlossen. Danach kühlt die ORC-Anlage bei laufendem Kühlkreislauf ab.

Befindet sich die ORC-Anlage im betriebsbereiten Zustand, werden nach dem Einschalten die Rauchgaswege zum Verdampfer geöffnet. Das Bypassventil der Turbine wird geöffnet, der Kühlwasserkreislauf aktiviert und die Speisepumpe

eingeschaltet.

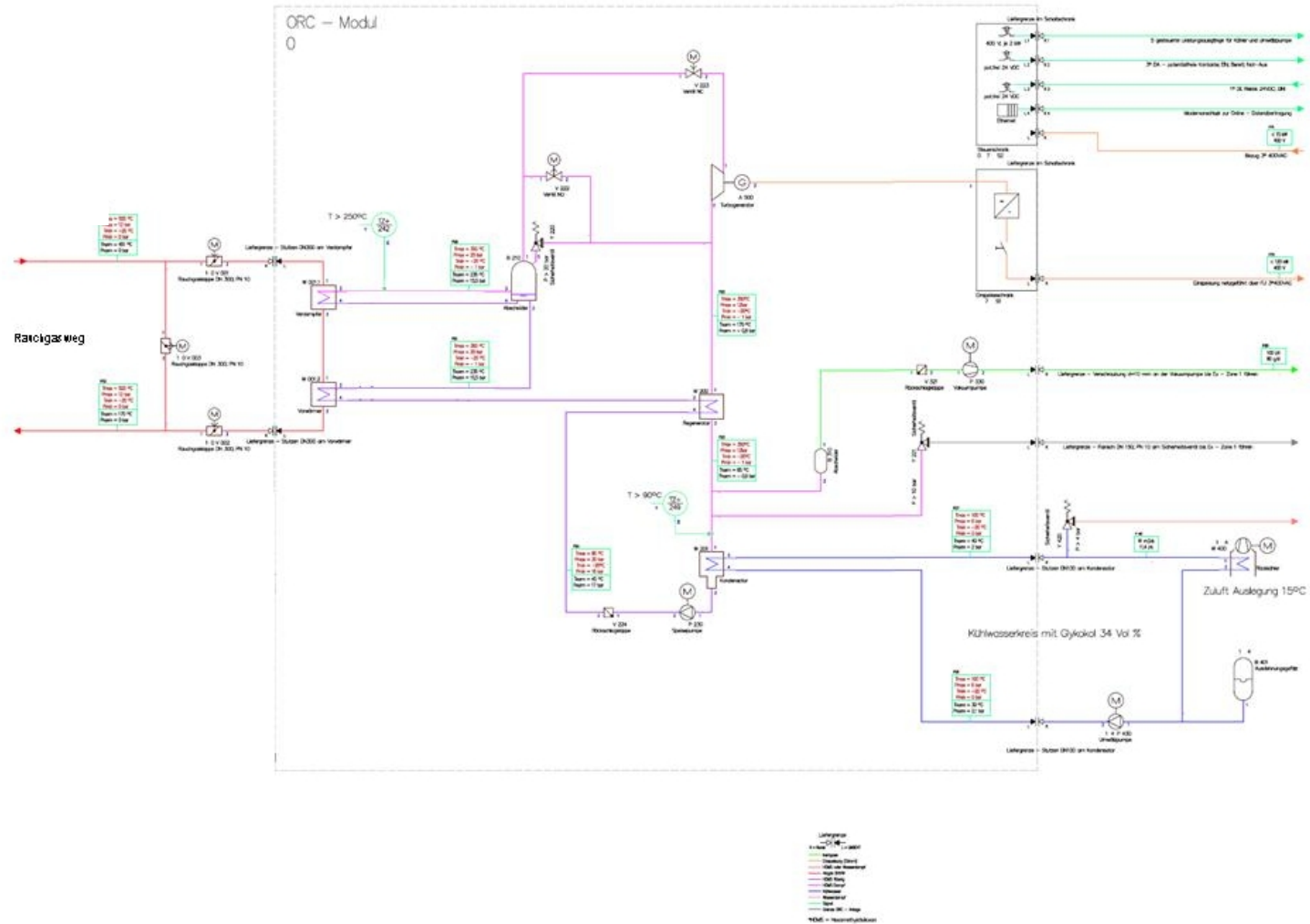
Das Arbeitsmittel im Verdampfer beginnt infolge von Wärmeübertragung aus dem heißen Rauchgas zu sieden. Über das geöffnete Bypassventil strömt der Arbeitsmitteldampf durch den Rekuperator und wird im Kondensator wieder verflüssigt. Das Kondensat läuft in das Sammelgefäß unten am Kondensator (den sogenannten Hotwell). In Abhängigkeit vom Füllstand am Hotwell wird die Drehzahl der Speisepumpe geregelt, das Kondensat auf Druck gebracht und wieder in den Verdampferkreislauf zurückgeführt.

Mit Erwärmung der Anlage steigt die Menge des umlaufenden Arbeitsmittels und der Druck im Verdampfer erhöht sich. Bei Überschreiten eines Mindestwertes öffnet das Schnellschlussventil zur Turbine und es schließt das Bypassventil der Turbine. Der Arbeitsmitteldampf strömt im Turbogenerator über die Turbinenschaufeln und beschleunigt den Turbogenerator auf Nenndrehzahl.

Mit Erhöhung der Drehzahl des Turbogenerators steigt die von ihm erzeugte Spannung. Überschreitet sie einen Schwellwert, beginnt der nachgeschaltete Wechselrichter elektrische Energie ins Netz zu speisen. Im Generator wird hierdurch ein Drehmoment entgegen der Drehrichtung der Turbine erzeugt. Entsprechend der durch den Turbogenerator strömenden Dampfmenge bildet sich ein Gleichgewicht zwischen zugeführter Strömungsenergie und abgeführter Elektroenergie. Dabei ist die abgegebene Generatorleistung etwa proportional zum zugeführten Zudampfmassenstrom.

Das ORC-Modul reguliert seinen Arbeitspunkt entsprechend der eingekoppelten Wärme durch die Drehzahl der Speisepumpe. Eine der verdampften Arbeitsfluidmenge entsprechende Menge an Kondensat wird durch die Speisepumpe wieder in den Druckteil der Anlage gefördert.

Abbildung 10:  
Ausgearbeitetes R+I  
Schema eines  
100 kW<sub>el</sub> ORC-  
Prozesses





Beim Abschalten der Feuerung sinkt die erzeugte Dampfmenge und die ins Netz eingespeiste Leistung verringert sich. Nach Unterschreiten einer elektrischen Mindestleistung wird die ORC-Anlage abgeschaltet. Hierzu wird die Wärmezufuhr durch Öffnung der Bypassklappe und Schließen der Rauchgasklappen unterbrochen. Nach Absinken der Einspeiseleistung des Wechselrichters auf Null wird das Schnellschlussventil vor der Turbine geschlossen und die Speisepumpe und der Kühlkreislauf abgeschaltet.

Bei Nennwärmezufuhr werden ca. 20 Minuten für einen Kaltstart bis zur vollen Leistungsabgabe des ORC-Moduls abgeschätzt. Beim Herunterfahren sind ca. 3 Minuten bis zum Stillstand der Turbine erforderlich. Durch geringes Volumen im Arbeitsmittelraum des Vorwärmers/Verdampfers sinkt der Druck nach Abschalten des Rauchgasstromes um etwa 2 bar pro Minute.

Bei Spannungsausfall oder Notabschaltung unterbricht das Zudampfventil zur Turbine durch Schnellschluss sofort den Dampfstrom zur Turbine. Angetrieben von dem im druckführenden Teil der Anlage vorhandenen Druckreservoir wird der Turbogenerator noch bis zum Stillstand geschmiert. Die Wärmezufuhr zur Anlage wird in beiden Fällen durch Umschalten der Rauchgasklappen über den im Rauchgasweg nach dem Verdampfer angeordneten STB unterbrochen.

Nach dem Besichtigen des Anlagenzustandes und dem Quittieren der Fehlermeldungen kann die Anlage dann durch den Bediener wieder in den betriebsbereiten Zustand versetzt werden.

### **Überwachen**

Bei Überschreiten des zulässigen Betriebsdruckes erfolgt eine Entlastung über Sicherheitsventile. Eine Überschreitung der zulässigen Betriebstemperatur wird von einem STB im Rauchgasstrom nach den Verdampfern detektiert. Sie wirkt direkt auf die Betätigung der Rauchgasklappen. Diese werden umgeschaltet, ohne dass in den ORC-Kreis eingegriffen werden muss. Da die Wärmequelle fehlt, fährt das ORC-Modul automatisch herunter und schaltet ab.

Zur Information der Betreiber, Bediener und des Wartungs- und Servicepersonals werden sämtliche Fehler- und Alarmmeldungen aufgezeichnet. Das Personal kann sich so bei Bedarf jederzeit einen Überblick über den Betriebszustand der ORC-Anlage verschaffen.

Alle Anlagenparameter werden protokolliert und wesentliche Parameter in einer Visualisierung am Steuerschrank fortlaufend angezeigt. In einer Statuszeile der Visualisierung werden zusätzlich Fehlermeldungen angezeigt.

Überschreitungen von Grenzwerten werden in der Steuerung ausgewertet und die Anlage entsprechend so gesteuert, dass die Grenzwerte nachfolgend wieder unter- bzw. überschritten werden. Bei Beeinträchtigung der Betriebssicherheit wird die Anlage vollautomatisch in einen sicheren Zustand gefahren.

Folgende Parameter werden (nicht sicherheitsgerichtet) durch die Steuerung überwacht:

- Temperatur und Druck im Abscheider (max.)
- Temperatur und Druck im Kondensator (max.)
- Kondensatstand vor Speisepumpe (min.)
- Temperaturen im Turbogenerator (max.)
- Temperatur und Druck Schmiermittelkreislauf Turbogenerator (max./min.)
- Drehzahl des Turbogenerators (mittels Frequenzüberwachung des Wicklungsstroms) (max.)
- Unwucht des Turbogenerators (mittels Schwinggeschwindigkeitssensor am Turbogenerator) (max.)
- Spannung, Strom und Leistung der erzeugten Elektroenergie (max./min.)
- Temperaturen im Kühlkreislauf (max.)
- Füllstand des Hotwells am Kondensator (min.)
- Motortemperatur der Speisepumpe (max.)
- Auslösung des Motorschutzes der Pumpen- und Ventilatoren-Antriebe

Das Sicherheitskonzept und regelungs- und steuerungstechnische Detail-Konzept wurde in einem Scoping-Termin mit dem TÜV Nord eingehend besprochen, diskutiert und stellenweise ergänzt. Es wurde letztlich vom TÜV Nord akzeptiert.

### 2.1.3 Untersuchung neuartiger organischer Arbeitsfluide

#### **Einfluss des Arbeitsmittels auf die Anlagenkomponenten**

Um einen hohen Wirkungsgrad und eine hohe Wirtschaftlichkeit einer ORC-Anlage zu erzielen, müssen die Anlagenkomponenten auf das organische Arbeitsmittel angepasst werden. Die Strömungsquerschnitte werden für Volllast ausgelegt.

#### **Arbeitsmittel**

Um alternative Arbeitsmittel zu finden, die für den Einsatz in dem gewünschten ORC-Prozess geeignet sind, waren umfassende Literaturrecherchen nötig. In einer Vielzahl von Abhandlungen die sich mit dem Thema ORC-Technik auseinandersetzen, waren Hinweise auf entsprechende Arbeitsmittel vorhanden [Schulitz, 1986], [Wagner, 2005], [Lai Na 2010]. Aus der Liste »Stoffwerte von sonstigen chemisch einheitlichen Flüssigkeiten und Gasen« aus dem VDI-Wärmeatlas konnten weitere Stoffe in die engere Auswahl mit einbezogen werden. Exotische Stoffe mit einzubeziehen machte praktisch keinen großen Sinn, da sie meist schwierig zu beschaffen und aufgrund ihrer seltenen Verwendung dann auch sehr teuer sind.

Die Wahl des Arbeitsmittels hat bei der Planung und Auslegung eines ORC-Prozesses eine besondere Bedeutung. Von dem Arbeitsmittel hängen die erreichbaren Wirkungsgrade und die Wirtschaftlichkeit der Anlage ab. An das Arbeitsmittel werden besondere Forderungen gestellt.

Chemische Eigenschaften:

- Es sollte schlecht brennbar sein
- Es sollte umweltverträglich sein
- Es darf keine krebserzeugenden, erbgutverändernden oder fortpflanzungsschädlichen Eigenschaften haben
- Es muss im gesamten Temperatur- und Druckbereich stabil sein
- Es muss mit gebräuchlichen Werkstoffen, Luft und Wasser verträglich sein

Physikalische Eigenschaften:

- Es muss bei Umgebungstemperatur in flüssiger Phase vorliegen
- Die kritische Temperatur muss über der höchsten Prozesstemperatur liegen
- Es darf nicht korrosiv auf die Konstruktionsmaterialien einwirken.
- Isentropenverlauf möglichst parallel zur Sättigungslinie
- Lage der Dampfdruckkurve so, dass bei Kondensation möglichst kein Unterdruck und bei Verdampfung kein zu hoher Druck entsteht

Wirtschaftliche Eigenschaften:

- Es sollte einen guten Wirkungsgrad liefern
- Es muss in großtechnischen Mengen zu einem wirtschaftlich sinnvollen Preis zur Verfügung stehen
- Es sollte eine hohe volumetrische Expansionsarbeit liefern.

Prozessspezifische Bedingungen:

- Geeignet für Hochtemperatur ORC
- Bei 45 °C bis 85 °C kondensierbar
- Temperaturbeständig bis 270°C
- Preis muss unter 10 €/kg liegen

Je höher die maximale Arbeitstemperatur des Rankine-Kreislaufs ist, umso schwieriger ist es, alle gestellten Anforderungen zu erfüllen [Corneille, 1979]. Dies betrifft insbesondere die im Kreislauf herrschenden Drücke sowie die thermische Stabilität. Leider kann die Forderung der schlechten Brennbarkeit und Umweltverträglichkeit kaum von organischen Arbeitsmitteln erfüllt werden.

In einer ersten Liste aufgeführt waren alle Stoffe die aus Recherchen hervorgehen und generell als tauglich anzusehen waren. Tabelle 2 zeigt hieraus eine Auswahl.

**Tabelle 2: Auswahl der näher betrachteten potenziellen Arbeitsfluide**

Stoff	Schmelz Temp. °C	Siede Temp. °C	kritische Temp. °C	kritischer Druck bar	Gefahrstoffbeurteilung*1	Preis *2 €/kg	Bemerkungen
1-Pentanol	-77,6	137,9	312,8	38,8	Xn	19,00	
1-Propanol	-127	97,2	263,5	51,8	F, Xi	1,27	Lösemittel in der Lackindustrie
2-Pentanol	-50	119-177	n.b.	n.b.	Xn	67,30	nicht großtechnisch verfügbar
Cyclohexan	6	81	280,2	40,7	F, Xn, N	0,98-1,30	Im Verzeichnis krebserzeugender, erbgutverändernder oder fortpflanzungsgefährdender Stoffe aufgeführt
Ethylbenzol	-95	136,2	343,8	36,1	F, Xn	2,50	
Ethylcyclopentan	-138,5	103,4	296,2	34	n.b.	----	Gleiche Molmasse wie Methylcyclohexan, etwas andere Molekül Struktur, In großen Mengen nicht verfügbar
Heptan Isomergemisch	-90,6	98,4	267	27,4	F, Xn, N	1,03 1,07	
Hexafluorbenzol	-54	80,3	243,5	32,7	F	>125	nur in kleinen Mengen verfügbar
Hexamethyldisiloxan HMDSO	-66	101	245,2	19,25	F, N	12,25	
iso-Butanol	-108	106-108	n.b.	n.b.	Xi	1,29	evtl. exotherme Reaktion mit Aluminium
iso-Oktan	-107	99	n.b.	n.b.	F, Xn, N	.10-20	
n-Butanol	-89	117,9	289,7	44,2	Xn	1,24	evtl. exotherme Reaktion mit Aluminium
n-Dekan	29,6	174,3	344,5	21,1	Xn	.10-20	zu niedriger Schmelzpunkt
n-Heptan 99,5%		98,4	267	27,4	F, Xn, N	5,50	
N-Oktan	-57	125,7	295,5	24,9	F, Xn, N	24/l	
Pentafluorbenzol	-42	117,5	230,6	25	F	>125	nur in kleinen Mengen verfügbar
Pentan	-129,7	36	196,4	33,8	F+, Xn, N	----	zu geringer Siedepunkt
Perfluordecalin	-10	141	n.b.	n.b.	n.b.	>125	nicht großtechnisch verfügbar

Stoff	Schmelz Temp. °C	Siede Temp. °C	kritische Temp. °C	kritischer Druck bar	Gefahrstoffbeurteilung*1	Preis *2 €/kg	Bemerkungen
Propylbenzol	-99	159	365	32	Xn, N	124,00	nicht großtechnisch verfügbar
R11, R12, R14, R115							FCKW's sind aufgrund ozonschädigender Wirkung nicht mehr zugelassen
Toluol	-95	110,7	318,2	41,1	F, Xn	---	möglicherweise fruchtschädigend für den Menschen
Trifluorethanol	-43,5	73,6	346,3	37,6	Xn	20,00	lt. SDB Thermische Zersetzung bei 315°C, zu teuer

\*1 aus dem Merck Katalog Ausgabe 2007 entnommen

n.b.= nicht bekannt

\*2 Kostenerhebung 2009

Abschließend wurden aus ursprünglich ca. 100 potenziellen Stoffen 5 Stoffe zur Durchführung experimenteller Untersuchungen vorausgewählt:

**Tabelle 3: Experimentell untersuchte potenzielle Arbeitsfluide.**

Arbeitsfluide
Ethylbenzol
n-Butanol
1-Propanol
Iso-Heptan
Hexamethyldisiloxan (HMDSO)

Hexamethyldisiloxan (HMDSO) und verwandte Silikonöle haben sich in verfügbaren kommerziellen ORC-Anlagen als Arbeitsfluid bewährt. HMDSO wurde daher als Referenz-Arbeitsfluid in die Untersuchung einbezogen.

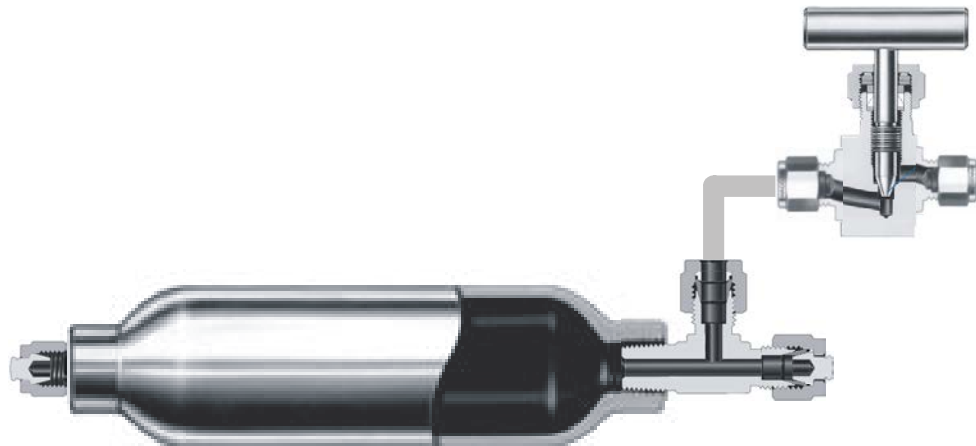
Es wurde für die ausgewählten Alternativstoffe eine Versuchseinrichtung zur Langzeit-Hochtemperatur-Exposition von Proben geplant, gebaut und getestet. Hierzu wurde eine Versuchsplanung erstellt sowie das Programm der begleitenden Folgeuntersuchungen zur Bestimmung von Langzeitthermostabilität und Alterungsverhalten festgelegt. Die hierbei in langwierigen Versuchen ermittelten Abbauraten sollten aber lediglich als Anhaltspunkt gewertet werden, da sie sich allein durch die erfolgten Doppelbestimmungen noch nicht statistisch korrekt belegen lassen.

Da bei dem ORC-Prozess obere Prozesstemperaturen von ca. 240 °C und Filmtemperaturen von 260 °C auftreten, wird die Prüftemperatur für alle Versuche auf 270 °C festgelegt.

Um die Arbeitsstoffe gefahrlos heiß lagern zu können muss ein geeignetes Probegefäß benutzt werden. Das Probegefäß muss druck- und temperaturbeständig sein.

Bei der Firma Swagelok wurden sechs Probengefäße zur Lagerung der brennbaren Stoffproben bei hohen Temperaturen und Drücken beschafft. Der zulässige Betriebsbereich der Probengefäße liegt bei einer Temperatur von 20 °C bei 345 bar, bei einer Temperatur von 260 °C bei 210 bar und bei einer Temperatur von 315 °C bei 201 bar. Das eingeschlossene Innenvolumen beträgt ca. 300 ml. Die Probengefäße werden von Swagelok mit dem 1,7 fachen Arbeitsdruck geprüft. Die Einschraubverbindungen werden mit keramischem PTFE-Band (Einsatzbereich bis 1300 °C) abgedichtet. Die Schneidringverbindungen sind bis 345 bar zugelassen.

Abbildung 11:  
Probegefäß von  
Swagelok



Die angeschraubten Regulierventile dichten bis 290 °C sicher ab. Diese dienen dazu eventuell entstandene Gasphasen kontrolliert entspannen zu können.

Die Temperatureinwirkung stellt eine Energieerhöhung (innere Energie) der Moleküle in Form von Schwingungsenergie dar. Je nach Bindungsform der Moleküle und nach Temperaturhöhe ergibt sich eine zeit- und temperaturabhängige Veränderung des Arbeitsmittels [Wagner, 2005].

Durch die thermische Belastung können länger-kettige Kohlenwasserstoffe ge-crackt werden. Dies bewirkt eine Kettenverkürzung und damit kleinere Moleküle. Die Kohlenwasserstoffe können bis zum reinen Kohlenstoff, der als Ruß ausfällt, zersetzt werden. Vorzugsweise werden jedoch kurz-kettige und gasförmige Moleküle abgespalten wie Methan oder Wasserstoff.

Die Überprüfung der Thermostabilität erfolgt in Anlehnung an DIN 51528, in der Wärmeträgermedien auf ihre Thermostabilität untersucht werden. Zur Beurteilung der Thermostabilität sind die Massenanteile an Hoch und Niedrigsiedern zusammen mit den gasförmigen und unverdampfbaren Zersetzungsprodukten des wärmebeanspruchten Arbeitsstoffes in ihrer Gesamtheit als Zersetzungsgrad zu erfassen. Um eine sichere Aussage der Temperaturbeständigkeit zu erlangen werden nach der Prüftemperatur von 270 °C eine Prüfdauer von 420 h festgelegt. Die wärmebehandelten Stoffe werden nach dem Erfassen der gasförmigen Zersetzungsprodukte weiter gaschromatographisch untersucht. Es werden Viskosität und Neutralisationszahl bestimmt, sofern bei der Gaschromatographie eine Veränderung der Stoffeigenschaften beobachtet wird. Es werden jeweils ca. 30g des zu prüfenden Stoffes in das Probegefäß gefüllt, anschließend wird das Probegefäß inertisiert um den Sauerstoff daraus zu entfernen und dann verschlossen.

Die Prüfgefäße werden im Temperiergerät von Raumtemperatur auf die Prüftemperatur aufgeheizt. Sie müssen während der Versuchszeit sicher auf der Prüftemperatur gehalten werden. Am Ende der Versuchszeit werden die Probegefäße vorsichtig entspannt. Von der eventuell vorhandenen Gasphase wird eine Probe genommen. Die zurückbleibende flüssige Phase wird in ein Probegefäß gegeben und weiter untersucht.

Die Alterung der Stoffe konnte vor allem anhand von GC-FID-Untersuchungen (Gaschromatographie-Flammenionisationsdetektor) charakterisiert werden. GC-MS (Gaschromatographie mit Massenspektrometrie-Kopplung) war demgegenüber unspezifisch. Außerdem konnte die Feststellung der Neutralisationszahl nützliche Hinweise liefern. Die Veränderung der chemischen Zusammensetzung eines Arbeitsmittels brachte generell nur eine geringe Veränderung der Viskosität mit sich, die im vorhandenen Rotationsviskosimeter nicht gemessen werden konnte, da die Viskositäten am unteren Ende des Messbereiches lagen.

Aufgrund der Tatsache, dass bisher keine veröffentlichten Untersuchungen mit HMDSO bezüglich des Alterungsverhaltens gemacht wurden, waren die Versuchsergebnisse mit HMDSO nicht nur als Vergleichswerte interessant. Bei den Untersuchungen wurde beim HMDSO zunächst auf Labor-Langzeitversuche verzichtet, da die Möglichkeit bestand, aus einer real mit HMDSO betriebenen ORC-Anlage eine Probe 1.500 Stunden nach Einfüllung und Betrieb bei Anlagenbelastung zu erhalten. Die Probe wurde nach dem Rekuperator entnommen. Bei der Analyse zeigten sich aber keinerlei Abbauprodukte, die Reinheit war sogar besser als die der Ausgangssubstanz. Daraus lässt sich schließen, dass die Probenahme nach dem Rekuperator suboptimal war. Eventuelle Abbauprodukte sammeln sich anscheinend im Verdampfersumpf oder werden durch die Vakuumpumpe ausgezogen. Bei den Alterungsversuchen, konnte optisch keine Veränderungen der Proben festgestellt werden. Im GC zeigt sich bei Einfluss von Sauerstoff eine deutliche Veränderung. Die 0,5 % Abbauraten

$t_{(0,5\%Anl)}$  beträgt lediglich 5 Tage. Es konnte auch die katalytische Wirkung von Kupfer, Eisen und Aluminium nachgewiesen werden. Die 0,5% Rate liegt um ca. 50 Tage. Die Neutralisationszahl hatte sich nach den Versuchen nicht verändert. Bei der Viskosität konnte auch keine Veränderung festgestellt werden. HMDSO hat im Vergleich zu den anderen Stoffen die höchste Verweilzeit im heißen Bereich der ORC-Anlage, da es aufgrund der niedrigen Verdampfungsenthalpiendifferenz die höchste Umlaufrate aufweist. Die identifizierten Abbauprodukte Hexamethylcyclotrisiloxan und Trimethylpropoxysilan sind von ihrer Gefahrstoffbeurteilung genauso zu bewerten wie die Ausgangssubstanz HMDSO. Sie können als nicht toxisch eingestuft werden.

Alkohole als Arbeitsmittel in einem Hochtemperatur-ORC-Prozess erwiesen sich als ungeeignet. Die zwei untersuchten Alkohole n-Butanol und 1-Propanol zeigen bei allen untersuchten Formen thermischer Belastung eindeutig starke Abbaureaktionen. Besonders zu erwähnen ist, dass Alkohole mit Aluminium reagieren und die bei den Versuchen beigefügten Aluminiumdraht-Proben vollständig aufgelöst haben. Beide untersuchten Alkohole weisen unter Bedingungen des realen ORC-Prozesses eine Halbwertszeit von unter einem Jahr auf und sollten daher nicht als Arbeitsmittel eingesetzt werden.

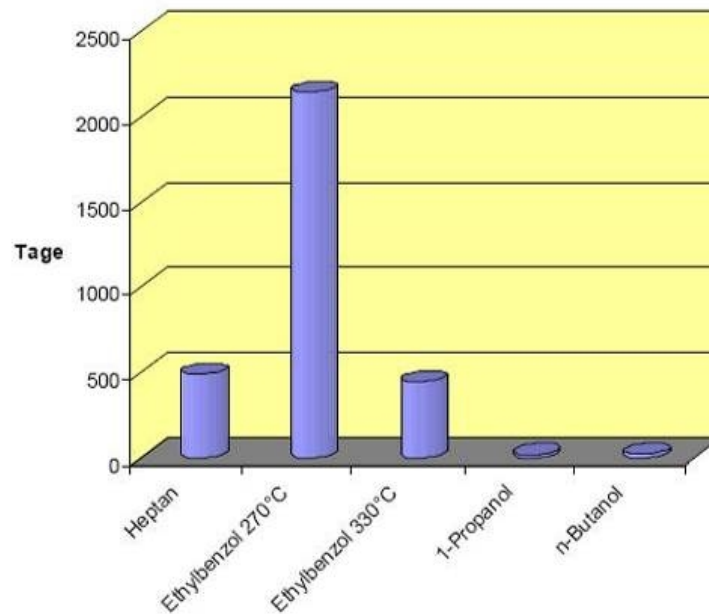
Das Isomerengemisch Heptan erwies sich ebenso als ungeeignet. Die Abbauraten sind zwar bei allen Untersuchungen deutlich geringer als bei HMDSO als Vergleichssubstanz, jedoch ist eine starke Bildung von Karbonsäuren bei Sauerstoffexposition festzustellen. Sauerstoffeintritt in den realen Prozess kann nicht bei allen Betriebs- und Störfällen ausgeschlossen werden (Leckagen, Wartung, etc.). Durch die starke Säurebildung könnten dann die in der ORC-Anlage verwendeten Konstruktionswerkstoffe korrosiv angegriffen werden.

Ethylbenzol hat sich bei einer Versuchstemperatur von 270 °C als geeignetes Arbeitsmittel erwiesen. Die 0,5 % Abbauraten bei Anlagenbelastung im Langzeitversuch ist mit ca. 2.100 Tagen als geeignet einzustufen (siehe Abbildung 12). Ethylbenzol hat bei katalytischem Einfluss ähnliche Abbauraten wie HMDSO. Der Stoff ist mit 2,50 €/kg auch deutlich günstiger als Hexamethyldisiloxan. Bei Einfluss von Sauerstoff erhöht sich die Säurezahl nur unerheblich. Mit Ethylbenzol sind wie sich bei Prozesssimulationen zeigte bessere Prozesswirkungsgrade zu erzielen als mit HMDSO. Die später ermittelte optimale Prozessstemperatur lag bei Ethylbenzol mit 330 °C allerdings deutlich über der Prüftemperatur von 270 °C. Mit Anwendung der Van't Hoff'schen RGT-Regel wurden daher die Abbauraten bei 330 °C abgeschätzt. Die erhöhte Temperatur hat dann eine 4-mal schnellere Alterung zur Folge. Aus diesem Grund kann ein Einsatz bei 330 °C nicht empfohlen werden.

Bei allen Versuchen hat sich gezeigt, dass Sauerstoff mit Abstand den größten Einfluss auf die Alterung eines Stoffes hat. Bei Betrieb einer ORC-Anlage sollte daher unbedingt ein Eindringen von Sauerstoff in den Kreislauf weitgehend vermieden werden.



Abbildung 12:  
 Thermostabilität potenzieller Arbeitsfluide bei 270 °C



#### 2.1.4 Entwicklung eines stationären Kreislaufrechenmodelles zur Simulation und Optimierung des ORC-Prozesses

Zur Bearbeitung des Projektes ist ein vereinfachtes Verfahrensfliessbild eines Hochtemperatur-ORC-Prozesses (Abbildung 13) erstellt worden, um die einzelnen Bauteile und Komponenten zuordnen zu können. Dieses Bild hilft zudem für das Verständnis der thermodynamischen Auslegung.

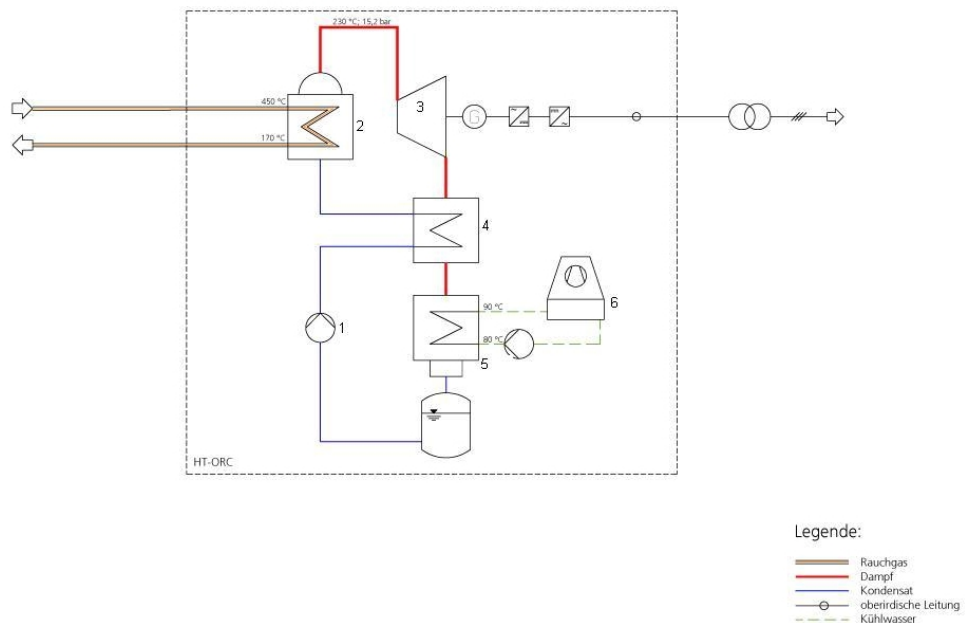
Bei der prozess- und sicherheitstechnischen Planung sind verschiedene grundlegende Ansätze für den Bau einer ORC-Anlage überdacht und überprüft worden. Dabei wurden verschiedene Themenschwerpunkte, wie Pumpe (1), Turbine (3), potenzielle Arbeitsfluide, Direktverdampfer (2), Rekuperator (4), Kondensator (5) näher behandelt und die Integration in die bestehende Infrastruktur, usw., wiederholt detailliert diskutiert und bewertet.

Es ergaben sich daraus folgende strategische Ansätze:

- Auswahl einer Speisepumpe mit Magnetkupplung als wartungsarme und betriebssichere Variante.
- Ein Turbogenerator mit Turbine ist alternativen Ausführungen mit Kolben-, Scroll- und Schraubenexpansionsmaschinen vorzuziehen.

- Als potenzielles Arbeitsfluid wurde Ethylbenzol ausgewählt und im Labor näher auf die Eignung als Arbeitsfluid für ORC-Anlagen qualifiziert.
- Eine Direktverdampfung ist technisch machbar und aufgrund der geringeren Investitions- und Betriebskosten und dem reduzierten Gefahrenpotenzial einer Beheizung mit einem Thermoölkreislauf vorzuziehen.
- Rekuperator und Kondensator des HT-ORC-Prozesses werden in einem gemeinsamen Mantel montiert.
- Die Abwärme aus dem Kondensator wird über Luftkühler/Notkühler (6) an die Umgebung abgegeben, falls kein Wärmebedarf besteht.

Abbildung 13:  
Vereinfachtes Verfahrensfliessbild eines Hochtemperaturprozesses

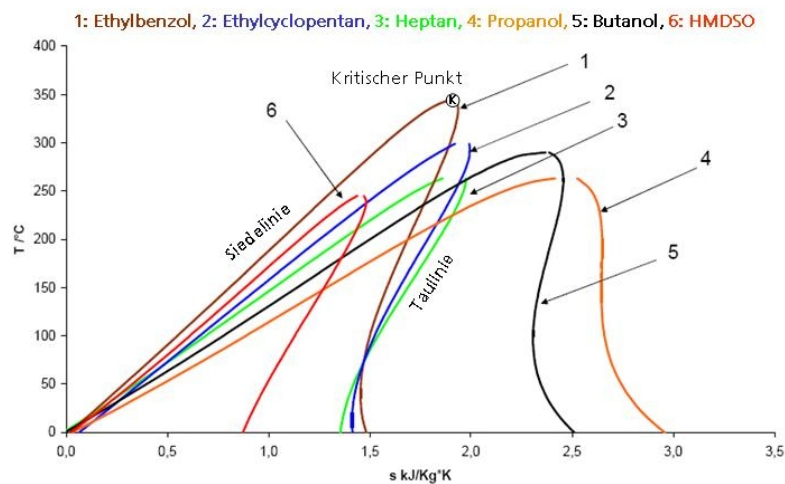


Die Stoffdaten werden mithilfe von FluidProp berechnet und der Kreisprozess durch ein eigens entwickeltes Programm simuliert. In der Abbildung sind die verschiedenen mit Hilfe des Modells betrachteten Positionen Wärmeübertrager, Pumpe und Turbine abgebildet. Als Randbedingung wurde für die Turbine ein isentroper Wirkungsgrad von 70 % angesetzt. Die Effizienz des Rekuperators wurde idealisiert mit 80 % angenommen.

Im Temperatur-Entropie (T-s) Diagramm (Abbildung 14) sind exemplarisch die unterschiedlichen thermodynamischen Eigenschaften der Fluide verdeutlicht. Aus diesem Diagramm ist ersichtlich, dass die Taulinie des Propanols (4) isentrop verläuft und somit kein Rekuperator nötig wäre. Oft wird bei Rankine-Prozessen für eine erste Berechnung ein T-s Diagramm verwendet, dadurch

können bereits erste Aussagen über den Bedarf eines Rekuperators getroffen werden.

Abbildung 14:  
 Vergleich potenzieller  
 Arbeitsfluide im T-s  
 Diagramm



Im Nachfolgenden soll geprüft werden welche der drei Arbeitsmittel (Hexametyldisiloxan, Ethylbenzol und n-Heptan) sich thermodynamisch für einen Kreisprozess am besten eignen.

Für die Berechnung des Kreisprozesses sind verschiedene Vorgaben nötig. So wird die Rauchgaseintrittstemperatur mit 500 °C angesetzt, damit ein erheblicher Anteil des Rauchgasstromes rezirkuliert. Vorberechnungen haben gezeigt, dass eine Wärmeleistung von etwa 600 kW<sub>th</sub> erforderlich ist um eine elektrische Leistung von ca. 100 kW<sub>el</sub> zu erhalten. Um die einzelnen Arbeitsstoffe miteinander vergleichen zu können wird eine einheitliche Verdampfungstemperatur von 240 °C festgelegt. Da der Augenmerk auf unterkritische Prozesse gelegt wird, ist kaum eine Steigerung dieser Temperatur möglich. Ausschlaggebend für diesen Wert ist der kritische Punkt von HMDSO der bereits bei T<sub>krit</sub> = 245,55 °C liegt. Bei Ethylbenzol (T<sub>krit</sub> = 344 °C) und n-Heptan (T<sub>krit</sub> = 267,05 °C) ist eine höhere Frischdampf Temperatur möglich. Des Weiteren wird der Kreisprozess als Satttdampfprozess ausgelegt, somit wird eine Dampfüberhitzung von 0 °K gewählt. Die Kondensationstemperatur wird bei 85 °C festgelegt, die Druckverluste auf der Arbeitsmittelseite im Verdampfer bei 200 mbar und auf der Niederdruckseite im Rekuperator bei 50 mbar. Die angenommenen isentropen Wirkungsgrade liegen für die Pumpe bei 65 % und für die Turbine bei 70 %. Bei der Turbine ist mit Generatorverlusten von 3 % und Trafoverlusten von 2 % zu rechnen.

**Tabelle 4: Randbedingungen für den Kreisprozess im Überblick**

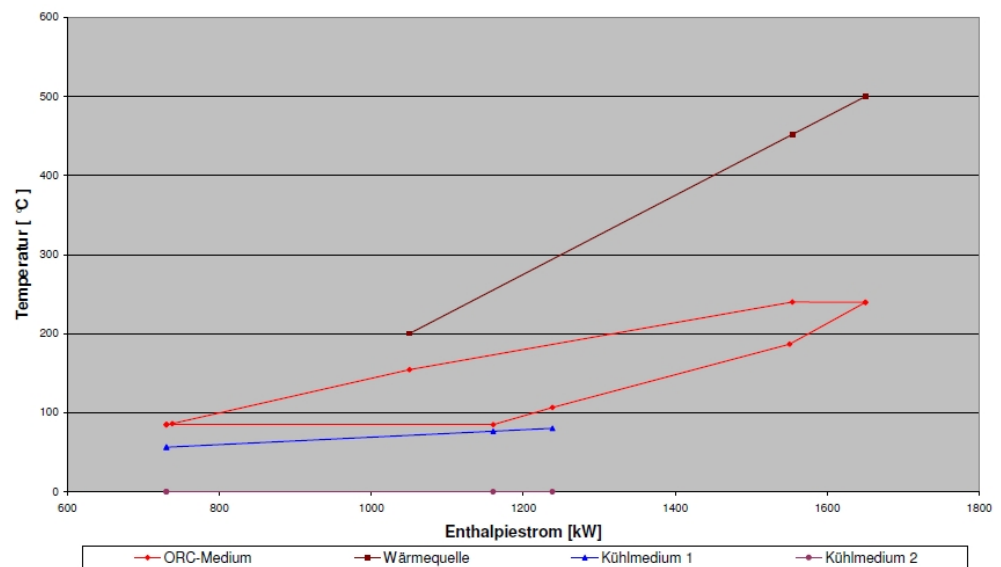
Eingabeparameter	Wert	Einheit
Medium Wärmequelle	Rauchgas	
Eintrittstemperatur	500	°C
Austrittstemperatur	200	°C
Wärmeleistung	600	kW
Verdampfungstemperatur	240,00	°C
Überhitzung	0	K
Kondensationstemperatur	85	°C
Unterkühlung	0	K
Druckverlust Verdampfer (gesamt)	200	mbar
Druckverlust Rekuperator Niederdruckseite	50	mbar
Druckverlust Rekuperator Hochdruckseite	20	mbar
Druckverlust Kodensator kühlwasserseitig (gesamt)	200	mbar
Isentroper Wirkungsgrad Turbine	70	%
Isentroper Wirkungsgrad Pumpe	65	%
Generatorwirkungsgrad	97	%
Wirkungsgrad Blocktrafo	98	%
Enthitzungsgrad interner WÜ	80	%
Sonstiger Eigenbedarf außerhalb der Bilanzgrenze (Lüfter)	2	kW
Kühlmedium 1	Wasser	
Vorlauftemperatur	56,4	°C
Rücklauftemperatur	80,2	°C

Um Kreisprozesse auszulegen und für deren Optimierung werden verschiedene Diagramme genutzt. Hilfreich ist hier eine Temperatur – Enthalpiestrom - Darstellung. Daraus lassen sich unter anderem die zu- und abgeführten Wärmeströme als auch die Turbinen- und Pumpleistung ablesen. Ebenso kann aus den Diagrammen der Pinch-Point (Grädigkeit) ermittelt werden.

Die Ergebnisse der Simulation zeigen, dass die favorisierten Kreisprozesse keine Pinch-Point (PP) - Überschneidungen aufzeigen und folglich realisiert werden können. Bei HMDSO liegen die PP zwischen Wärmequelle und Arbeitsmittel bei 45,52 °C und zwischen Arbeitsmittel und Kondensat bei 8,45 °C. Aus dem Diagramm kann ebenso die zu übertragende Wärmeleistung des Rekuperators ermittelt werden. Diese wird laut Simulation mit 311,99 kW angegeben und nimmt dadurch den größten Wert unter den drei verglichenen Arbeitsmedien ein. Meist kann eine hohe rekuperierte Wärmeleistung mit hohen Bauteilkosten für den Rekuperator gleichgesetzt werden. Dies gilt es in zukünftigen Arbeiten näher zu untersuchen.

Für den betrachteten Auslegungsfall wird ein Nettowirkungsgrad von 14,55 % berechnet was einer elektrischen Nettoleistung -87,32 kW entspricht.

Abbildung 15: Kreisprozesssimulation für das Arbeitsmittel HMDSO



Bei dem Arbeitsmittelvergleich ergibt sich die höchste elektrische Leistung bei Ethylbenzol mit -100,70 kW und 16,78 % Nettowirkungsgrad. Die Pumpleistung ist dabei am geringsten mit 2,09 kW. Die Ursache liegt zum Einen an dem geringen Frischdampfdruck und zum Anderen an dem geringen Arbeitsmittelvolumenstrom.

n-Heptan weist mit 15,75 % einen geringeren Nettowirkungsgrad als Ethylbenzol auf und eine elektrische Nettoleistung von -94,50 kW. Die dabei bereits abgezogene Speisepumpenleistung beträgt 6,03 kW.

Abbildung 16: Kreisprozesssimulation für das Arbeitsmittel **Ethylbenzol**

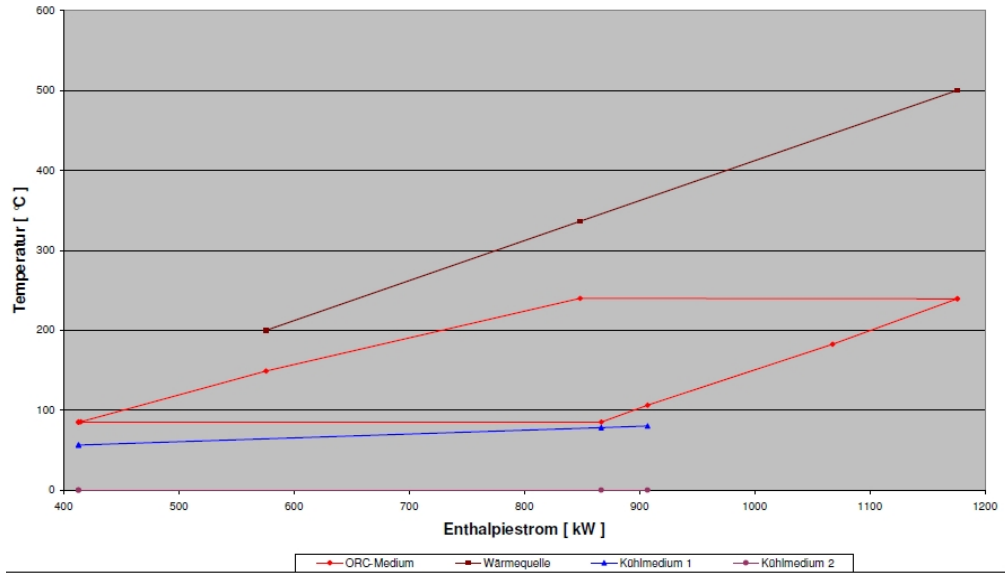
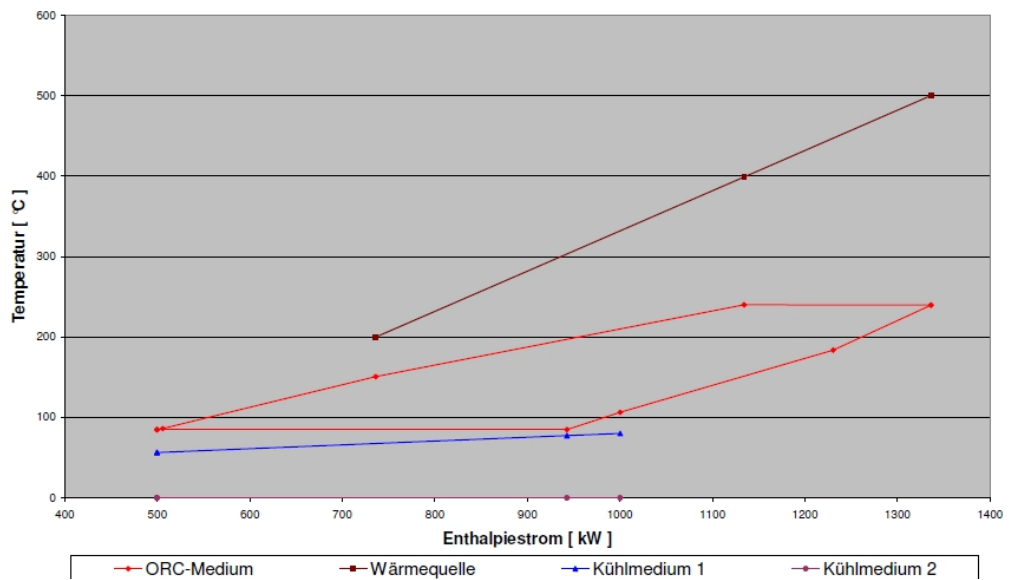


Abbildung 17: Kreisprozesssimulation für das Arbeitsmittel **n-Heptan**



**Tabelle 5: Überblick der Kreisprozess-Simulationsergebnisse**

Simulationsergebnisse	HMDSO	Ethylbenzol	n-Heptan	Einheit
Frischdampf Temperatur	239,58	239,23	239,60	°C
Frischdampfdruck	17,62	8,66	18,58	bar
PP Wärmequelle - ORC-Medium	45,52	51,05	49,18	K
PP ORC-Medium - Kühlmedium 1	13,84	12,03	12,88	K
PP Kühlmedium 1 - Kühlmedium 2	50,00	50,00	50,00	K
Massestrom Wärmequelle	1,74	1,74	1,74	kg/s
Massestrom ORC-Medium	2,14	1,26	1,36	kg/s
Massestrom Kühlmedium 1	4,85	4,72	4,78	kg/s
Massestrom Kühlmedium 2	0,00	0,00	0,00	kg/s
zugeführte Wärme	600,00	600,00	600,00	kW
abgeführte Wärme	-507,91	-494,01	-500,40	kW
im Rekuperator übertragene Wärme	311,99	160,73	230,25	kW
Leistung Turbinenwelle	-99,80	-108,08	-105,63	kW
Nettoleistung (el.)	-87,32	-100,70	-94,50	kW
Leistung Speisepumpe	7,71	2,09	6,03	kW
Anteil Speisepumpe von erzeugter el. Leistung	7,96	1,99	5,89	%
thermischer Kreisprozesswirkungsgrad	15,35	17,67	16,60	%
elektrischer Wirkungsgrad (Brutto)	16,13	17,47	17,08	%
elektrischer Wirkungsgrad (Netto)	14,55	16,78	15,75	%

Mit dem Arbeitsmedium Ethylbenzol wird in der Erwartung bei Berücksichtigung realistischer Randbedingungen ein Bruttowirkungsgrad von 17,47 % erreicht. Vergleichsprozesse mit den Medien HMDSO bzw. n-Heptan liegen deutlich darunter.

### 2.1.5 Analyse der Eignung fortschrittlicher Turbogeneratoren

Die meisten Dampfturbinen sind heutzutage mit einem Getriebe starr verbunden, bzw. drehen mit Netzfrequenz. Bei Turbinen im Megawattbereich sind die spezifischen Kosten für ein Getriebe relativ gering. Im Leistungsbereich < 1 MW<sub>el</sub> könnten Turbogeneratoren eine Alternative zu herkömmlichen Systemen darstellen.

Unter dem Begriff Turbogenerator versteht man eine gekoppelte Maschine, die aus einer Turbine und einem Generator besteht. Dabei werden die Turbinenschaufeln direkt auf der Welle des Generatorläufers angebracht.

Die Vorteile solcher Systeme sind:

- geringere Investitionskosten aufgrund des eingesparten Getriebes
- drehzahlvariable Turbogeneratoren können die höchsten Wirkungsgrade bei unterschiedlichen Lasten realisieren
- geringes Bauvolumen durch hohe Drehzahlen
- Wegfall von mindestens vier zusätzlichen Lagerböcken
- Wegfall eines Getriebes und Vermeidung von Getriebeverlusten
- Verwendung von verschleißfreien Gleitlagern
- Vermeidung von drehenden und bewegten Dichtflächen zur Umgebung
- Fundamente sind nicht notwendig
- große Wartungsintervalle und sehr geringe Wartungskosten

Die Nachteile können wie folgt zusammengefasst werden:

- Investitionskosten für einen Frequenzumrichter
- Umwandlungsverluste des Frequenzumrichters
- nur wenige Firmen verfügen über Auslegungs- und Fertigungs-Know-how eines Turbogenerators

Bei der Entscheidungsfindung für einen geeigneten Turbogenerator ist im Hinblick auf das Anwendungsumfeld ein einfaches und robustes Lager- und Schmiersystem für die Lager vorzuziehen. Idealerweise kann als Schmiermittel das Arbeitsfluid selbst verwendet werden. Dadurch lassen sich Verunreinigungen des Arbeitsfluidkreises vermeiden und ein teurer separater Schmierölkreis und eine Schmierölaufbereitung entfallen. Weiterhin muss das Lager-/Schmiersystem notfallbetriebsfähig bei Schwarzfall/Netzausfall und Notabschaltungen der Anlage sein.

### **2.1.6 Wärmeübertrager**

Eine Hochtemperatur-ORC-Anlage enthält drei wesentliche Wärmeübertrager:

- Verdampfer
- Rekuperator
- Kondensator



Die genannten Wärmetauscher sind wie in Abbildung 13 im Kreisprozess angeordnet. Die Spezifikation der Wärmeübertrager ergibt sich aus dem stationären Kreislaufrechenmodell. Darin werden die verfahrenstechnischen Randbedingungen vorgegeben, wie Druck, Temperatur, Druckdifferenz, etc. Die verfahrenstechnische/wärmetechnische Auslegung erfolgt nach VDI-Wärmeatlas. Da es sich bei diesen Apparaten um Druckgeräte handelt ist eine Festigkeitsberechnung nach dem Regelwerk AD 2000 durchzuführen, zudem sind die Apparate nach der europäischen Druckgeräterichtlinie 97/23/EG zu berechnen und zu fertigen.

Während des Projektes erfolgten eine verfahrenstechnische Auslegung, eine Festigkeitsauslegung und eine konstruktive Auslegung für alle Wärmeübertrager. Im Folgenden wird die Herangehensweise für die Auswahl eines geeigneten Wärmeübertragers genauer erläutert.

### **Verdampfer**

Die Bauweise eines Verdampfers stellt eine konstruktive als auch verfahrenstechnische Herausforderung dar. Zum einen soll möglichst wenig Arbeitsfluid im Verdampfer gelagert werden (< 400 l), um ein geringes Gefährdungspotenzial (Brand-, Gewässer-, Explosionsschutz) sicherzustellen. Zum anderen wird nach einer einfachen Lösung gesucht, um Verschmutzungen durch das Rauchgas möglichst schnell und einfach zu beseitigen.

Generell besteht dabei die Möglichkeit, das Rauchgas sowohl rohreseitig als auch mantelseitig zu führen. Nachteil bei der rohreseitigen Führung ist, dass im Mantel sehr große Fluidmengen vorhanden sind. Damit lässt sich die Mengengrenze nicht einhalten. Des Weiteren bereitet auch die Sicherheitstechnik bei mantelseitiger Verdampfung Probleme, da die bei Wasser eingesetzten Füllstandsanzeigen und Sensoren nicht verwendet werden können, da die organischen Fluide nahkritisch verdampft werden. Hauptproblem dabei ist, dass die Unterschiede in der Dichte von Flüssigkeit und Dampf bei nahkritischen Zuständen relativ gering sind und der Aggregatzustand nicht zuverlässig messtechnisch erfasst werden kann. Falls es dann zu einer Unterschreitung des Mindestfüllstandes im Mantel kommt, der eine vollständige Flutung aller Rohrreihen sicherstellt, könnten die obersten Rohrreihen des Verdampfers trocken fallen und sich stärker erwärmen als die darunterliegenden und infolgedessen könnte es hier zu Rohrbrüchen infolge stark unterschiedlicher thermischer Ausdehnung der gefluteten und nichtgefluteten Rohrreihen kommen.

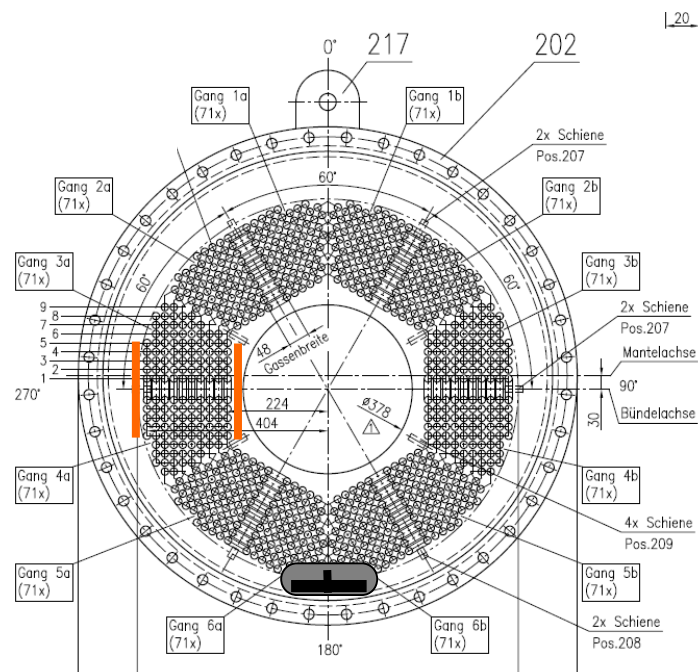
Bei einer mantelseitigen Rauchgasführung können Verschmutzungen in der Regel nur durch das Ziehen des Bündels entfernt werden. Daher erfordert eine Abreinigung i. d. R. mehr Zeit als bei der rohreseitigen Rauchgasführung. Zudem muss das Arbeitsfluid komplett abgelassen werden. Vorteil der konstruierten Verdampferausführung ist, dass Ablagerungen von bis zu 1 mm kaum Auswirkungen auf die Leistung und den Druckverlust haben. Des Weiteren können die Rohre als U-Rohre ausgeführt werden wodurch es beim »Leerlaufen« der

Rohre nicht zu Rohrreißern kommt. Bei dieser Variante kann auch auf Kompensatoren verzichtet werden, die einerseits teuer und andererseits problemföellig sind. Wird das U-Rohrbündel konzentrisch um einen leeren Ringraum angeordnet und die Umlenkungsseite des Bündels mantelseitig mit einem abschraubbaren oder abklappbaren Boden versehen, so kann man vom leeren zylindrischen Innenraum her die etwa 5 bis 10 hintereinanderliegenden Rohrreihen entlang des Umfangs des Zylinders effektiv in kurzer Zeit abreinigen.

Für die im nächsten Schritt anstehende Pilotanlage würde zunächst eine automatische Druckluft-Abreinigungsanlage für das Verdampferrohrbündel geprüft. Dadurch könnte gewährleistet werden, dass die Anlage während des Betriebes abgereinigt werden kann und somit unnötige Stillstandzeiten reduziert werden. Die einzusetzenden Druckluftlanzen können dabei seitlich an den Zylinderwänden, parallel zu den Rohren, integriert werden (exemplarisch in orange eingezeichnet für einen Gang). Bei Revisionen kann vom leeren Innenraum aus effektiv eine manuelle Rohrreinigung durchgeführt werden. Sowohl bei der automatischen als auch bei der manuellen Reinigung, sammeln sich die Staubpartikel am Mantelboden (180°). Sie können dort durch ein automatisches Ascheausbringsystem ausgetragen werden und in einem Container bis zur fachgerechten Entsorgung gelagert werden. Der zusätzliche Platzbedarf einer ausgebauten Zufahrt für die Container Entsorgung von ca. 40 m<sup>2</sup> ist bei der Aufstellungsplanung zu berücksichtigen.

Abbildung 18:  
 Konzept eines leicht abzureinigenden U-Rohrbündel mit mantelseitig ausgespartem innerem zylindrischen Arbeitsraum zur Abreinigung ohne Ziehen des Bündels, Arbeitsfluidführung rohreseitig

orange: Druckluftlanzen  
 grau: Ascheaustrag



### Rekuperator

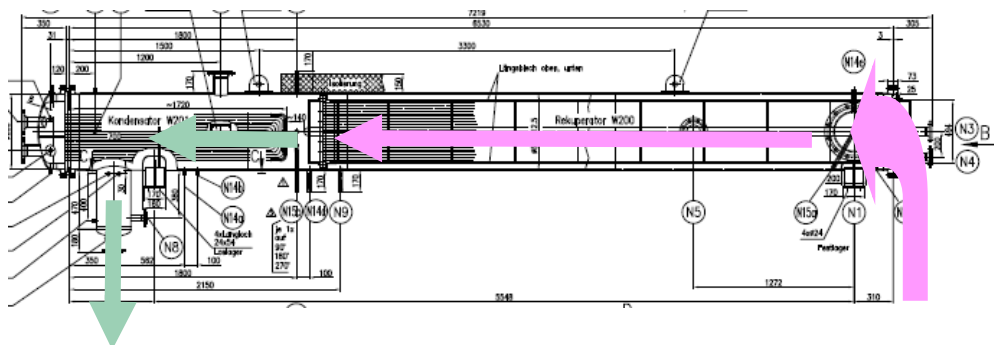
Ein Rekuperator kühlt den überhitzten Abdampf der Turbine ab und erwärmt im Gegenstrom das Kondensat, welches vom Kondensator zum Verdampfer fließt, auf. Rekuperatoren sind als Gas/Flüssig-Wärmeübertrager als Platten- und Rohrbündelwärmetauscher erhältlich.

Bei ORC-Anlagen werden vorrangig Rohrbündelwärmetauscher als Rekuperatoren eingesetzt. Die verwendeten Rohre können sowohl glatt als auch berippt sein. Rippenrohre eignen sich besser auf der Dampfseite, aufgrund des dort relativ schlechten Wärmeüberganges. Berippte Rohre sind in verschiedenen Ausführungen erhältlich, so können diese gewalzt, verschweißt und angedrückt bestellt werden. Aufgrund der prozessseitig hohen Temperaturen nach der Turbine sind Mono-Rohre den Bi-Metall-Rohren vorzuziehen ebenso wie eingeschweißte Rohrenden die längste Dauerhaltbarkeit versprechen. Mittelhochberippte und gewalzte Mono-Rohre sind aufgrund des guten Wärmüberganges und einer gleichmäßigen Wärmeausdehnung als sehr geeignet einzustufen. Die Führung des Arbeitsfluides erfolgt flüssigkeitsseitig einpässig und dampfseitig bis zu zehnpässig.

### Kondensator

Kondensatoren sind sowohl in Platten- als auch in Rohrbündelbauweise erhältlich. Wird der Rekuperator als Rohrbündel realisiert, kann der Kondensator in demselben Mantel integriert werden.

Abbildung 19:  
 Rekuperator-  
 Rippenrohrbündel und  
 Kondensator in einem  
 gemeinsamen zylindri-  
 schen Mantel; magen-  
 tafarben: Dampfein-  
 tritt, Dampfkühlung im  
 Rekuperator; grün:  
 Kondensation Kondensat-  
 abführung



Mit der Auslegung und dem Bau von Kondensatoren sind die meisten Wärmetauscherhersteller vertraut. Dabei werden meist nahtlos geschweißte Glattrohre verwendet, die an den Enden in der Rohrplatte eingeschweißt bzw. eingewalzt werden.

Rohrseitig dient die freigesetzte Kondensationswärme des Kreisprozesses als Vorwärmung des Heizwasserrücklaufs. Das Heizwasser wird nach der Vorwärmung zum Economizer befördert und weiter aufgewärmt.

Mantelseitig werden die Arbeitsfluidtropfen und Flüssigkeit in einem Sammelgefäß unterhalb des Kondensators gesammelt. Aus diesem Vorrat befüllt die Speisepumpe den Verdampfer.

### **2.1.7 Aufstellungsplan, Rahmenkonstruktion, Statik ORC-Modul**

Nach der verfahrenstechnischen und konstruktiven Auslegung der Wärmeübertrager sind die Abmessungen und Gewichte der platzintensiven Bauteile bekannt und es können Aufstellungspläne gezeichnet werden.

Die Höhe zwischen Speisepumpe und Vorratsgefäß des Kondensators wird durch den NPSH-Wert (Net-positive-suction-head) der Speisepumpe vorgegeben. Zur Befestigung des Kondensators ist eine Rahmenkonstruktion notwendig, die von geprüften Statikern nachzurechnen und zu prüfen ist. Aus den Vorgaben ergeben sich daraus ein Aufstellungsplan und eine 3-D-Zeichnung wie in Abbildung 20 abgebildet. Dabei sind bereits alle Komponenten mit den notwendigen Rohrleitungen berücksichtigt.

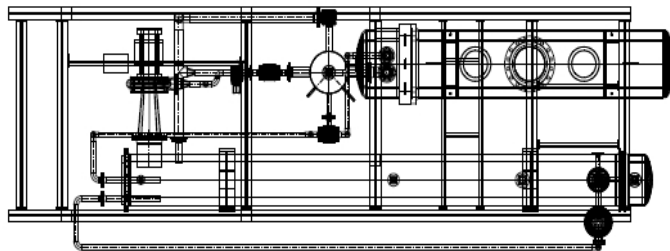
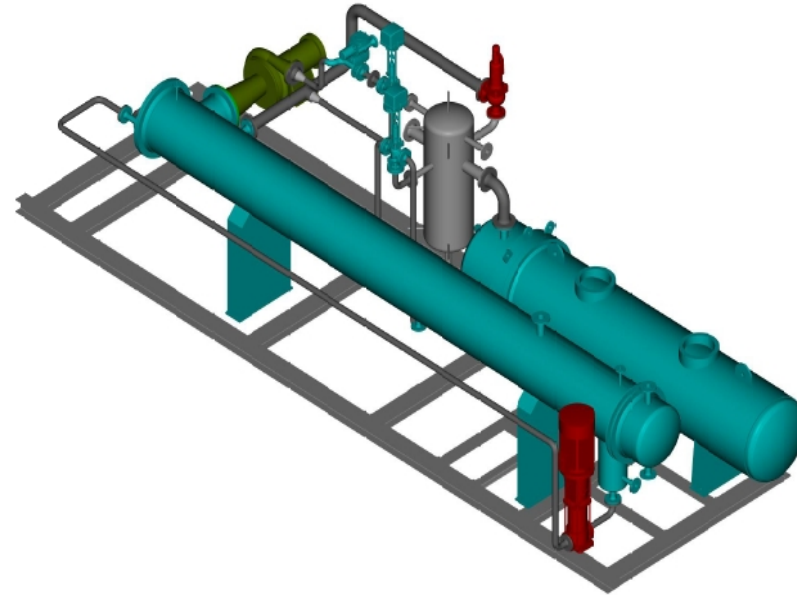
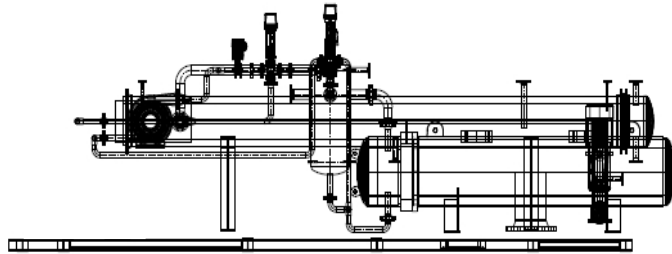
### **2.1.8 Gesamtinvestitionskostenaufstellung, Einholung von Budgetpreisen für die Kernkomponenten und Aufzeigen von Kostenoptimierungspotenzialen**

Tabelle 6 gibt eine Übersicht über die Materialkosten und die Kosten der wesentlichen Komponenten, die im Rahmen des Projektes ermittelt wurden. Spalte 2 gibt die geschätzte Einsparung wieder, wenn fünf Anlagen gleichzeitig gebaut würden, in Spalte 3 wird vom Bau von 20 Anlagen gleichzeitig ausgegangen.

Die am Markt anlegbaren Investitionskosten für diesen Anlagentyp und Anlagengröße belaufen sich auf ca. 330.000 €. Um diesen Zielpreis erreichen zu können, müssen 1-2 Prototypen gefertigt werden, bevor mit einer Kleinserie begonnen werden kann. Ab einer Kleinserie von ca. 20 Anlagen lassen sich spezifische Investitionskosten des ORC-Moduls von 3.300 €/kW unterschreiten.

Personalkosten für Planung, Abwicklung, Bauüberwachung, Inbetriebnahme sind bei dieser Aufstellung mit berücksichtigt und belaufen sich für einen Prototypen auf mindestens 150.000 €, bei größeren Kleinserien kann dieser Anteil auf ca. 45.000 € sinken.

Abbildung 20:  
Aufstellungsplan  
für eine 100  
kW<sub>el</sub> ORC-  
Anlage



**Tabelle 6: Gesamtinvestitionskosten einer 100 kW<sub>e</sub> ORC-Anlage in Abhängigkeit der Stückzahl**

Kernkomponenten	Prototyp Preis [€]	Einsparungen bei einer Kleinserie in %	
		5 Anlagen	20 Anlagen
Verdampfer mit Abreinigungssystem	98.000	10	20
Rekuperator	27.500	10	20
Kondensator	20.000	10	20
Turbogenerator	80.000	15	25
Gestellbau	12.000	10	35
Rohrleitungsbau	15.000	10	25
Speisepumpe	6.500	5	15
Kühlwasserpumpe	2.500	5	10
Schaltanlage	60.000	5	15
Programmierung	18.500	40	70
Messgeräte	14.000	10	25
Wärmedämmung	6.500	15	25
diverse Bauteile	10.000	5	20
Personalkosten	150.000	50	70
<b>Summe [€]</b>	<b>520.500</b>	<b>402.525</b>	<b>328.150</b>

### 2.1.9 Erstellung von ausschreibungsreifen Unterlagen

Im Rahmen des Projektes wurden ausschreibungsreife Unterlagen für alle Komponenten ab einem Bestellwert von 500 € erstellt. Nach der Erstellung der Anfragespezifikation wurden bereits Firmen recherchiert und einige um Richtpreisangebote gebeten.

Ausschreibungsunterlagen, zum Teil mit detaillierten Vorkonstruktionen liegen vor für:

**Tabelle 7: Vorliegende Ausschreibungsunterlagen**

ORC-Prozesskomponenten, Dienstleistungen	Spezifikation	Erläuterungen
Wärmeaustauscher	Verdampfer, Regenerator, Kondensator, Ölkühler	
Behälter	Abscheider, Vorratsbehälter, diverse Kleinbehälter	
Turbogenerator		
Pumpen	Speisepumpe, Rückkühlpumpe, Vakuumpumpe	
Armaturen	Turbinenschnellschluss, Regelventile, Sicherheitsventile, Rückschlagklappen, Magnetventile, Absperrhähne, Berstscheiben, Druckfilter	
Messtechnik	Grenzfüllstandsschalter, Druck-, Temperatur-, Differenzdrucksensoren, STB, Vibrationssensor, Durchflussmesser	
Gestell, Montagen, Wärmedämmung	Offenes Stahlgestell, Verrohrung, Wärmedämmung	
Schaltanlage und Steuerung	Schaltanlage, SPS, Anschlüsse an ORC Modul (Trockenkühler, Abgasklappen, Sensoren, übergeordnete Steuerung)	
Arbeitsfluide	Kreisprozessfluid, Schmiermittel, Wasser-Glykol-Gemisch für Kühl/Heiz-Kreislauf	
Trockenkühler (Notkühler)		
Raugasklappen	im Rauchgasweg der Anlage, 3 Stück	
Fundament	für ORC-Modul und Notkühler	
Leistungsanschluss Rauchgas	Rohrleitungsbau, Wärmedämmung, Kompensatoren, Festpunkte	Lässt sich nur für konkrete Standortplanung als Leistungsverzeichnis beschreiben
Leistungsanschluss Kühlwasser	Verrohrung Trockenkühler	Lässt sich nur für konkrete Standortplanung als Leistungsverzeichnis beschreiben
Einspeisung, Zählung		Lässt sich nur für konkrete Standortplanung als Leistungsverzeichnis beschreiben
Überdachung		einfach, seitlich offen
Statiker- und TÜV-Gebühren		Soweit unverzichtbar aus Herstellersicht
Transport ORC-Modul		Lässt sich nur für konkrete Standortplanung als Leistungsverzeichnis beschreiben

### **2.1.10 Errichtung Versuchsstrecke und Versuchseinheit zur Bestimmung des Wärmetauscherfoulings**

Zur Bestimmung des Wärmetauscherfoulings in Holzfeuerungsabgasen soll ein Wärmeübertrager konzipiert, umgesetzt und in eine geeignete Versuchsstrecke eingebaut werden. Die Konstruktion des Wärmeübertragers sowie der Einbau der Einheit sind nachfolgend dargestellt.

#### **2.1.10.1 Dimensionierung eines Versuchswärmeübertragers**

Der für die Versuche verwendete Wärmeübertrager ist ein vereinfachtes Modell eines realen ORC-Wärmeübertragers und stellt einen kleinen Ausschnitt von diesem dar. Das Wärmeübertragermodell weist dabei die Parameter des realen Wärmeübertragers hinsichtlich der Rohrgeometrie auf und soll die Strömungsverläufe des Abgases realitätsnah wiedergeben.

##### **Vorgaben und Modellannahmen**

- Bei dem vorgegebenen Wärmeübertrager handelt es sich um einen Rohrbündelwärmeübertrager mit einer Kreuz-Gegen-Stromführung bei fluchtender Rohranordnung.
- Vereinfachend wurde zur Abführung der thermischen Energie des Abgases kein organisches Medium sondern Luft verwendet. Daraus ergibt sich ein abweichender innerer Wärmeübergang abhängig von den Strömungsverhältnissen. Eine Berechnung zeigte, dass bei gleicher Wärmeleistungsaufnahme und damit gegebenen Strömungsverhältnissen der innere Wärmeübergang bei flüssigen Medien beispielsweise Wasser mit  $96 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  höher ist als bei Luft mit  $76 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ . Der innere Wärmeübergang ist somit nicht bestimmend für den Wärmedurchgang. Vielmehr liegt der thermische Hauptwiderstand schon bei geringer Schichtdicke in der Foulingsschicht, womit diese maßgebend für den Wärmedurchgang wird.

Entsprechend der Vorgaben ergibt sich folgende Dimensionierung des Versuchswärmeübertragers:



**Tabelle 8: Dimensionierung des Versuchswärmeübertragers**

Parameter	Bezeichnung	Größe	Einheit
$w_w$	mittlere Geschwindigkeit im Rohrbündel	5	m/s
$\dot{V}_a$	Abgasvolumenstrom	40	m <sup>3</sup> /h
$d_a$	Rohraußendurchmesser	0,016	m
$s_a, s_l$	Rohrabstand	0,02	m
$\psi$	Hohlraumanteil	0,3717	-
$W$	Anströmgeschwindigkeit vor dem Rohrbündel	1,8585	m/s
$A_{Anstr}$	Anströmfläche	5,9726*E-3	m <sup>2</sup>
	Anzahl der Rohre	4x3	

In Tabelle 9 sind die wesentlichen Daten und Kenngrößen für den Auslegungsbetriebspunkt aufgeführt.

Dieser Betriebspunkt wurde anhand der Annahmen einer Abgaseintrittstemperatur von 300 °C, einer Abgasaustrittstemperatur von 220 °C, einem Abgasvolumenstrom von 40 m<sup>3</sup>/h, einer Kühlluft Eintrittstemperatur von 18 °C und einem Kühlluftvolumenstrom von 20 m<sup>3</sup>/h ermittelt. Die weiteren Parameter wurden für den ausgelegten Wärmeübertrager berechnet (vgl. [Wolters, 2009]).

Die temperaturabhängigen Stoffwerte wurden jeweils aus einer gemittelten Temperatur ermittelt. Diese Vorgehensweise wird empfohlen, sofern nicht eine signifikante Temperaturdifferenz besteht [VDI, 2006a].

**Tabelle 9: Auslegungsbetriebspunkt**

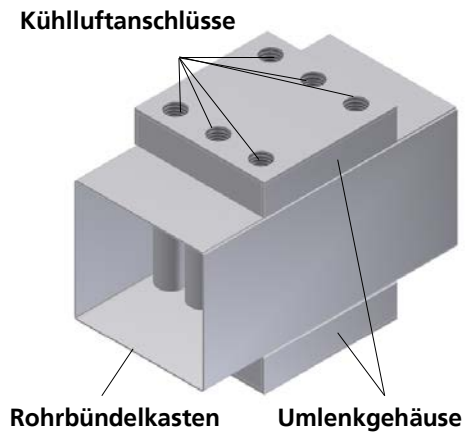
Parameter	Einheit	Abgas	Kühlluft
<b>Annahmen</b>			
Eintrittstemperatur	°C	300	18
Austrittstemperatur	°C	220	95
mittlere Temperatur	°C	260	56,5
Volumenstrom	m <sup>3</sup> /h	40	20
Geschwindigkeit im Wärmeübertrager	m/s	4,98	12,28
Druck	bar	1	1
<b>Stoffwerte auf Grundlage der mittleren Temperatur</b>			
spezifische Wärmekapazität	kJ/(kg*K)	1,03684	1,008
Dichte	kg/m <sup>3</sup>	0,6539	1,05846

Parameter	Einheit	Abgas	Kühlluft
dynamische Viskosität	kg/(m*s)	2,8338E-05	1,9913E-05
Wärmeleitfähigkeit	W/(m*K)	4,1989E-02	2,8515E-02
<b>Berechnung</b>			
Massenstrom	kg/s	0,0074	0,0063
Leistung	W	0,6	0,46
Reynoldszahl	-	2889	12304
Prandtlzahl	-	0,6998	0,7039
Nußeltzahl	-	58,82	48,55
Wärmeübergang	W/(m <sup>2</sup> *K)	98	73
Wärmeleitung Edelstahl	W/(m*K)	20	20
<b>Ergebnisse</b>			
Wärmedurchgang	W/(m <sup>2</sup> *K)	35,16	35,16
mittlere Temperaturdifferenz	K	208,15	208,15
Druckverlust	Pa	94	485

In Abbildung 21 ist der Wärmeübertrager als Skizze (links) und in der Umsetzung (rechts) abgebildet. Der Wärmeübertrager besteht aus einem Rohrbündelkasten, in dem das Rohrbündel integriert ist, sowie zwei Umlenkgehäusen zur Leitung der Kühlluft. Der gesamte Wärmeübertrager wurde aus Edelstahlblech mit einer Wandstärke von 2 mm gefertigt. Die Anschlüsse für den Kühlluft ein- und -austritt sind auf einem der Umlenkgehäuse realisiert.

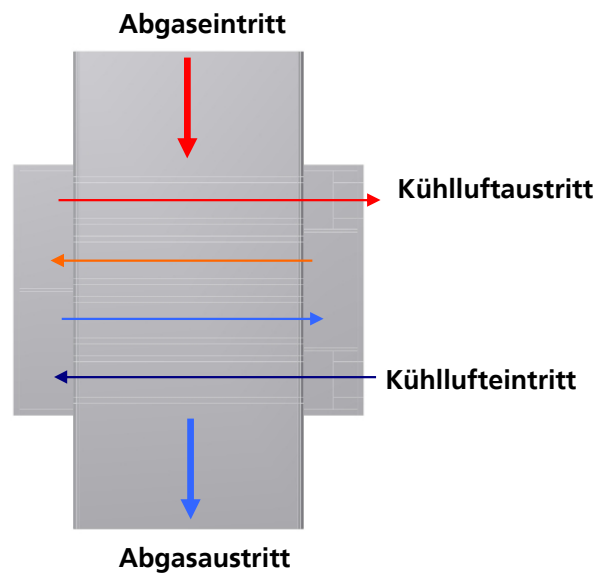
Die Einbindung des rechteckigen Wärmeübertragers in das Abgasrohrsystem wurde mittels Übergangskörpern realisiert (nicht abgebildet).

Abbildung 21: Skizze (links) und Foto (rechts) des Versuchswärmeübertragers



Das Rohrbündel des Wärmeübertragers besteht aus vier hintereinander fluchtend angeordneten Rohrreihen. Durch Umlenkgehäuse, die auf dem Wärmeübertrager fest angeschweißt sind, wird die Kühlluft dreimal um 180 ° umgelenkt. Die Stromführung der Kühlluft verläuft somit zum Abgas im Kreuz-Gegen-Strom, wie in nachfolgender Abbildung dargestellt.

Abbildung 22: Stromführung Modell-Wärmeübertrager



### 2.1.10.2 Versuchsaufbau und verwendete Messgeräte

Die Versuche wurden an zwei unterschiedlichen Feuerungen durchgeführt.

A) Biomassefeuerung 200 kW<sub>th</sub> Typ RHK-AK 205 (Fa. Heizomat)

B) Scheitholzofen 7 kW<sub>th</sub> Typ Borgholm II (Fa. Thorma)

Von der Hauptabgasstrecke wurde jeweils eine Bypassleitung gelegt, die mittels eines separaten Heißgasventilators durchströmt wurde. In diese Bypassleitung wurde der Versuchswärmeübertrager – wie in Abbildung 23 dargestellt – integriert. Der Durchmesser der Bypassleitung betrug 100 mm. Das Abgas durchströmte den Wärmeübertrager von oben nach unten. Die Kühlluft wurde von unten kreuzweise nach oben durch den Wärmeübertrager geleitet.

Abbildung 23: Versuchsaufbau (Zeichnung)

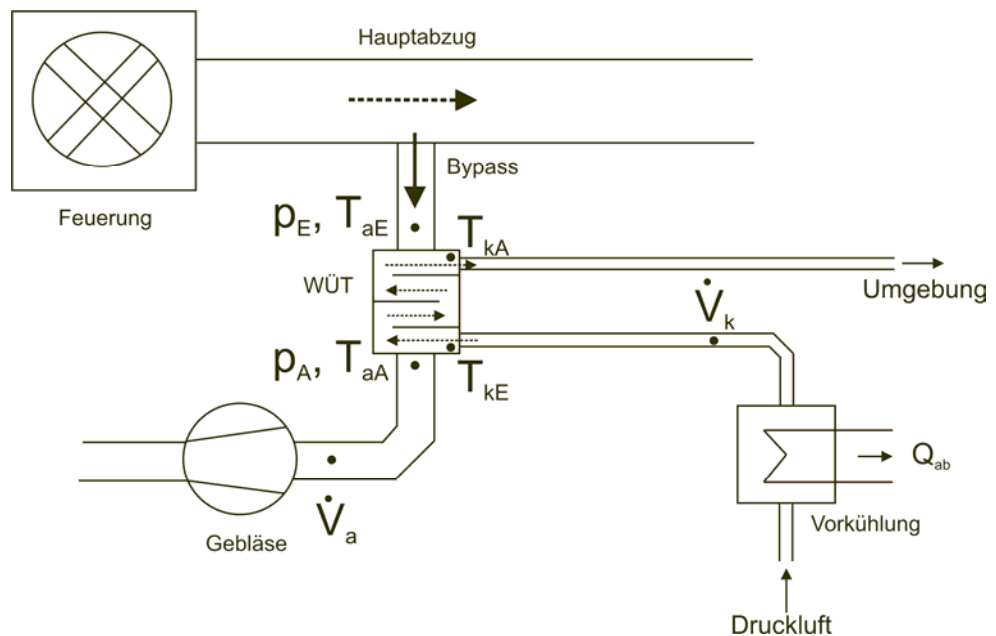


Abbildung 24: Versuchsaufbau am Hack-schnitzelkessel (Foto)



Abbildung 25: Versuchsaufbau am Kaminofen (Foto)



Die erforderlichen Parameter Temperatur (Abgas, Kühlluft, jeweils vor und hinter dem Wärmeübertrager), Volumenstrom des Kühlgases, Volumenstrom des Abgases und Absolutdruck wurden an den gekennzeichneten Messstellen ermittelt. Die Partikelanzahlkonzentration wurde ebenso bestimmt, wie die Partikelmassenkonzentration. Die Spezifikationen der verwendeten Messgeräte und Anlagenteile sind im Anhang Tabelle 27 aufgeführt.

Ein Teil des Bypasses, bis einschließlich des Wärmeübertragers, wurde mit einer 40 mm starken Schicht Steinwolle isoliert (Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{\text{Stein}} = 0,04 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ ), welche mit einer Schicht Aluminiumfolie abgedeckt wurde. Die Kühlluft wurde mithilfe einer Vorkühlung (Eiswasser) auf einer konstanten Eintrittstemperatur von etwa 20 °C gehalten.

Die für die Versuche verwendeten Versuchsanlagen weisen unterschiedliche chemische Zusammensetzungen der Verbrennungsaerosole auf. Erwartungsgemäß ist der Rußanteil im Abgas eines Kaminofens höher als bei einer automatisch geregelten Hackschnitzelanlage. Dies ist insofern relevant, da sich durch die Beschaffenheit der Ablagerung die Wärmeleitfähigkeit der Fouling-schicht und damit der Wärmedurchgang ändert. Die Auswirkungen werden in den nachfolgenden Abschnitten dargestellt.

Zur Charakterisierung der Staubmassenfracht im Abgas wird ein Versuchsaufbau in Anlehnung an die VDI 2066 Blatt 1 verwendet. Die Vorgehensweise ist im Anhang Tabelle 28 aufgeführt.

### **Versuchsaufbau Abscheideversuche**

Zur Bestimmung der Filtercharakteristik von Mikrosieben in realen Feuerungsabgasen wurden erneut die beiden oben angegebenen Feuerungen als Aerosolquellen eingesetzt. Die Versuchsaufbauten ermöglichen die Bestimmung des Verlaufs des Abscheidegrads während des Filterkuchenaufbaus bei unterschiedlichen Filtermedien, in erster Linie Mikrosieben. Zudem wurde im zweiten Versuchsaufbau (Hackschnitzelkessel) eine gravimetrische Staubmessung ohne und mit Filtermedium durchgeführt.

Abbildung 26: RI-Fließbild Versuchsaufbau 1 Kaminofen

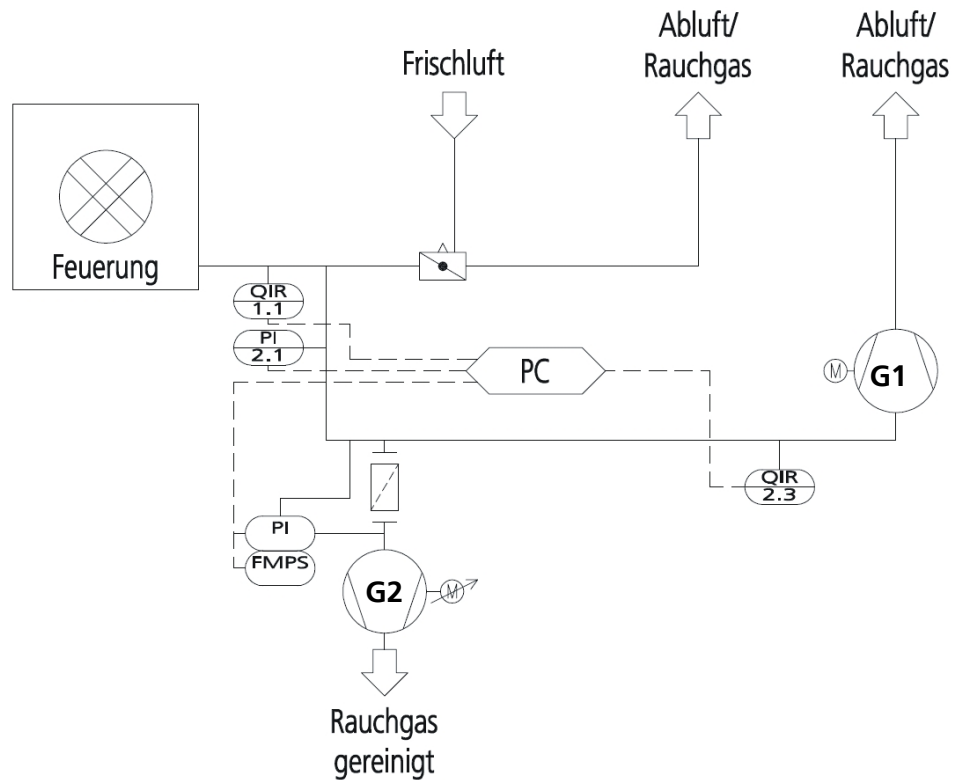


Abbildung 27: Foto Versuchsaufbau 1 Kaminofen



Die Abgase werden mit Hilfe eines Saugzuggebläses durch eine Versuchsstrecke, ein Edelstahlrohr mit einem Innendurchmesser von 100 mm und einer Länge von 2.000 mm gezogen. Der Zug liegt bei konstant 10 Pa Unterdruck und einer Abgasgeschwindigkeit von ca. 1 m/s. Seitlich an die Versuchsstrecke ist eine Filterhalterung bestehend aus einem Stützgitter mit einem Innendurchmesser von 115 mm angeflanscht. Mit Hilfe des zweiten Saugzuggeblä-

ses wird die Filterhalterung inklusive dem jeweils eingespannten Mikrosieb von Rauchgas durchströmt. Zur Vermeidung von Kondensationsvorgängen auf dem Mikrosieb ist die Versuchsstrecke bis zum Flansch wärmeisoliert.

Die Messung der Partikelkonzentration sowie der Partikelgrößenverteilung erfolgt über ein Fast Mobility Particle Sizer (FMPS). Aufgrund der Überschreitung der messbaren Partikelkonzentrationen wird das Aerosol vor dem Messgerät mittels einer zweistufigen Ejektorverdünnung verdünnt. Die erste Verdünnstufe wird zur Vermeidung von Kondensationen auf 100°C vorgeheizt. Die Abgaszusammensetzung in Hinsicht auf  $\text{CO}_2$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}$  sowie die Temperatur werden parallel mit einer Abgassonde überwacht.

Das RI-Fließbild des zweiten Versuchsaufbaus ist nachfolgend abgebildet:

Abbildung 28: RI-Fließbild Versuchsaufbau 2 Hackschnitzkessel

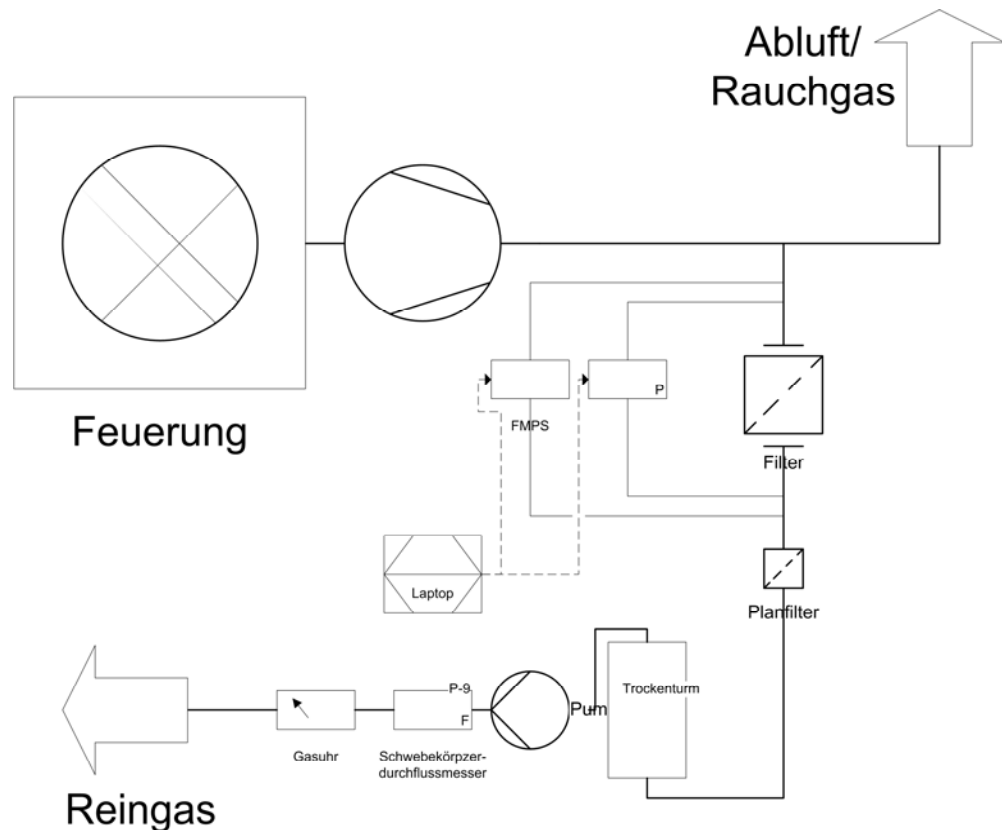




Abbildung 29: Fotos  
Versuchsaufbau 2  
Hackschnitzelkessel



Hinter dem Filterelement wird zusätzlich ein Glasfaser-Planfilter (Ø 45 mm Fa. Munktell) mit einer Filterhalterung gemäß VDI 2066 eingesetzt. Das Abgas wird mittels einer gasdichten Kolbenschieber-Vakuumpumpe analog zum Versuchsaufbau zur Bestimmung der Staubmasse im Abgas (VDI 2066) zunächst durch einen Trockenturm und anschließend durch einen Schwebekörperdurchflussmesser und eine Gasuhr geleitet.

Die Spezifikationen der verwendeten Messgeräte und Anlagenbestandteile sowie die Vorgehensweise sind im Anhang Tabelle 27 und Tabelle 28 aufgeführt.

### Brennstoffparameter

Repräsentative Proben der verwendeten Brennstoffe (Scheitholz und Holzhack-schnitzel) wurden im Labor hinsichtlich ihrer Brennstoffeigenschaften charakterisiert:

**Tabelle 10: Brennstoffeigenschaften der eingesetzten Brennstoffe**

Parameter	Holzhack-schnitzel	Scheitholz
Feuchte	17,1 %	15,0 %
Brennwert	20,1 MJ/kg <sup>a)</sup>	14,9 MJ/kg <sup>b)</sup>
Aschegehalt	1,2 %	Scheitholz mit Rinde verwendet, aufgrund der großen Stücke keine eindeutige Messung möglich

a) Messwert

b) Bezogen auf 15 % Holzfeuchte bei Brennstoff Birke [IBS, 2009]

### Abgasparameter

Die Abgasparameter der beiden Versuchsanlagen sind in nachfolgender Tabelle zusammengefasst:

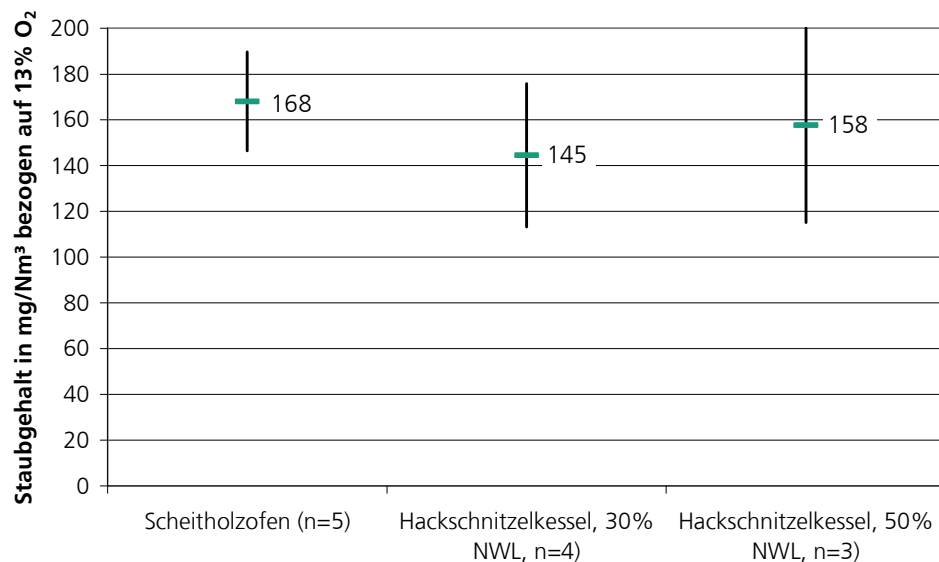
**Tabelle 11: Abgasparameter während der Versuche**

Parameter	Holzhackschnittzelfeuerung (30 % und 50 % Leistung)	Scheitholzfeuerung
Abgasgeschwindigkeit	1,8 m/s	1,6 m/s
Abgastemperatur	100 – 140 °C	200 – 400 °C

Die Versuche zum Wärmeübergang und die Abscheideversuche wurden bei einer Nennwärmeleistung der Hackschnittzelfeuerung von 30 und 50% (Wärmeübertrager) bzw. 30 % (Filtermedien) Teillast durchgeführt. Bei der Scheitholzfeuerung erfolgte eine quasikontinuierliche Beschickung im 10-Minuten-Rhythmus mit einem Scheit von ca. 300 g. Dadurch konnten die Abgasparameter deutlich konstanter gehalten werden, als bei einer konventionellen Bestückung mit ca. 1,5 kg Holz pro 45 Minuten.

Abbildung 30 zeigt die Ergebnisse der gravimetrischen Staubmessung für die beiden Versuchsanlagen. Die mittlere Staubkonzentration im Abgas der Hackschnittzelfeuerung unter 30 % der Nennwärmeleistung (NWL) beträgt im Mittel  $145 \text{ mg/Nm}^3$  (bezogen auf 13 %  $\text{O}_2$ ), bei 50 % NWL wurden im Mittel  $158 \text{ mg/Nm}^3$  ermittelt. Die Partikelmasse im Abgas der Scheitholzfeuerung ist geringfügig höher und liegt im Mittel bei  $168 \text{ mg/Nm}^3$  (ebenfalls bezogen auf 13 %  $\text{O}_2$ ). Es ist anzumerken, dass die Sauerstoffkonzentrationen im Teillastbetrieb mit 50 % NWL höher waren (18,3 %), als bei 30 % NWL (17,4 %), so dass trotz geringer Staubmassen auf den Planfiltern und Filterhülsen die normierten Werte und auch die Schwankungsbreiten höher ausfallen. Die Werte sowie die Schwankungsbreiten (als Standardabweichung) sind in nachfolgender Abbildung dargestellt:

Abbildung 30: Staubkonzentration im Abgas der verwendeten Versuchsanlagen



Die Massenkonzentration in der Bypassleitung wurde ebenfalls bestimmt. Da die Sauerstoffkonzentrationen aufgrund möglicher, nicht identifizierbaren Undichtigkeiten höher waren als bei den Messungen im Hauptabgasstrom, wird für eine bessere Vergleichbarkeit mit den Ergebnissen der Massenkonzentrationsbestimmung hinter Filtermedien der Staubwert in mg/Nm<sup>3</sup> angegeben und nicht auf 13 % O<sub>2</sub> bezogen. Die Staubkonzentration im Bypass betrug bei 50 % NWL 57,2 mg/Nm<sup>3</sup>.

Die Partikelgrößenverteilungen sind in nachfolgenden Abbildungen dargestellt. Die Gesamtkonzentration lagen bei

- $1,22 \cdot 10^7 \pm 1,7 \cdot 10^6 \text{ \#/cm}^3$  (Hackschnitzelfeuerung, 30 % NWL, Bypassleitung) und
- $9,32 \cdot 10^7 \text{ \#/cm}^3 \pm 8,15 \cdot 10^6 \text{ \#/cm}^3$  (Scheitholzfeuerung).

Die Modalwerte sind bei der Scheitholzfeuerung mit 39 nm geringer als bei der Hackschnitzelfeuerung mit 81 nm.

Abbildung 31: Partikelgrößenverteilung im Rohgas der Scheitholzfeuerung, Bestimmt mit FMPS und Ejektorverdünnung, vorgeheizt

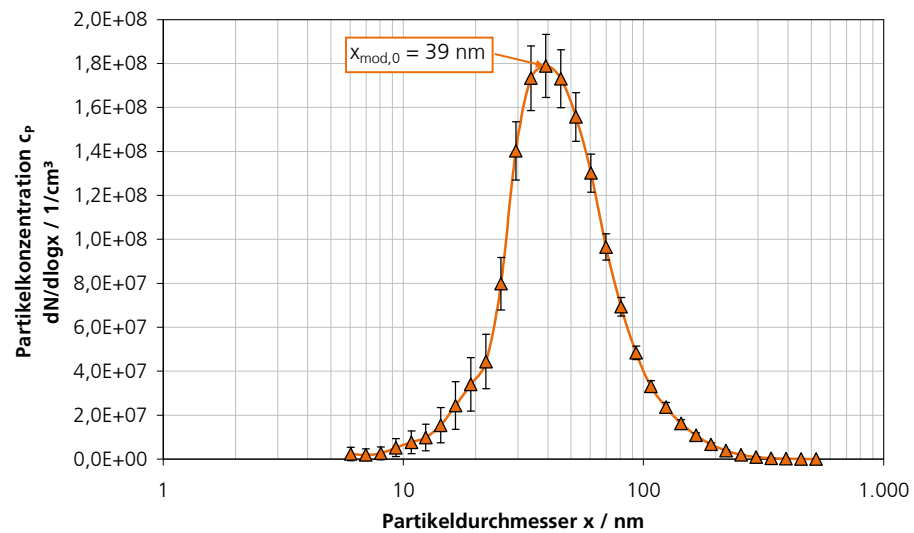
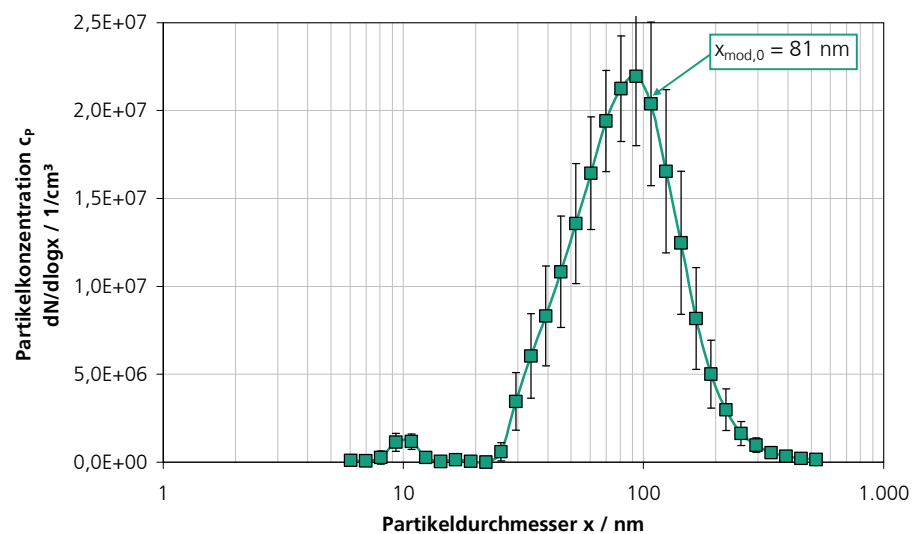


Abbildung 32: Partikelgrößenverteilung im Rohgas der Hackschnitzelfeuerung (Bypassleitung, 30% NWL), Bestimmt mit FMPS und Ejektorverdünnung, vorgeheizt



Bei sinkendem Kohlenstoffgehalt und steigendem Aschegehalt steigt die Wärmeleitung durch die Foulingschicht. Daher wurden die Kohlenstoffgehalte (TOC, total organic carbon) der abgeschiedenen Partikelmasse im Versuchswärmeübertrager bestimmt:

- Hackschnitzelfeuerung: 9,3 %
- Scheitholzofen: 67 %

### **2.1.11 Untersuchung des Anti-Fouling Verhaltens von Wärmetauschern in Biomassekesseln und Gegenmaßnahmen wie Staubvorabscheidung oder andere Abreinigungsmethoden**

Ziel des Arbeitspakets ist die Dimensionierung des ORC-Wärmetauschers. Dazu ist die Bestimmung des Fouling-Verhaltens von Wärmetauschern und Untersuchung der Staubvorabscheidung insbesondere durch Mikrosiebe erforderlich.

Der Begriff »Fouling« beschreibt den Prozess der Ablagerung auf und Verschmutzung von Oberflächen. Es handelt sich um ein Phänomen, das in vielen Bereichen der Technik auftritt. Fouling ist weitestgehend ein unerwünschter Effekt, da sich durch Verschmutzungen die Betriebseigenschaften ändern. Bei Wärmeübertragern wird durch Foulingschichten zum einen der Wärmedurchgang maßgeblich verkleinert, da die Wärmeleitfähigkeit in dieser Schicht oft sehr gering ist. Somit hat sie schon bei relativ geringen Schichtdicken erheblichen Einfluss. Zum anderen erhöht sich durch eine Verengung des Strömungsquerschnitts und der Erhöhung der Rauigkeit der Oberfläche der Druckverlust.

Fouling ist zwar ein bekanntes aber dennoch weitestgehend ungelöstes Problem. Es muss bei der Wärmeübertragerauslegung berücksichtigt werden, indem die Wärmeübertragerfläche überdimensioniert wird und/oder Maßnahmen zur Reinigung integriert werden. Dadurch soll der während des Betriebs abnehmende Wärmedurchgang kompensiert werden. Typischerweise liegt die Überdimensionierung bei 70 bis 80 %, wovon 30 bis 50 % auf das Fouling zurückzuführen sind. Durch diese Maßnahmen erhöht sich jedoch der Material- und Betriebsaufwand. Das konkrete Abschätzen des jeweils zu erwartenden Foulingverhaltens ist problematisch [Wagner, 1998], [Effenberger, 1989], [Müller-Steinhagen, 2000], [Bohnet, 1985].

Nachfolgend sollen folgende Fragestellungen beantwortet werden:

- Welchen Einfluss hat das Wärmeübertragerfouling im Bereich Biomassefeuerungen?
- Theoretische Foulingauswirkungen Versuchswärmetauscher
- Ergänzende Versuche WÜ-Fouling und Anti-Fouling-Strategien:

Ziel der durchgeführten Versuche ist es, eine möglichst realistische Abschätzung zum Wärmeübergang und Fouling eines Wärmeübertragers in einer Holzfeuerung zu erhalten. Ausgangspunkt ist dabei ein bereits realisierter Wärmeübertrager für thermische Feuerungen bis 600 kW<sub>th</sub>. Anhand der Ergebnisse sollen Anpassungsvorschläge für den Wärmeübertrager für den Betrieb in einer Holzfeuerung gegeben werden. Zudem werden Maßnahmen zur Fouling-Vermeidung untersucht.

### 2.1.11.1 Einfluss des Wärmeübertragerfoulings

#### **Wärmeübertragerfouling bei Biomassefeuerungen – Literaturrecherche**

Die Verschmutzungen erfolgen aufgrund unterschiedlicher Vorgänge bzw. Mechanismen. Sie treten häufig in Kombination auf, meist dominiert jedoch eine Form der Verschmutzung. Die jeweilige Ausprägung der Verschmutzungsform hängt von dem Betriebsmedium und dessen Geschwindigkeit, dem Wärmeübertragermaterial, der Temperatur und der Betriebsdauer ab. Im Folgenden werden die wesentlichen Verschmutzungsformen bzw. -ursachen erläutert [Effenberger, 1989], [Müller-Steinhagen, 2000], [Bell & Müller, 2001], [Bendiab, 2007], [Couch, 1994].

- **Sedimentation**

Die Ablagerung von Partikeln aufgrund von Schwerkraft bzw. Trägheitskraft wird als Sedimentation bezeichnet. Maßgebend für das Ausmaß ist die Geschwindigkeit des Mediums bzw. der Partikel und die geometrische Anordnung der Oberfläche zur Strömung. Besonders betroffen sind Partikel ab 10 µm Durchmesser.

- **Kristallisation**

Sofern gelöste Salze vorhanden sind (meist in wässriger Umgebung), können diese auskristallisieren und Ablagerungen bilden. Dies erfolgt häufig durch Verdampfung des Lösemittels und damit einer Aufkonzentration der kristallisierenden Komponenten über den Sättigungszustand hinaus.

- **Chemische Reaktionen**

Treten nahe oder auf der Wärmerübertragungsfläche chemische Reaktionen auf, können sich Partikel bilden und ablagern. Dazu gehört z. B. die Polymerisation, bei der sich organische Oxidationsprodukte bilden.

- **Biologische Verschmutzung**

In wässriger Umgebung bilden sich Gallertschichten aus Mikroorganismen (Algen und Bakterien), so genannte Biofilme.

- **Korrosion**

Auf der Übertragungsfläche bilden sich Korrosionsprodukte, wie z. B. Rostschichten. Zudem fördert Korrosion die Keimbildung bei der Kristallisation.

- **Kondensation**

Durch Abkühlung eines Gases an der Wärmeübertragungsfläche kann dieses kondensieren und damit Ablagerungen bilden.

#### **Bildungsphasen einer Foulingschicht**

Die Bildung einer Foulingschicht lässt sich in fünf Phasen einteilen. Als erstes erfolgt die sogenannte Einleitungs- bzw. Verzögerungsphase. Diese beschreibt die Zeit in der der Wärmedurchgangskoeffizient den höchsten erreichbaren Wert hat – z. B. nach der Reinigung – und für eine gewisse Zeit konstant bleibt. Diese Zeitspanne kann Sekunden aber auch Tage umfassen. In dieser Periode formen sich erste Kristallisationskeime, zudem können sich Nährstoffe

für einen Biofilm ablagern. Bei der Sedimentation tritt keine Verzögerungsperiode auf. Bei der Kristallisation und der chemischen Reaktionen sinkt die Zeitspanne der Einleitungsperiode durch Erhöhung der Oberflächentemperatur, da die Übersättigung und/oder die Reaktionsrate steigt. Zudem sinkt die Zeitspanne generell mit der Erhöhung der Rauigkeit der Oberfläche.

Der Massentransport bildet die zweite Phase. Werden die beteiligten Komponenten an die Oberfläche transportiert, kann es zu einer Ablagerung kommen. Dies erfolgt durch Massentransportphänomene.

Anschließend folgt die Phase der Ablagerung. Nach dem Transport zur Oberfläche können die Partikel dort anhaften oder zur Ablagerungssubstanz reagieren.

Die folgende Phase, die Abtragung der bereits abgelagerten Schicht, ist unter anderem abhängig von der Stärke bzw. Festigkeit der Ablagerung. Die Erosion beginnt dabei zeitgleich mit der Ablagerung.

Die letzte Phase wird als Alterungsphase bezeichnet. Durch Alterung kann die Festigkeit erhöht werden, z. B. durch Re-Kristallisation oder Dehydrierung. Von der Alterung ist jede Form der Ablagerung betroffen [Müller-Steinhagen, 2000].

### **2.1.11.2 Stand der Technik Anti-Fouling Strategien**

Die regelmäßige Reinigung von Wärmeübertragern ist bei der Mehrheit der Anwendungsfälle nötig. Besonders bei einem Betrieb in einer Feuerung mit fossilen Brennstoffen kann ohne eine Reinigung kein gleichmäßiges Betriebsverhalten erreicht werden.

Im Rahmen dieser Arbeit soll die Wirkung einer Staubvorabscheidung mit filternden Abscheidern sowie die Abreinigungswirkung von Druckluftstößen auf den Foulingeffekt ermittelt werden.

Die Verfahren der filternden Vorabscheidung sowie der Druckluftstöße sind so genannte mechanische Verfahren. Bei der Vorabscheidung handelt es sich um ein kontinuierliches und bei den Druckluftstößen um ein diskontinuierliches Verfahren. Nachfolgend werden die jeweiligen Betriebsweisen erläutert [Fink, 2007], [Stieß, 1997].

#### **Filternde Abscheider**

Bei filternden Abscheidern wird das zu reinigende Fluid durch ein poröses Medium geleitet. Der in den Versuchen verwendete Filter ist ein Abreinigungsfilter. Die Filtration erfolgt maßgeblich durch eine sich bildende Staubschicht (Fil-

terkuchen) an der Oberfläche des Filtermediums. Folgende Mechanismen sind für die Abscheidung verantwortlich.

Beim **Trägheitseffekt** werden Partikel aufgrund einer Strömungsumlenkung und ihrer Massenträgheit (Fliehkraft) von ihrer Stromlinie gelenkt und an der jeweiligen Umlenkungsursache abgeschieden. Bei Partikelgrößen  $> 1 \mu\text{m}$  und hohen Anströmgeschwindigkeiten überwiegt dieser Effekt.

Selbst wenn das Teilchen den Stromlinien folgt, kann es allein durch die geometrische Ausdehnung des Partikels zu einer Berührung mit dem Filtermedium und zu seiner Abscheidung kommen. Dies wird als **Sperreffekt** bezeichnet.

Weisen Partikel eine andere Ladung zu der des Filtermediums auf, wirken elektrostatische Kräfte und sie ziehen sich an (**Elektrostatik**). Diese Kräfte haben besonderen Einfluss bei kleinen Partikeln.

Sehr kleine Partikel  $< 1 \mu\text{m}$  werden bei geringen Strömungsgeschwindigkeiten durch **Diffusion** abgeschieden. Zur Berührung von Partikel und Filtermedium kommt es aufgrund stochastischer Bewegung durch die Brown'sche Molekularbewegung [Scherer, 2007], [Stieß, 1997].

### **Druckstoß**

Durch einen Druckstoß sollen bereits abgelagerte Partikel möglichst vollständig abgespült werden. Dieser erfolgt immer dann, wenn ein vorab festgelegter Parameter einen bestimmten Wert unterschreitet.

Das Prinzip des Druckstoßes beruht auf der Ablösung von Ablagerungen aufgrund der kinetischen Energie einer Strömung (Impuls). Diese ist abhängig von dem Massenstrom und der Geschwindigkeit. Mittels hohen Drucks oder einer Querschnittsverengung werden somit hohe Geschwindigkeiten und ein hoher Impuls erreicht [Müller-Steinhagen, 2000].

### **2.1.11.3 Theoretische Foulingauswirkungen Versuchswärmetauscher**

Nachfolgend erfolgt eine Berechnung des Foulingeinflusses für das Anwendungsbeispiel Holzfeuerung. Die Berechnungen sind ausführlich in [Wolters, 2009] dargelegt. Zusätzlich werden grundlegende Aussagen zur Rohrgeometrie in einem Rohrbündel bzgl. der Verschmutzungsneigung, dem Wärmeübergang und dem Druckverlust gegeben.



## Berechnung des Foulingeinflusses

Anhand von Berechnungen sollen die Auswirkungen der Foulingschicht auf den Wärmedurchgangskoeffizienten und den Druckverlust theoretisch ermittelt werden. Für die Berechnungen wird eine gleichmäßige Foulingschicht über die gesamte Wärmeübertragerfläche angenommen. Diese Annahme entspricht vermutlich nicht den realen Bedingungen und muss bei der Diskussion der theoretischen und experimentellen Ergebnisse berücksichtigt werden. Aus der Geometrie der Rohranordnung ist die Schichtdicke auf 2 mm begrenzt, was der Hälfte des Rohrabstands entspricht.

## Wärmedurchgangskoeffizient

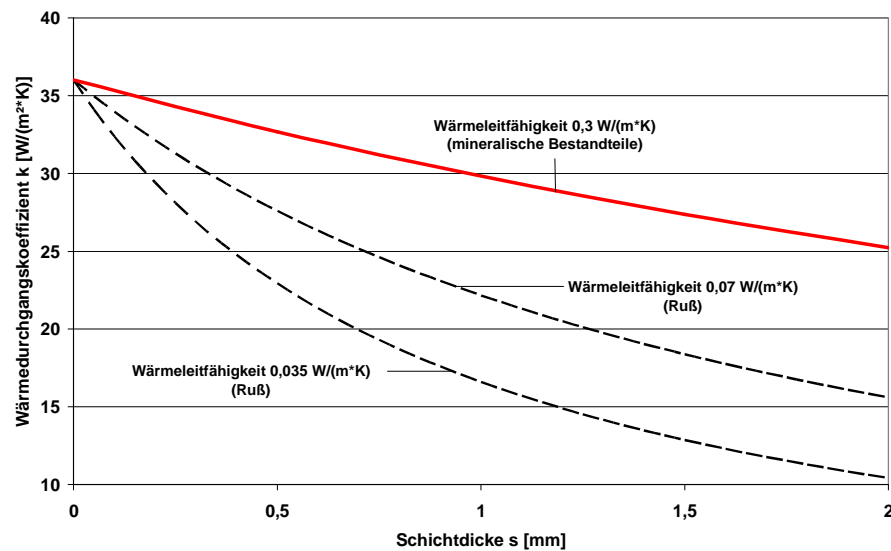
Zur Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$  ist in der Literatur eine Wärmeleitfähigkeit der Foulingschicht von 0,035 bis 0,07 W/(m\*K) für trockene Rußablagerungen und von 0,3 für mineralische Foulingschichten angegeben [VDI, 2006a]. Weitere Parameter bei der Berechnung sind konstant. Dies trifft jedoch nicht auf die Foulingschichtdicke zu. Bei zunehmender Foulingschichtdicke und konstantem Volumenstrom erhöht sich die Gasgeschwindigkeit. Daraus resultiert ein Anstieg des äußeren Wärmeübergangs.

In Abbildung 33 ist der Verlauf des Wärmedurchgangskoeffizienten bis zu einer Schichtdicke von 2 mm eingetragen. Die Fläche zwischen den Kurven gibt den Bereich von  $k$  innerhalb der jeweils angenommenen Wärmeleitfähigkeit an. Für den Wärmeübertrager ohne Foulingschicht liegt der Wärmedurchgangskoeffizient rechnerisch bei 36 W/(m<sup>2</sup>\*K). Mit Anwachsen der Foulingschicht sinkt dieser exponentiell ab. Bei einer 2 mm starken Foulingschicht liegt  $k$  zwischen 11 und 17 W/(m<sup>2</sup>\*K) für überwiegend rußige Foulingschichten und bei 25 für mineralische Foulingschichten. je nach Annahme der Wärmeleitfähigkeit. In der Holzfeuerung mit 200 kW thermischer Leistung wurde eine ähnliche Staubbeladung des Abgases bzgl. der Konzentration wie bei einem unregulierten Kaminofen festgestellt (145 bis 158 mg/Nm<sup>3</sup>). Allerdings war eine deutlich geringere Staubbeladung des Abgases im Bypass feststellbar. Aufgrund der Auslegung des Wärmeübertragermodells anhand der Vorlage ist das Verhältnis von Abgasvolumenstrom zu Wärmeübertragerfläche in beiden Fällen identisch. Daher ist mit einer geringeren Foulingintensität wie in den durchgeführten Versuchen pro Wärmeübertragerfläche zu rechnen. Grundlegende Änderungen ergeben sich auch durch die unterschiedliche chemische Zusammensetzung der Staubpartikel. Die Flugasche des Hackschnitzelkessels besteht mit einem Kohlenstoffanteil von 9,1 % aus überwiegend mineralischen Bestandteilen. Die Ablagerungen auf dem Wärmeübertrager bei Versuchen am Scheitholzofen wiesen einen Kohlenstoffanteil von 67 % auf und liegen somit deutlich darüber.

Bei den Versuchen am Scheitholzofen ist folglich zu erwarten, dass ein Startwert von 36 W/(m<sup>2</sup>\*K) erreicht wird und ein Endwert bei vollständig zusitzen-

dem Wärmeübertrager (Schichtdicke 2 mm) zwischen 11 und 25 W/(m<sup>2</sup>\*K) in Abhängigkeit vom Kohlenstoffanteil der Foulingschicht.

Abbildung 33: Berechneter Wärmedurchgangskoeffizientenverlauf



Der exponentielle Verlauf von k über die Schichtdicke ergibt sich durch die Berechnung.

Nach Formel 1 gilt:

$$k = \frac{1}{\left( \frac{0,016 + 2 \cdot s_F}{0,012} \cdot 0,0134 + \frac{0,016 + 2 \cdot s_F}{40} \cdot 0,2877 + \frac{0,016 + 2 \cdot s_F}{0,07} \cdot \ln \left( \frac{0,016 + 2 \cdot s_F}{0,016} \right) + 0,0102 \right)} \cdot \frac{m^2 \cdot K}{W} \quad (1)$$

Der Verlauf entspricht somit:  $f(x) = \frac{1}{x}$  und strebt gegen null bei  $x \rightarrow \infty$ .

Ohne Foulingschicht ( $s_F = 0$ ) bildet sich der Wärmedurchgang durch folgende thermische Widerstände.

$$k = \frac{1}{\left( \frac{0,016}{0,012} \cdot 0,0134 + \frac{0,016}{40} \cdot 0,2877 + 0,0102 \right)} \cdot \frac{m^2 \cdot K}{W} \quad (2)$$

$$k = \frac{1}{(0,0179 + 0,0001 + 0,0102) \cdot \frac{m^2 \cdot K}{W}} \quad (3)$$

Der thermische Widerstand jeder zu berücksichtigenden Schicht ist in Formel (1) als Summand enthalten. Der thermische Hauptwiderstand bei sauberer Wärmeübertragerfläche liegt mit 0,0179 (m<sup>2</sup>\*K)/W beim inneren Wärmeübergang. Der äußere Wärmeübergang liegt mit 0,0102 (m<sup>2</sup>\*K)/W leicht unter dem des inneren Wärmeübergangs. Die Wärmeleitung durch die Stahlrohrwand bietet dagegen weniger als 1/100 dessen und ist somit vernachlässigbar gering.

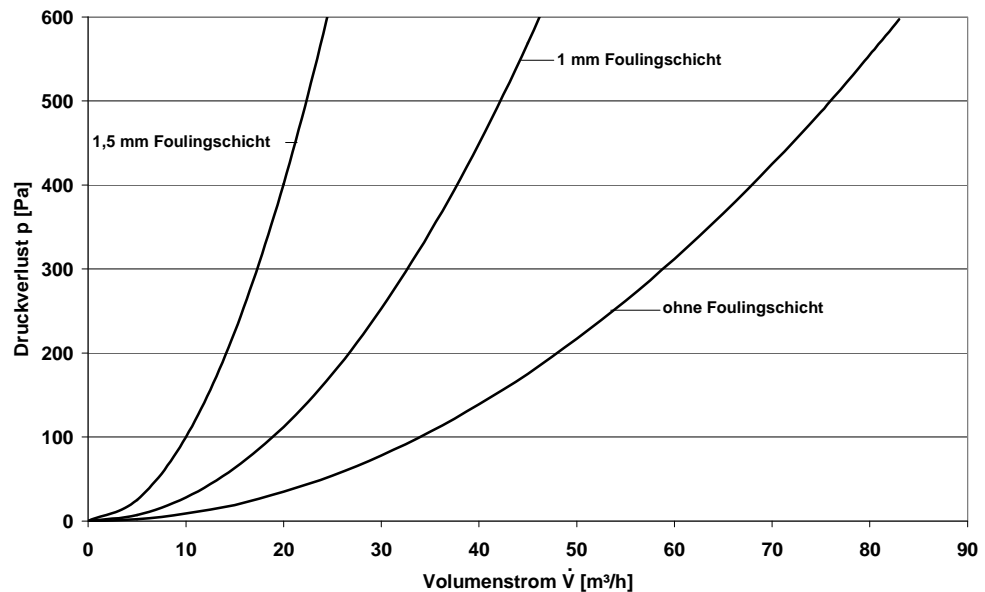
Mit Anwachsen einer Foulingschicht trägt diese zum thermischen Widerstand in Abhängigkeit der Schichtdicke bei. Ab einer Schichtdicke von etwa 0,65 mm stellt diese dann mit 0,0193 (m<sup>2</sup>\*K)/W den thermischen Hauptwiderstand dar.

### **Druckverlust**

In Abbildung 33 ist der berechnete Druckverlustverlauf über den Volumenstrom für unterschiedliche Foulingschichtdicken dargestellt.

Deutlich erkennbar ist, dass bei einem Anstieg der Foulingschichtdicke der Druckverlust zunimmt. In Anbetracht des maximal überwindbaren Druckverlustes des Gebläses von 640 Pa und eines Druckverlustanstiegs bei wachsender Foulingschicht, ist bei konstanter Gebläseleistung mit einem Absinken des Volumenstroms zu rechnen. Ein konstanter Volumenstrom von 40 m<sup>3</sup>/h kann somit vermutlich nicht eingehalten werden.

Abbildung 34: Berechneter Druckverlustverlauf



Da die Betrachtung lediglich die herrschenden Zustände im Wärmeübertrager abhängig von der Schichtdicke zeigt, ist nicht quantifizierbar, nach welchem Zeitraum diese erreicht werden.

#### Einfluss der Rohrbündelgeometrie

In [Profos u. Sharan 1960] wird untersucht, welchen Einfluss die Rohranordnung und die geometrischen Verhältnisse auf die Neigung zur Verschmutzung, den Druckverlust und den Wärmeübergang haben. Die variablen Parameter sind dabei maßgeblich die Rohranordnung (fluchtend oder versetzt) und die Quer- und Längsteilungsverhältnisse. Allgemein ist zu sagen, dass der Aufbau einer Foulingschicht vorwiegend auf der der Gasströmung zugewandten Rohrseite unabhängig von der Rohranordnung und der Strömungsgeschwindigkeit erfolgt. Die Ursache ist die relativ geringste Strömungsgeschwindigkeit direkt vor dem Rohr in Strömungsrichtung. Am stärksten betroffen ist die erste Rohrreihe.

Aufgrund der Anordnung sind fluchtende Rohrbündel einfacher mechanisch zu reinigen. Die Wirkung der Rußbläser ist jedoch bei beiden Anordnungen in etwa gleich groß zu erwarten [Profos u. Sharan 1960], [Couch, 1994].

- Druckverlust
  - Grundsätzlich ist festzuhalten, dass der Druckverlust mit kleiner werdenden Quer- und Längsteilungen steigt, unabhängig davon, ob eine fluchtende oder versetzte Rohranordnung besteht. Dabei

wird der Druckverlust wesentlich stärker durch die Verkleinerung des Querteilungsverhältnisses erhöht.

- Im direkten Vergleich der verschiedenen Rohranordnungen im Reinzustand weist die versetzte Rohranordnung in der Regel höhere Druckverluste auf als die fluchtende. Dies kehrt sich jedoch bei kleinen Querteilungsverhältnissen unter 1,5 und großen Längsteilungsverhältnissen über 2,5 um [Profos u. Sharan, 1960].
- Wärmeübergang
  - Der Wärmeübergang bei unverschmutztem Zustand und gleichen Reynoldszahlen ist in der Regel bei versetzter Rohranordnung besser als bei der fluchtenden. Die Ausnahme bilden geringere relative Querteilungen und größere relative Längsteilungen. Hier weist die fluchtende Anordnung bessere Wärmeübergänge auf.
  - Der Wärmeübergang bei gleichem Druckverlust liegt annähernd für jede Quer- und Längsteilung bei fluchtender Anordnung über dem der versetzten. Die Ausnahme bilden sehr kleine Querteilungsverhältnisse [Profos u. Sharan, 1960].
- Verschmutzungsneigung
  - Die Verschmutzungsneigung beider Rohranordnungen erhöht sich mit abnehmenden Quer- und Längsteilungsverhältnissen. Bei fluchtend angeordneten Rohrbündeln hat die Verkleinerung der Querteilung einen wesentlich größeren Einfluss auf die Neigung zur Verschmutzung als die Längsteilungsverkleinerung. Bei versetzter Rohranordnung wird dieser Effekt erst bei größeren Längsteilungsverhältnissen sichtbar.
  - Im direkten Vergleich neigt die fluchtende Anordnung eher weniger zu Verschmutzungen als die versetzte Anordnung. Dies bedeutet eine längere Betriebszeit bis zu einem festgelegten Druckverlust bezogen auf einen Ausgangsdruckverlust bei fluchtender Anordnung. Ab Querteilungsverhältnissen von 1,4 und darunter kehrt sich dieser Zustand jedoch um, unabhängig von der relativen Längsteilung [Profos u. Sharan, 1960].

### **Wesentliche Erkenntnisse**

- Wichtige Parameter für eine mögliche Anpassung der Rohranordnung bilden die Querteilungs- und Längsteilungsverhältnisse. Es kann zusammengefasst werden:
- Fluchtende Rohranordnung führt zu weniger Verschmutzung und Druckverlust.
- Versetzte Rohranordnung führt zu besseren Wärmeübergängen (bei gleichem Druckverlust hingegen führt die fluchtende Rohranordnung zu besseren Wärmeübergängen).

Da bei fluchtender Anordnung für viele Geometrien die Verschmutzung geringer ist, ist anzunehmen, dass der Wärmeübergang während des Betriebs geringer abfällt als bei versetzter Anordnung. Hierzu liegen jedoch keine Messungen vor [Profos u. Sharan, 1960].

#### 2.1.11.4 Versuche WÜ-Fouling und Anti-Fouling-Strategien

Die Versuchsziele sind nachfolgend aufgelistet:

- Lässt sich der Foulingeinfluss, d.h. der Rückgang des Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$  aufgrund einer sich aufbauenden Foulingschicht berechnen?
- Welche Wärmeübertragergeometrie ist ableitbar
- Welchen Einfluss haben Vorabscheidemaßnahmen?

Die Abscheidewirksamkeit von Mikrosieben und alternativen Metallgeweben wird separat untersucht. Ebenso die Temperaturbeständigkeit von Mikrosieben als mögliches Filtermedium zur Vorabscheidung im Bereich HT-Entstaubung.

Es wurden folgende Versuchsreihen gefahren:

**Tabelle 12: Durchgeführte Versuche zur Bestimmung des WÜ-Foulings sowie Anti-Fouling-Strategien**

Ver-suchs-reihe	Ziel	Parameter	Anzahl Versuche
1	Verlauf von Wärmedurchgangskoeffizient und Druckverlust ohne Reinigung der WÜ-Flächen	$k(t), \Delta p$	6
2	Einfluss Druckstoßabreinigung	$k(t)$	3
3	Vorabscheidung insbesondere durch Mikrosiebe	$E(x), \Delta p$	15
4	Hochtemperaturbeständigkeit von Mikrosieben		4

#### Versuchsdurchführung Wärmeübertragerversuche

Der Wärmeübertrager wird so lange durchströmt, bis es zu einem Zusetzen der Wärmeübertragerrohre bzw. der Zwischenräume mit abgedehnten Partikeln kommt. Bei den Versuchen am Scheitholzofen hat dieser Prozess ca. 250 Minuten gedauert. Während des Versuchs werden die Temperaturen an Kühlluftein-

und –austritt sowie Abgasein- und austritt aufgezeichnet und mit Hilfe von Formel (4) der Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  errechnet.

$$k = \frac{\dot{Q}}{A \cdot \Delta T_m} \quad (4)$$

Die übertragene Wärmeleistung  $\dot{Q}$  wurde anhand der Kühlluft berechnet. Dafür waren der Massenstrom, die Temperaturdifferenz und die spezifische Wärmekapazität gegeben. Zudem war die Übertragungsfläche  $A$  gegeben; die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz  $\Delta T$  konnte anhand der Messwerte berechnet werden.

Fotos des beladenen Wärmeübertragers sind nachfolgend abgebildet. Auf der linken Seite ist die Anströmseite zu sehen, auf der rechten Seite die Abströmseite. Hier ist eine deutliche Beladung bzw. Verblockung feststellbar.

Abbildung 35: Beladener Wärmeübertrager. Anströmseite (links) und Abströmseite (rechts)



### Verlauf von Wärmedurchgangskoeffizient und Druckverlust ohne Reinigung der WÜ-Flächen

Nachfolgend sind die wesentlichen Ergebnisse aus dieser Versuchsreihe dargestellt. Insgesamt wurden vier Versuche im Abgas eines Scheitholzofens und zwei weitere Versuche im Abgas eines Hackschnitzelkessels durchgeführt. In den nachfolgenden Abbildungen sind die Verläufe der Abgastemperatur am Eintritt des Wärmeübertragers ( $T_{aE}$ ) und am Austritt ( $T_{aA}$ ), sowie die Temperaturverläufe des Kühlmediums an Eintritt ( $T_{kE}$ ) und am Austritt ( $T_{kA}$ ) dargestellt. Der Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  sinkt in der Versuchsreihe im Abgas des Scheitholzofens während der Durchströmung mit beladenem Abgas von einem Startwert um  $32 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  zunächst deutlich und anschließend langsamer ab auf ca.  $16$  bis  $20 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  ab. Nach ca. 250 Minuten war jeweils ein deutliches Zusetzen mit einhergehender schlechteren Durchströmung und dadurch niedrigeren Eingangstemperaturen festzustellen. Die Versuche wurden dann

jeweils beendet. Es zeigte sich eine gute Übereinstimmung mit dem vorher berechneten Wärmedurchgangsverlauf. Auch die Berechnung des Druckverlusts mit zunehmender Foulingschicht können durch die experimentellen Ergebnisse bestätigt werden.

Abbildung 36: Versuchsbetrieb 1 (Scheitholz)

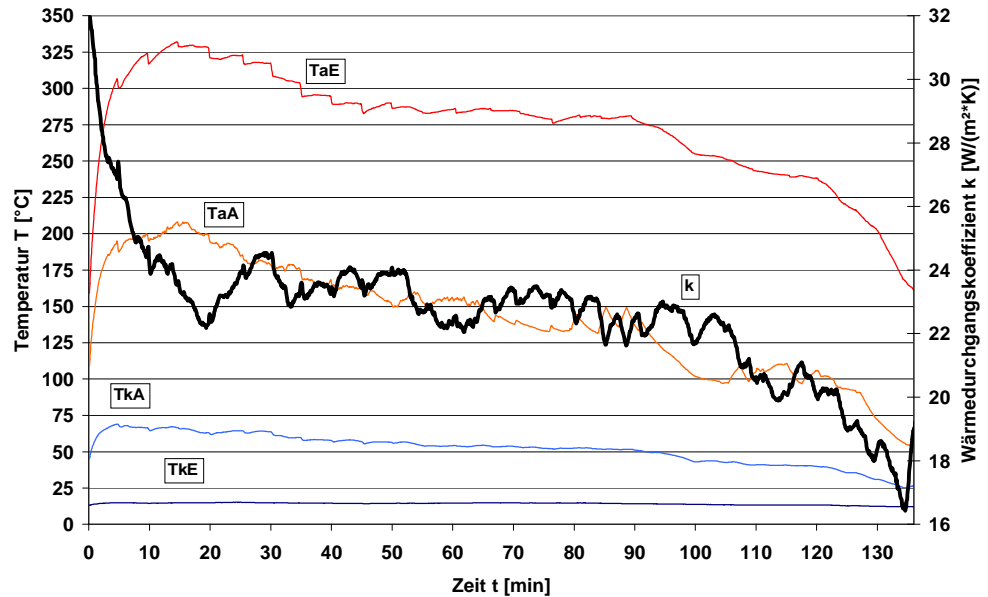


Abbildung 37: Versuchsbetrieb 2 (Scheitholz)

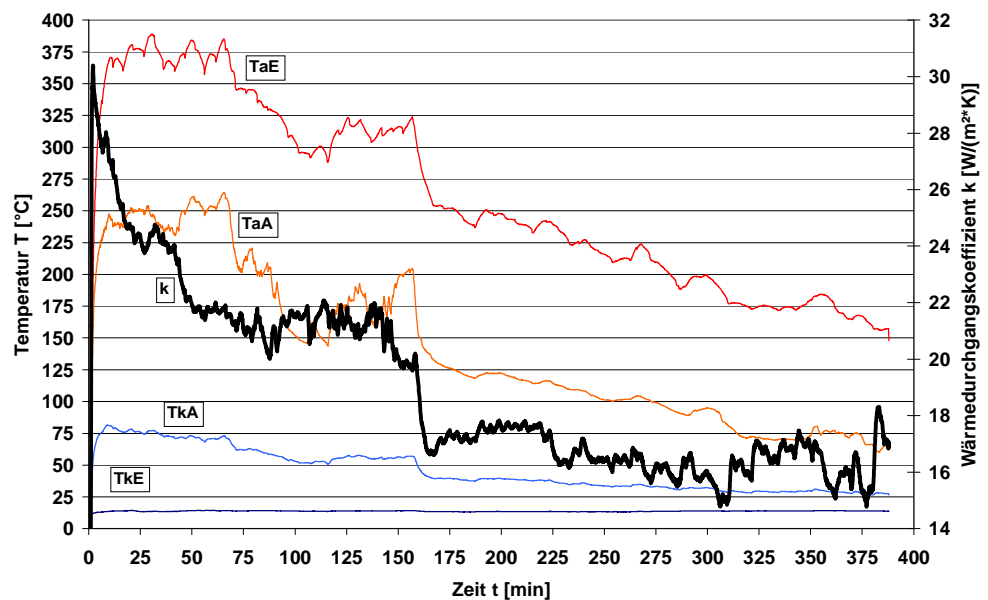




Abbildung 38: Versuchsbetrieb 3 (Scheitholz)

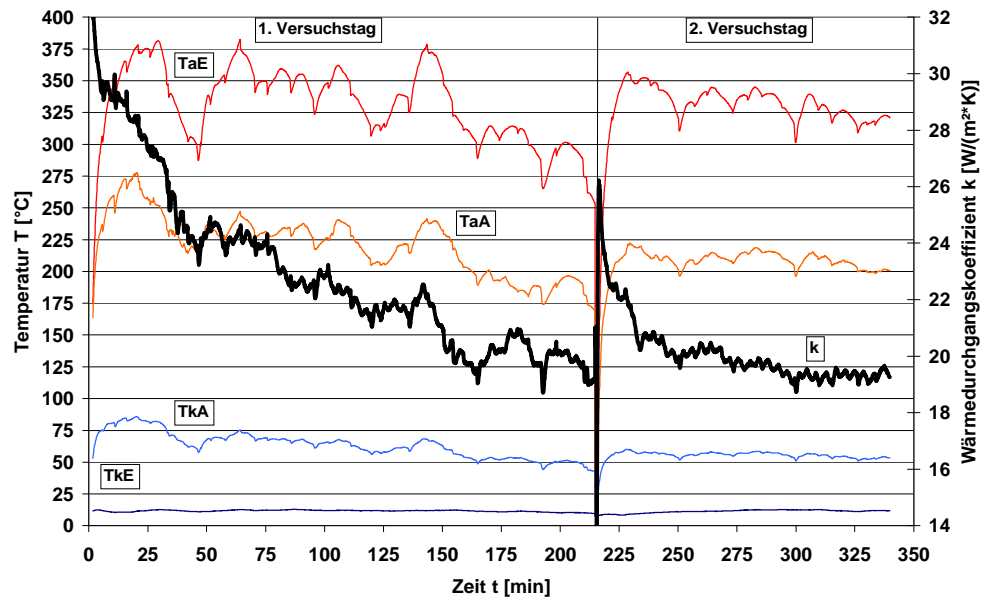


Abbildung 39: Versuchsbetrieb 4 (Scheitholz)

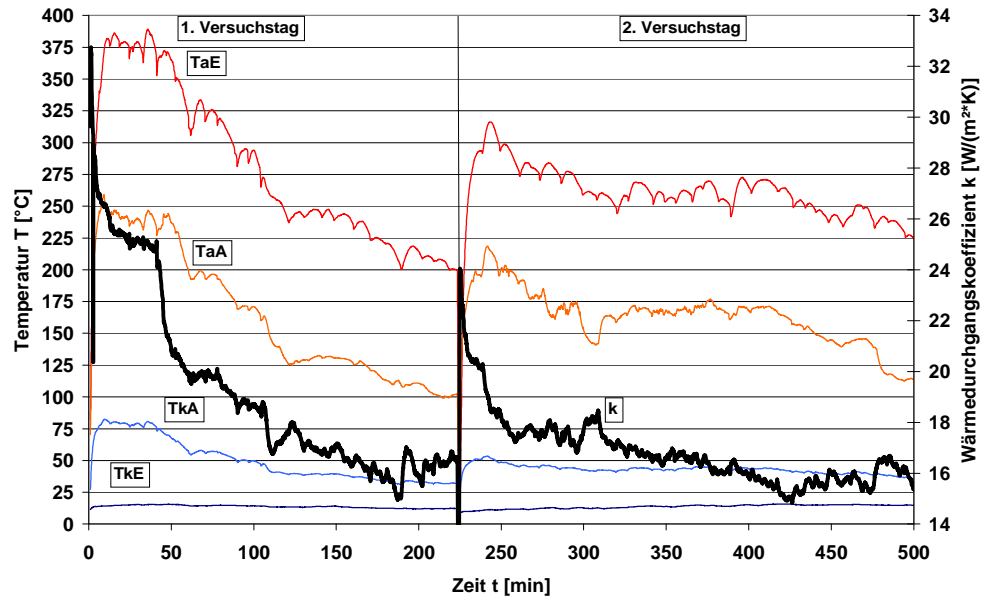


Abbildung 40: Versuchsbetrieb 5 (Hackschnitzelkessel, 50 % NWL)

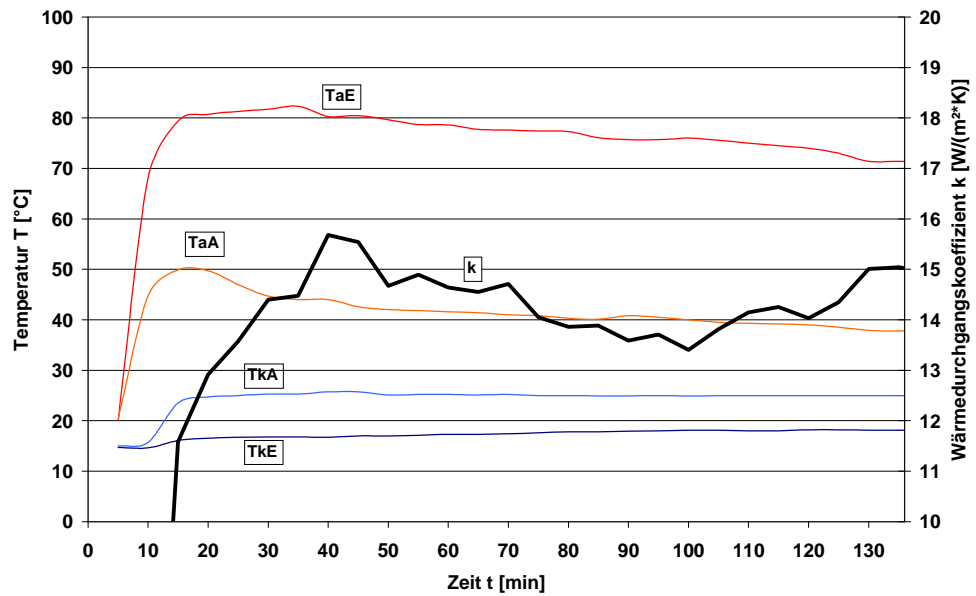
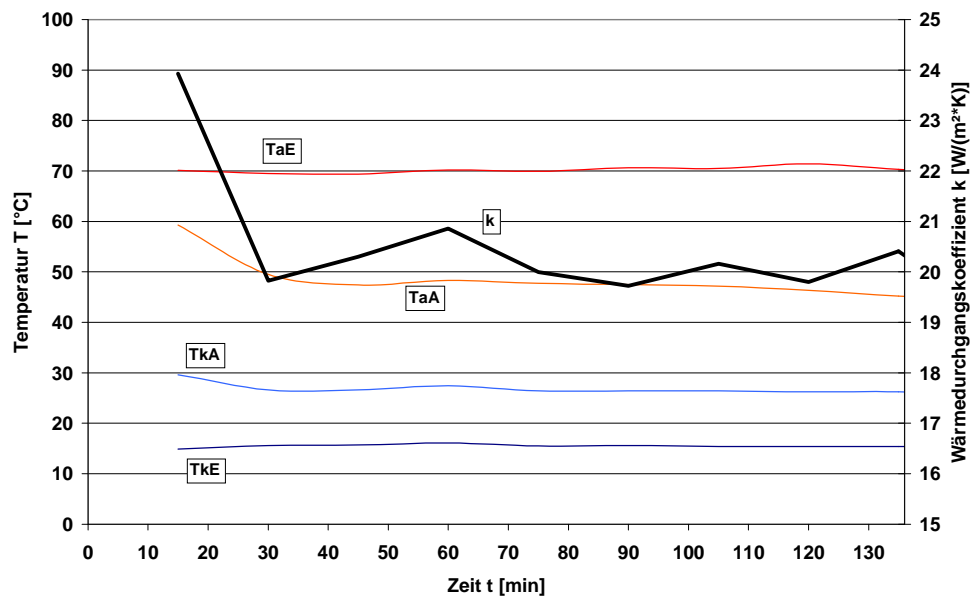


Abbildung 41: Versuchsbetrieb 6 (Hackschnitzelkessel, 30 % NWL)

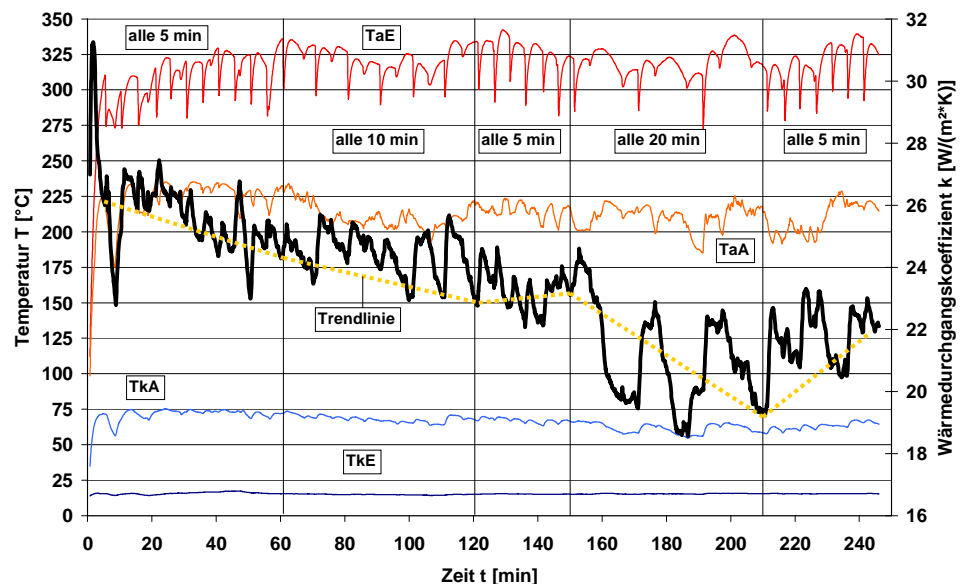


Bei den Versuchen am Hackschnitzelkessel waren die Abgastemperaturen deutlich niedriger. Dies liegt an einem niedrigeren Temperaturniveau des Abgases selbst sowie weiterer Wärmeverluste in der Bypassleitung trotz Dämmung. Es fällt auf, dass der ermittelte  $k$ -Wert annähernd konstant bleibt. Tatsächlich ist es bei den vorliegenden Partikelkonzentrationen nur zu einer dünnen Foulingschichtbildung auf den Übertragerflächen gekommen.

## Versuchsreihe Druckstoß

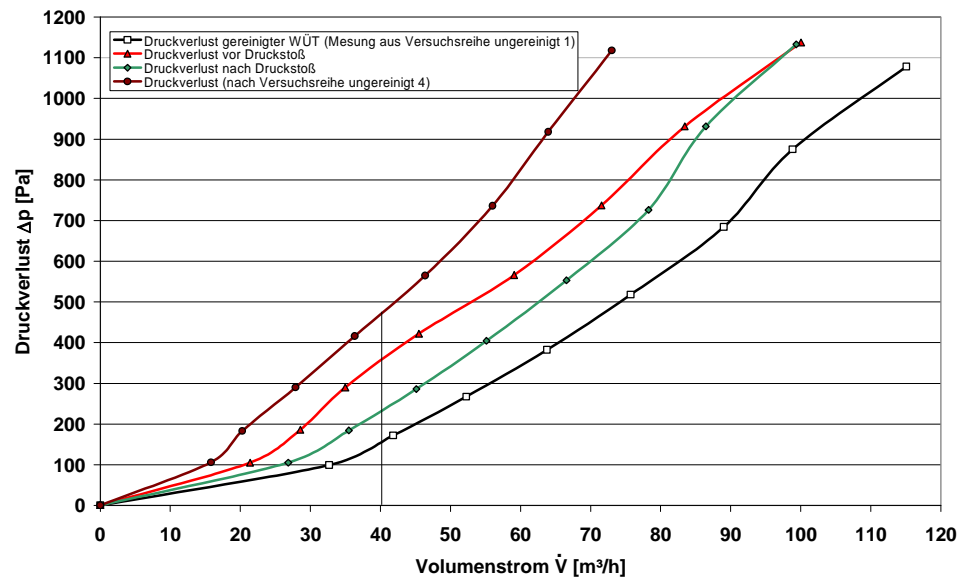
In diesem Versuch wurde der Wärmeübertrager wie bei den vorherigen Versuchen mit beladenem Abgas (Scheitholzofen) durchströmt. In unterschiedlichen Intervallen von 5, 10 oder 20 min wurden jeweils 3 Druckstöße mit 8 bar Vordruck auf die erste Rohrreihe abgegeben. Insbesondere bei Druckstößen im Abstand von 5 Minuten konnte der k-Wert teilweise sogar wieder erhöht werden (mit Ausnahme der Anfangsphase). Bei Druckstößen im Abstand von 10 und 20 Minuten zeigte sich eine Abnahme des k-Werts. Es zeigte sich, dass die Abgaseintrittstemperatur nahezu konstant während der gesamten Versuchsreihe war.

Abbildung 42: Wärmedurchgangvergleich Versuchsreihe Druckstoß



Am Ende der Versuchsreihe wurde eine Druckverlustmessung vor und nach einem Druckstoß durchgeführt und mit bereits vorhandenen Werten verglichen (s. nachfolgende Abbildung). Der Druckverlust war nach dem Druckstoß bei einem Volumenstrom von 40 m<sup>3</sup>/h um 50 % geringer als bei den vorherigen Versuchsreihen und um 25 % geringer vor dem Druckstoß.

Abbildung 43: Vergleich Druckverlust Wärmeübertrager vor und nach Druckstoß



## Staubvorabscheidung insbesondere durch Mikrosiebe

### Charakterisierung von Mikrosieben

Mikrosiebe stellen eine neue Filterkategorie innerhalb der Membrantechnik dar. Sie werden als Folien oder dünne Bleche aus organischen oder anorganischen Materialien definiert, die sich durch eine reproduzierbare und geordnete Porengeometrie im Mikrometerbereich auszeichnen. Je nach Anordnung und Porengröße können mehr als 5 Milliarden Löcher bzw. Poren pro Quadratmeter erreicht werden.

Bei gleicher Porosität werden mit Mikrosieben geringere Druckverluste bzw. höhere Volumenströme erreicht als bei klassischen Filtrationsverfahren. Begründet werden kann dieser Effekt insbesondere mit der geringen Mikrosiebdicke von ca. 4 bis 50  $\mu\text{m}$ . Die Abschätzung des Durchflusses in Abhängigkeit von der Mikrosiebgeometrie kann z. B. mit Hilfe des Gesetzes von Hagen-Poiseuille unter der Annahme einer inkompressiblen, laminaren Strömung erfolgen. Es wird ersichtlich, dass die Porenlänge, d.h. die Siebdicke  $L$ , umgekehrt proportional zur Durchflussleistung  $\dot{V}_L$  bei gleichbleibendem Druckverlust  $\Delta p$  ist [Brauer, 1971]:

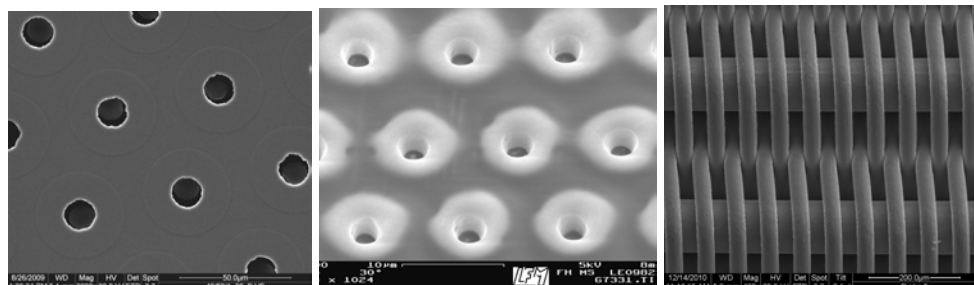
$$k = \frac{\dot{Q}}{A \cdot \Delta T_m} \quad (5)$$

mit dem Porenradius  $r_L$  und der dynamischen Gasviskosität  $\eta$ .

Aufgrund der geringen Porenlänge  $L$  und der geraden Porenkanäle besteht nur eine geringe Wahrscheinlichkeit der inneren Verblockung der Poren. Sehr feine Metallgewebe (Köpertressengewebe) können aufgrund der geordneten Filterstruktur ebenfalls als Mikrosiebe bezeichnet werden. Allerdings sind die Porenkanäle anders als bei Folienmikrosieben nicht zylindrisch, sondern je nach Webart teilweise stark verwinkelt, so dass eine höhere Möglichkeit der dauerhaften Verblockung der Poren besteht.

REM-Aufnahmen verschiedener Mikrosiebe sowie eines Tressengewebes sind in Abbildung 44 gegenüber gestellt. Sichtbar werden insbesondere die Unterschiede in den vorhandenen Porenkanälen zwischen den Mikrosieben und dem Metallgewebe. Zudem sind die sehr engen Porengrößenverteilungen der abgebildeten Mikrosiebe erkennbar, womit ein scharfer Trennschnitt bei der Filtration erreicht werden kann. Dies ist insbesondere in der Flüssigkeitsfiltration wichtig, wo gezielt und zuverlässig Komponenten nach ihrer Größe, wie z. B. Keime aus Milch oder Blutbestandteile abgetrennt werden sollen. Des Weiteren weisen Mikrosiebe im Vergleich zu Metallgeweben oder Keramikmembranen eine sehr glatte Oberfläche auf, die das Anhaften von Filterkuchen bzw. Deckschichten erschwert.

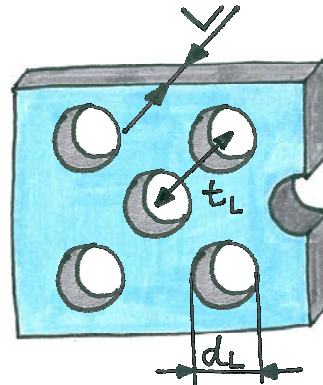
Abbildung 44: REM-Aufnahmen verschiedener Mikrosiebe (v.l.n.r.: mikrogalvanisch hergestelltes Nickel-Mikrosieb, laserperforiertes Edelstahl-Mikrosieb und Metallgewebe)



Die Herstellung von Mikrosieben ist umfassend in [Gehrke, 2008] beschrieben.

Aufgrund der geregelten Porenstruktur von Mikrosieben ist eine für die Untersuchung der filtertechnischen Eigenschaften erforderliche Charakterisierung der Geometrie auf eindeutige Art und Weise möglich. Die Geometrie eines Mikrosiebes wird dabei durch die Geometrie der Eintrittsöffnung, den Porendurchmesser ( $d_L$ ), die Porenanordnung (Porenabstand  $t_L$ ), die Siebdicke ( $L$ ) und die Porenform festgelegt:

Abbildung 45: Relevante Parameter zur Beschreibung der Mikro-siebgeometrie



Mit Hilfe dieser Parameter lassen sich die Kenngrößen Porosität  $\varphi$ , Teilung  $d_L/t_L$  und Aspektverhältnis  $L/d_L$  errechnen.

Die Porosität  $\varphi$  ist das Flächenverhältnis von freier zu geschlossener Fläche und wird im Falle kreisrunder Porenöffnungen und einem hexagonalen Porenarray (Abbildung 45) wie folgt errechnet:

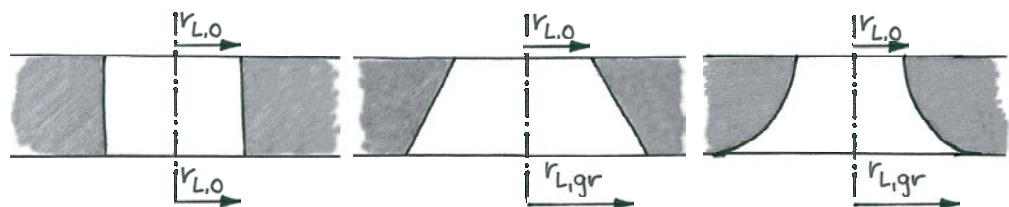
$$\varphi = \frac{\pi}{2 \cdot \sqrt{3}} \cdot \left( \frac{d_L}{t_L} \right)^2 \quad (6)$$

Das Verhältnis von Porendurchmesser zum Porenabstand wird dabei als Porenteilung  $d_L/t_L$  bezeichnet. Die Herstellung anders geformten Porenöffnungen, beispielsweise Langlöchern ist ebenfalls möglich. Die Porosität entspricht jeweils dem Verhältnis von Porenfläche zu Filterfläche.

Mikrosiebe besitzen je nach Typ unterschiedliche Porenformen. Bei einer kreisrunden Pore sind das:

- zylindrischer Porenkanal
- konischer Porenkanal (Kegelstumpf)
- parabolischer bzw. hyperbolischer Porenkanal

Abbildung 46: Porenformen: zylindrisch (links), konisch (Mitte) und hyperbolisch (rechts)



Das Verhältnis zwischen dem kleineren Durchmesser und dem größeren Durchmesser ist als die Öffnungsweite  $r_{L,o}/r_{L,gr}$  definiert. Die Definitionen für  $\alpha$ ,  $\varphi$  und der Teilung werden auf die Seite mit dem geringeren freien Durchmesser bezogen. Bei Öffnungsweiten  $r_{L,o}/r_{L,gr} < 1$  bezeichnen die Angaben  $d_L$  und  $r_L$  in

dieser Arbeit stets den kleineren Durchmesser bzw. den kleineren Radius der Porenöffnung.

### **Versuchsdurchführung Scheitholzofen**

Zunächst wurde für mindestens eine Stunde mit Birke befeuert, um eine entsprechende Vorwärmung des Ofens und der Abgasstrecke zu erzielen. Anschließend wurde die Versuchsstrecke mit heißem Abgas durch Betrieb von Gebläse 1 (G1, Abbildung 26) durchströmt und auf Temperaturen zwischen 250 und 300°C erhitzt. Währenddessen wurde die Partikelkonzentration, d.h. die Rohgaskonzentration im Abgas, bestimmt, bis konstante Partikelkonzentrationen vorlagen. Dann wurde das Filtermedium in die Filterhalterung eingesetzt. Anschließend wurde die Partikelmessung an die Messstelle im Reingasbereich ca. 20 cm hinter der Filterhalterung angebracht und das Gebläse 2 (G2, Abbildung 26), aktiviert. Das jeweils eingespannte Filtermedium wurde so lange von partikelbeladenem Abgas durchströmt, bis die Reingaskonzentration unterhalb der Nachweisgrenze des Messgeräts abgesunken war.

### **Versuchsdurchführung Hackschnitzelkessel**

Das Filtermedium wird in die vorgesehene Halterung (Flansch) eingesetzt. Die Versuchsstrecke sowie der Flansch werden anschließend manuell mit einem Heißgasfön vorgewärmt. Nach einer Vorwärmung von ca. 15 Minuten wird die Pumpe mit einer Absaugleistung von 1,5 m<sup>3</sup>/h eingeschaltet, was einer Gasgeschwindigkeit am Filtermedium von 0,05 m/s entspricht. Mit Einschalten der Pumpe wird die Reingaskonzentration hinter dem Filtermedium mittels FMPS und Ejektorverdünnung gemessen. Anschließend wird die Partikelkonzentration vor dem Filtermedium bestimmt (Rohgas). Nach insgesamt 5 Minuten wird die Messung unterbrochen und es wird ein Planfilter hinter dem zu untersuchenden Filtermedium eingesetzt. Der Versuch wird für weitere 60 Minuten fortgeführt. Die durchgezogene Gasmenge wird protokolliert. Roh- und Reingaskonzentration werden im 10-Minuten-Rhythmus gemessen. Der Druckverlust wird kontinuierlich aufgezeichnet.

### **Verwendete Filtermedien**

Für die Versuche wurden zwei unterschiedliche Mikrosiebe mit 10,3 µm (Nr. 17) bzw. 16,4 µm (Nr. 114) Porendurchmesser verwendet. Nach jedem Versuch wurden die Mikrosiebe im Ultraschallbad gereinigt und anschließend im Trockenschrank bei 80°C getrocknet. Zudem wurden die Filtertressen HiFlo36 und die Panzertresse RPD100 der Firma Haver & Boecker eingesetzt (s. Tabelle 13):

**Tabelle 13: Eingesetzte Filtermedien**

Medium	Mittlerer Porendurchmesser $d_L$ [ $\mu\text{m}$ ]	Porosität $\varphi$ [%]	Filterdicke $L$ [ $\mu\text{m}$ ] <sup>***</sup>
Mikrosieb Nr. 17	10,3	3,85	14,09
Mikrosieb Nr. 114	16,4	9,76	11,20
Mikrosieb Nr. 87	17,9	11,62	13,34
Mikrosieb Nr. 252	10,0	3,63	18,27
Mikrosieb Nr. 389	3,0	0,33	16,50
Tresse HiFlo 36	34-36*	64**	210
Tresse RPD100	k.A.	38	570

\* Filterfeinheit [Haver & Boecker, 2009]

\*\* theoretische Porosität [Haver & Boecker, 2009]

\*\*\* berechnet aus Gewicht, Filterfläche und Dichte Nickel

### Bestimmung des zeitlichen Verlaufs des Abscheidegrads im Abgas – Scheitholzofen

Die Partikelanzahlverteilung im Rohgas des Versuchsofens ist in Abbildung 31 dargestellt. Im Hauptabbrand liegt der Modalwert der Verteilung bei 36 bis 39 nm. Der errechnete Durchmesser  $x_{VL}$  der Verteilung aus der Hauptabbrandphase beträgt 60 nm.

Die Standardabweichungen weisen gerade in instabilen Verbrennungsphasen deutlich höhere Werte auf als beim Hackschnitzelkessel.

Mit Beginn des Filtrationsprozesses wird messgerätbedingt nach ca. 8 Sekunden Verzögerung eine maximale Partikelkonzentration im Reingas gemessen, die anschließend innerhalb von Sekunden bis wenigen Minuten bis auf Werte unterhalb des Messbereichs des Partikelmessgeräts absinkt. Der Abscheidegrad verläuft entsprechend entgegengesetzt. Bei den durchgeführten Versuchen wurde der Abscheidegrad ebenso wie bei Versuchsstand II mit Hilfe der jeweils vorher bestimmten Rohgaskonzentration ermittelt. Die Rohgaskonzentration dieser Versuche liegt mit im Mittel  $1,15 \cdot 10^8$   $1/\text{cm}^3$  um fast zwei Zehnerpotenzen über der mittleren Rohgaskonzentration der Versuche an Versuchsstand II. Dementsprechend schneller verläuft der Prozess des Zusetzens der Poren. Der charakteristische Verlauf des Abscheidegrads der Versuche an Versuchsstand II ist in diesen Versuchen nicht zu erkennen.

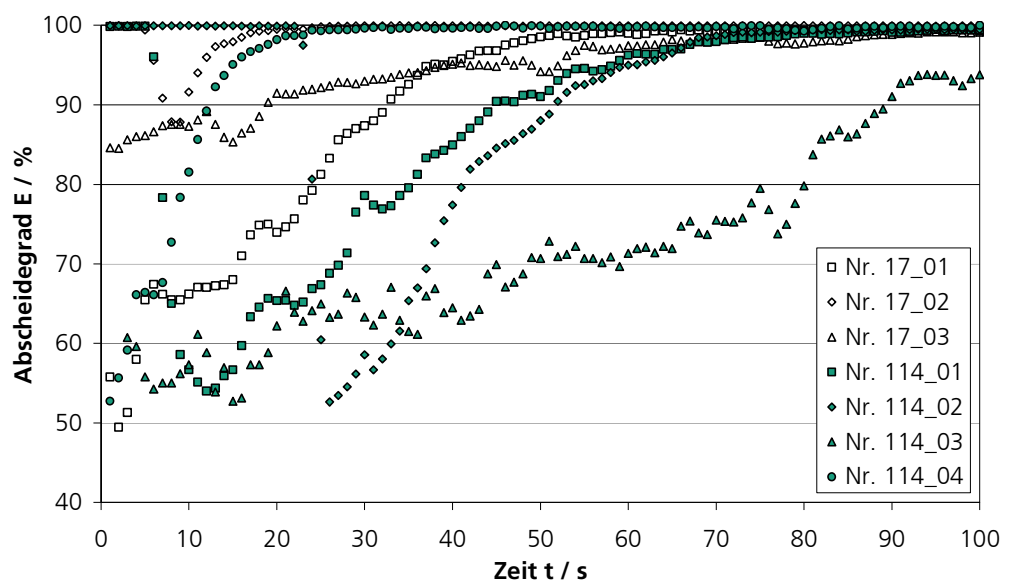
Aufgrund der deutlich höheren Schwankungen der Rohgaskonzentrationen im Vergleich zu den Versuchen am Hackschnitzelkessel (vgl. eingetragene Fehler-



balken in Abbildung 31) und der dadurch zu erwartenden schlechten Reproduzierbarkeit, wurde eine Versuchswiederholung mit den verwendeten Mikrosiebe durchgeführt.

Der Verlauf der ermittelten Abscheidegrade für vier Versuche mit den Mikrosieben Nr. 114 ( $d_L = 16,4 \mu\text{m}$ ) und drei Versuche mit Nr. 17 ( $d_L = 10,3 \mu\text{m}$ ) ist in nachfolgender Abbildung dargestellt. Die Partikelkonzentrationen im Rohgas lagen im Mittel bei  $1,15 \cdot 10^8 \text{ 1/cm}^3$ .

Abbildung 47: Verlauf des Gesamtabseidegrads der beiden untersuchten Mikrosiebe Nr. 17 und Nr. 114



Tendenziell werden mit den kleineren Porengrößen des Mikrosiebs Nr. 17 schneller höhere Abscheidegrade erreicht als mit Mikrosieb Nr. 114. Bis auf Versuch Nr. 114\_03 werden ab ca. 60 Sekunden sehr hohe Abscheidegrade erreicht.

Neben der jeweils vorab bestimmten Rohgaskonzentration sind die während der Versuche vorliegenden Rohgastemperatur, der Modalwert der Partikelverteilung und die maximale Reingaskonzentration in Tabelle 14 aufgeführt. Des Weiteren wurde die Zeit bis zum Gesamtabseidegrad von 90 bzw. 99 % bestimmt.

Bei Vergleich der Zeit, bis bestimmte Abscheidegrade erreicht sind, werden die großen Schwankungsbreiten ebenfalls deutlich. An dieser Feuerungsanlage ist die Herstellung konstanter und reproduzierbarer Bedingungen, wie die Rohgaskonzentration, die Rohgasverteilung und die Gastemperatur schwierig bis unmöglich. Aufgrund dieser systemischen Schwankungen ist keine Reproduzierbarkeit der Ergebnisse gegeben.

**Tabelle 14: Ergebnisse der Abscheideversuche am Scheitholzofen**

MS_#	$C_{\text{Roh}}$ [1/cm <sup>3</sup> ]	$T_{\text{Abgas}}$ [°C]	$x_{\text{mod.0}}$ [nm]	$C_{\text{Rein. Max}}$ [1/cm <sup>3</sup> ]	t bis E=90% [s]	t bis E=99% [s]
114_01	9,26E+07	218	34,0	4,26E+07	45	85
114_02	1,33E+08	274	34,0	1,75E+05	52	72
114_03	9,48E+07	304	39,2	6,60E+07	90	286
114_04	6,71E+07	275	107,5	3,16E+07	13	24
17_01	1,35E+08	293	34,0	4,83E+07	33	58
17_02	1,46E+08	267	107,5	1,77E+07	10	17

### Bestimmung des zeitlichen Verlaufs des anzahlbezogenen und gravimetrischen Abscheidegrads – Hackschnitzelkessel

Die Ergebnisse der gravimetrischen Abscheidegradbestimmung sind in Tabelle 15 dargestellt. Nach jeweils einer Stunde Betriebszeit wurde erwartungsgemäß mit Mikrosieb 389 mit einem Porendurchmesser von 3 µm der höchste Abscheidegrad (99,88%) erreicht. Mit steigenden Porendurchmessern wurden höhere Konzentrationen im Abgas festgestellt. Die Gesamtstaubmasse hinter den Filtermedien lag bei dem engmaschigen Gewebe (Hiflo36) sowie den Mikrosieben deutlich unter der 2. Stufe der 1. BlmSchV. Das gröbere RPD100 würde in diesem Versuchsaufbau (d. h. erstmalige Beladung) die Anforderung von 20 mg/m<sup>3</sup> verfehlen. Es ist anzumerken, dass die Werte nicht auf 13 % O<sub>2</sub> bezogen wurden.

**Tabelle 15: Staubmasse hinter den Filtermedien nach Durchströmung mit Abgas einer Hackschnitzelfeuerung von 60 Minuten und ermittelter massebezogener Abscheidegrad**

Filtermedium	Staubmassenkonzentration im Reingas [mg/Nm <sup>3</sup> ]	Abscheidegrad [%]
<b>Rohgaskonzentration</b>	<b>59,2</b>	
MS 87 (17,9µm)	1,3	97,80
MS 252 (10µm)	0,4	99,35
MS 389 (3µm)	0,1	99,88
Hiflo36	3,9	93,47
RPD100	28,6	51,61

Die partikelanzahlbezogenen Abscheidegrade wurden parallel durch mehrmaliges Messen der Roh- und Reingaskonzentration bestimmt. Die Ergebnisse sind nachfolgend aufgeführt:

**Tabelle 16: Gemittelter Abscheidegrad der Filtermedien nach Durchströmung mit Abgas einer Hackschnitzelfeuerung von 60 Minuten**

Filtermedium	Rohgaskonzentration [1/cm <sup>3</sup> ]	Reingaskonzentration [1/cm <sup>3</sup> ]	Abscheidegrad [%]
MS 87 (17,9µm)	1,93E+07	1,29E+06	93,30
MS 252 (10µm)	2,62E+07	2,51E+05	99,04
MS 389 (3µm)	2,30E+07	2,53E+05	98,90
Hiflo 36	2,12E+07	5,04E+06	76,25
RPD100	1,07E+07	5,21E+06	51,39

Der anzahlbezogene Abscheidegrad ist leicht geringer als der massebezogene Abscheidegrad. Es ist zu ergänzen, dass der massebezogene Abscheidegrad auf eine mittlere Rohgaskonzentration bezogen wurde. Da im Anlagenbetrieb Schwankungen in der Rohgaskonzentration festzustellen waren (vgl. Tabelle 16) gibt der jeweils bestimmte anzahlbezogene Abscheidegrad ein realistisches Bild wieder.

Der zeitliche Verlauf des Abscheidegrads der untersuchten Filtermedien ist in nachfolgender Abbildung 48 dargestellt. Die Abscheidegrade der Mikrosiebe 389 (3 µm) und 252 (10 µm) sind unmittelbar bei annähernd 100 %. Bei Mikrosieb Nr. 87 wurde in den ersten 5 Minuten nach Beginn der Durchströmung ein Abscheidegrad von ca. 69 % ermittelt, der aber bereits nach 7,5 Minuten bei über 95 % angelangt ist. Zur besseren Übersichtlichkeit wurden die Verläufe von Hiflo36 und RPD100 durch Ausgleichsgeraden verdeutlicht. Hier erreicht das Hiflo36 nach ca. 20 Minuten einen Abscheidegrad von 99 %. Das RPD100 erreicht diesen Abscheidegrad nach ca. 100 Minuten. Die Rohgaskonzentrationen bei diesem Versuch waren nur etwa halb so hoch wie bei den übrigen Versuchen. Daher ist anzunehmen, dass bei ähnlichen Rohgaskonzentrationen auch durch das RPD100 schon deutlich früher ein hoher Abscheidegrad erreichbar ist.

Abbildung 48: Verlauf des Gesamtabscheidegrads der untersuchten Filtermedien über einen Zeitraum von 100 Minuten

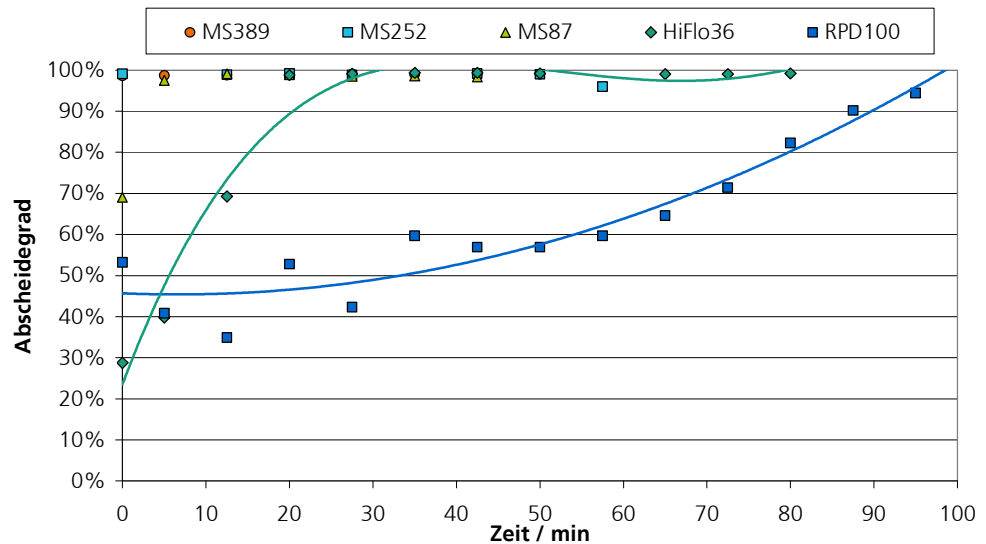
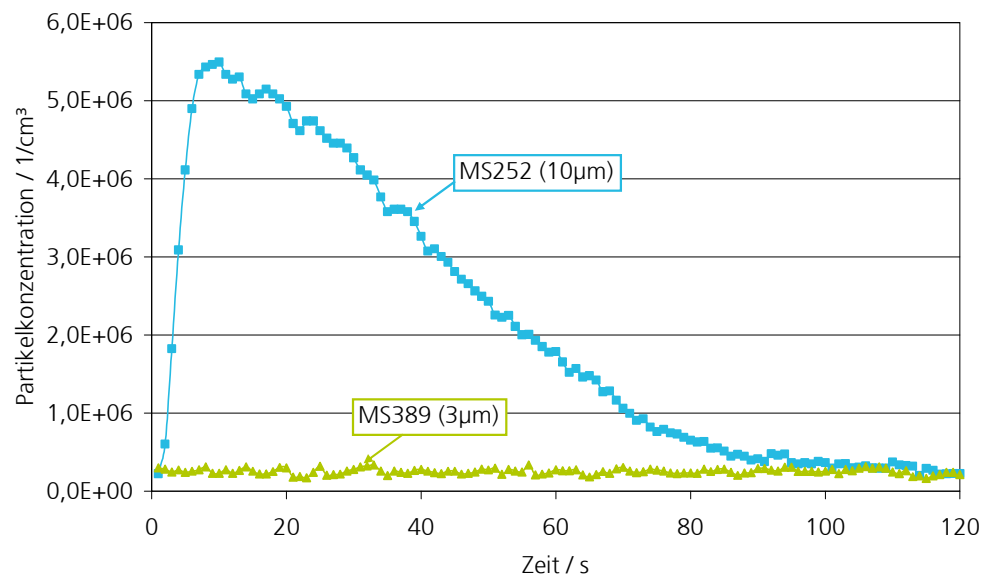


Abbildung 49 zeigt den Verlauf der Reingaskonzentrationen hinter den Mikrosieben 252 und 389. Während MS252 nach etwa 120 Sekunden eine annähernd vollständige Abscheidung der Aerosolpartikel erreicht, ist ein Anstieg der Reingaskonzentration hinter MS389 gar nicht feststellbar. Die Konzentrationen bewegen sich unterhalb des Messbereichs des Messgeräts und werden als Rauschen dargestellt.

Abbildung 49: Verlauf der Reingaskonzentrationen der Mikrosiebe 252 und 389



### Bestimmung der Temperaturbeständigkeit von Mikrosieben

Die Temperaturbeständigkeit der Mikrosiebe wurde im Muffelofen durch das Fahren verschiedener Temperaturrampen untersucht. Nach Einlegen mehrerer Stücke wurde die Temperatur in 100°C-Schritten von 100 bis 800°C erhöht und jeweils eine Stunde gehalten. Im Anschluss jeder Verweilzeit wurde eines der Mikrosiebe entnommen und untersucht. Schon bei vergleichsweise geringen Temperaturen von  $T = 200^\circ\text{C}$  ist ein leichtes Anlaufen der Mikrosieboberfläche zu beobachten. Ab Temperaturen um  $450^\circ\text{C}$  wird das Material immer brüchiger, bis es bei ca.  $800^\circ\text{C}$  beim Herausnehmen zerfällt.

Im Praxisversuch wurden Mikrosiebe mehrere Wochen an verschiedenen Stellen im Abgas des Scheitholzofens befestigt (vgl. Abbildung 50). Nach Temperaturen bis  $350^\circ\text{C}$  (Anbringung I und II) und zahlreichen Lastwechseln waren die eingesetzten Mikrosiebstücke nach wie vor mechanisch stabil. Es konnte keine Veränderung der Porengeometrie festgestellt werden. Bei Temperaturen bis  $800^\circ\text{C}$  unmittelbar hinter den Brennraum (Anbringung III) war eine starke Versprödung der Mikrosiebe feststellbar, während das Metallgewebe mechanisch stabil blieb (vgl. Abbildung 51 und Abbildung 52).

Abbildung 50: Skizzierte Anbringungsstellen von Mikrosieben und einem Edelstahl-Metallgewebe im Abgas einer Holzfeuerung

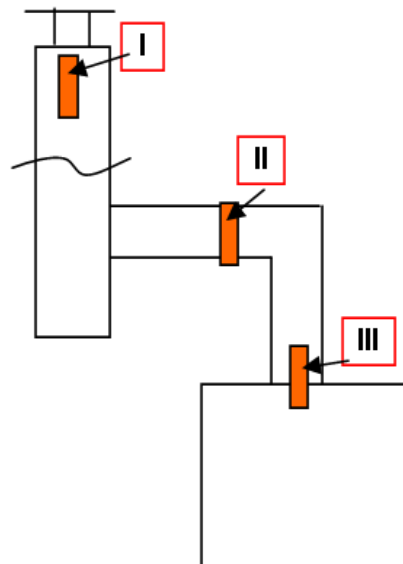


Abbildung 51: Aufnahmeinheit zur Überprüfung der Beständigkeit von Mikrosieben in unterschiedlichen Temperaturzonen – vor einer dreiwöchigen Versuchsreihe

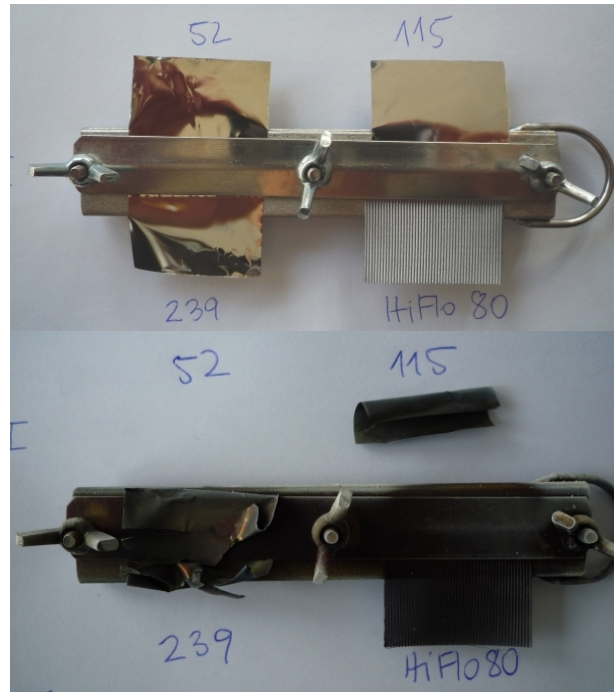


Abbildung 52: Aufnahmeinheit zur Überprüfung der Beständigkeit von Mikrosieben in unterschiedlichen Temperaturzonen – nach einer dreiwöchigen Versuchsreihe an Position III

Eine Beständigkeit von Nickel- und Chromnickelmikrosieben über mehrere Tausend Betriebsstunden wird bei Braunkohlefeuerungen in der Literatur beschrieben [Winkler, 1998]. Eine vergleichbare Anzahl an Betriebsstunden ist bei Holzfeuerungen in der Literatur noch nicht dokumentiert worden und wäre durch praktische Versuche noch zu bestätigen. Durch geeignete zusätzliche Antikorrosionsschichten können ggf. die Betriebszeit verlängert oder das Anwendungsspektrum auf die Entstaubung anderer, chemisch aggressiver Prozessgase erweitert werden. Die nachträgliche Oberflächemodifizierung kann mit galvanischen, physikalischen oder nasschemischen Methoden erreicht werden. Antikorrosionsschichten können z. B. physikalisch durch Besputtern aufgebracht werden. Bakterizide und/oder photokatalytische Schichten können nasschemisch aufgebracht werden. Beispielsweise wird das Aufbringen dieser nanoskaligen, photokatalytischen und bakteriziden Nanokompositsschichten aus Titandioxid-Partikeln auf Mikrosiebe in einem aktuellen Forschungsprojekt untersucht [Keuter et al., 2011].

Aus diesem Grund sind Mikrosiebe zum derzeitigen Entwicklungsstand nicht im Hochtemperaturbereich über 350°C einsetzbar. Ein Dauerbetriebsnachweis bei niedrigeren Temperaturen über mehrere Monate müsste noch erbracht werden.

In einem aktuellen Forschungsfeld von Fraunhofer Umsicht werden Edelstahlmikrosiebe entwickelt. Diese wären für den Anwendungsfall der Hochtemperaturentstaubung zu erproben. Für einen Temperaturbereich bis ca. 350°C sind

Mikrosiebe als Filtermedium voraussichtlich anwendbar. Zur Auslegung einer Filtereinheit auf Basis von Mikrosieben wurde ein Modell entwickelt, das nachfolgend beschrieben wird.

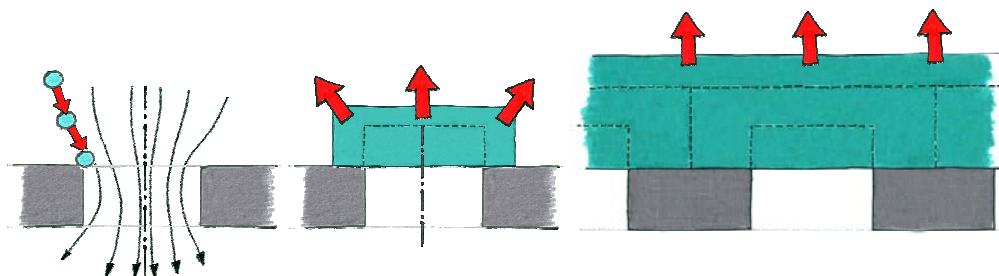
### Theoretisches Modell zur Charakterisierung von metallischen Mikrosieben zur Gasreinigung

Die Versuche wurden zur Validierung eines theoretischen Modells zur Filtrationskinetik von Mikrosieben verwendet, das im Rahmen des Forschungsprojekts »Metallische Mikrosiebe zur spezifischen Abscheidung von Schadstoffen und Keimen aus Abgasen, Wasser und Lebensmittel«, gefördert vom Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF), Förderkennzeichen 01RI0909A, entwickelt wurde. Auf Basis des Modells ist eine konkrete Auslegung von Mikrosiebfiltern unter anderem in Abhängigkeit von den Parametern Partikeldurchmesser, Gasgeschwindigkeit bzw. Volumenstrom, Gasdichte und Gas Temperatur möglich. Das Modell wird nachfolgend zusammengefasst. Eine ausführliche Darstellung ist in [Stahl, 2011] enthalten.

Dazu wurde der für die Auslegung von Mikrosiebfiltern wesentliche Prozess der Filtrationskinetik, d.h. der zeitliche Verlauf von Abscheidegrad und Druckverlust in einem physikalisch begründeten, algebraisch lösbaeren Berechnungsmodell abgebildet.

Die Filtrationskinetik unterteilt sich dabei in drei Teilabschnitte: die Durchströmung und die Anlagerung von Partikeln an sauberen Mikrosieben (Zeitpunkt 0), das dynamische Zuwachsen der Poren aufgrund der abgeschiedenen Partikel (Phase 1) sowie den Aufbau eines Filterkuchens (Phase 2). Jeder Teilabschnitt wurde separat durch Formulierung eigener mathematischer Ansätze oder durch Weiterentwicklung bzw. Anpassung bereits bekannter Modelle modelltechnisch erfasst. Die Modellvorstellung ist in nachfolgender Abbildung skizziert:

Abbildung 53: Modellvorstellung, v.l.n.r. Zeitpunkt 0, Phase 1, Phase 2

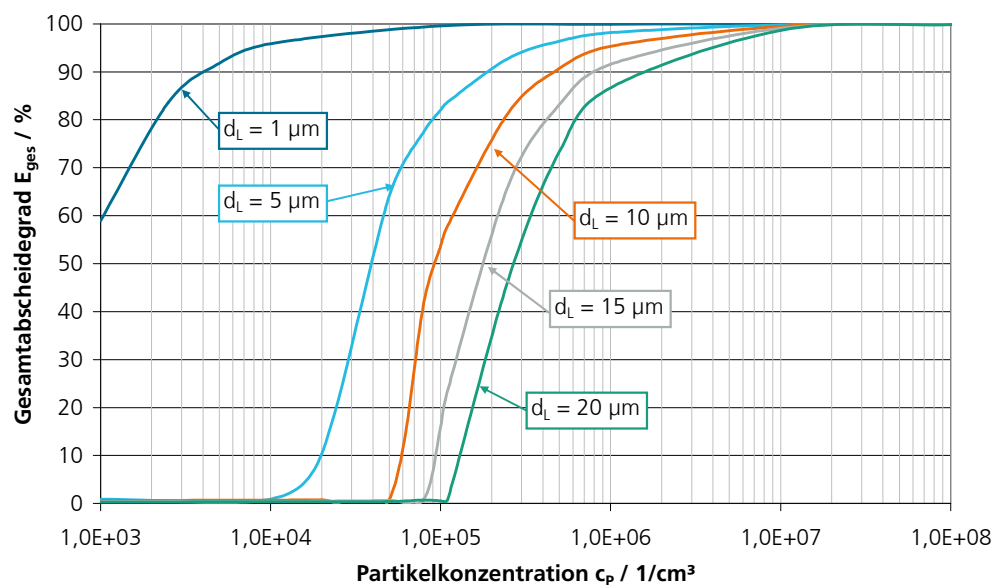


### Anforderungen zum Einsatz von Mikrosieben in Feuerungsabgasen

Das Modell wurde nachfolgend angewendet. Für das Einsatzgebiet »Holzfeuerungsabgase« wurden Porendurchmesser zwischen 15 und 20  $\mu\text{m}$  als ausreichend ausgemacht, um über ein Filtrationsintervall von ca. einer Stunde eine ausreichende hohe Abscheidequalität zu erzielen. Kleinere Porendurchmesser

führen zwar zu einem schnelleren Zusetzen der Poren. Dies ist jedoch bei den vorliegenden hohen Partikelkonzentrationen nicht maßgeblich für das schnelle Erreichen eines hohen Abscheidegrads. So wird bei einer Partikelkonzentration von  $2,0 \cdot 10^5$  ein mittlerer Abscheidegrad von über 95 % bei Mikrosieben mit einem Porendurchmesser von 20  $\mu\text{m}$  erreicht, betrachtet über einen Zeitraum von einer Stunde. Bei einem Mikrosieb mit Porendurchmessern von 15  $\mu\text{m}$  liegt der errechnete mittlere Abscheidegrad bei 98 % (vgl. Abbildung 54).

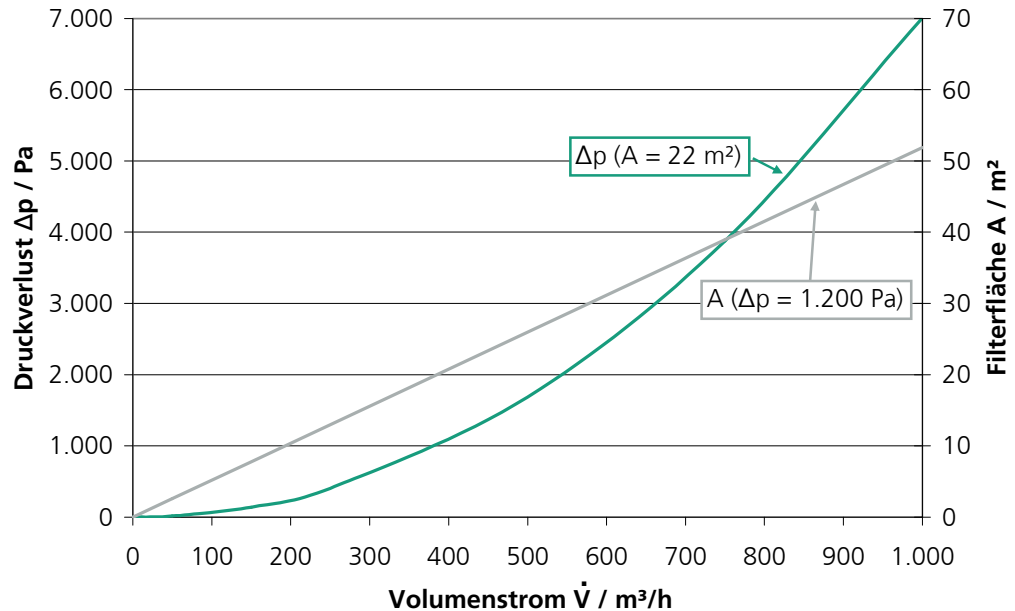
Abbildung 54: Gesamtabseidegrad in Abhängigkeit von der Partikelkonzentration über eine Betriebszeit von einer Stunde für verschiedene Porendurchmesser [Stahl, 2011]



Im Betrieb von Holzfeuerungen kommt es in der Regel zu verschiedenen Lastzuständen, die unterschiedliche Volumenströme und damit unterschiedliche Druckverluste verursachen. In der nachfolgenden Abbildung ist der Einfluss des Volumenstroms auf den Druckverlust bei einer feststehenden Filterfläche von 22  $\text{m}^2$  für ein Mikrosieb mit einem Porendurchmesser von 15  $\mu\text{m}$  bei einer Porosität von 8,6 % dargestellt. Zudem ist auf der Sekundärachse der Einfluss des Volumenstroms auf die erforderliche Filterfläche bei einem feststehenden Druckverlust aufgetragen.



Abbildung 55: Einfluss des Volumenstroms auf den Druckverlust bei einer Filterfläche von 22 m<sup>2</sup> sowie Einfluss auf die Filterfläche bei einem Druckverlust von 1.200 Pa für ein Mikro-sieb mit  $d_L = 15 \mu\text{m}$  und  $\varphi = 8,6 \%$  und einer Betriebszeit von einer Stunde

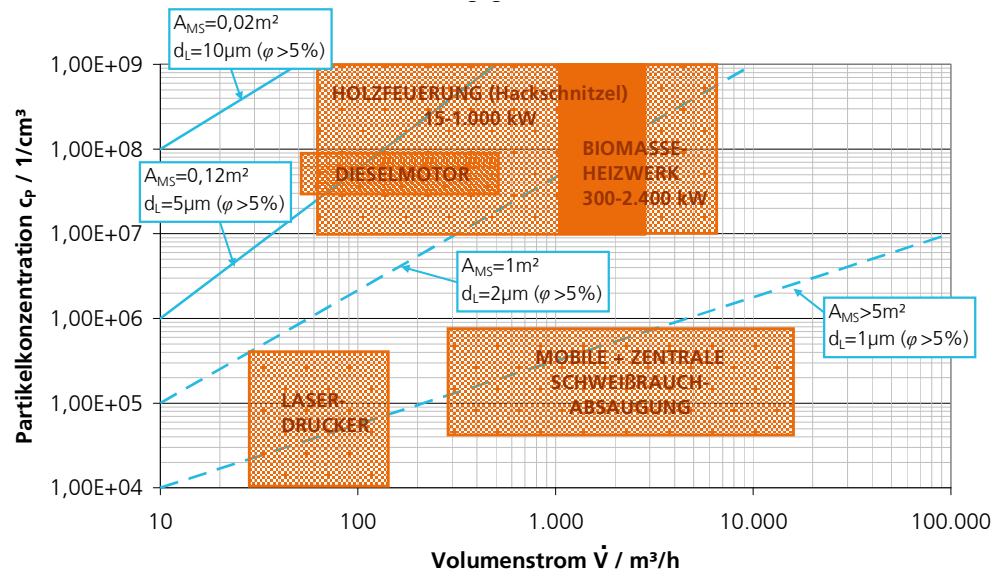


Der Druckverlust wächst überproportional mit dem zunehmenden Volumenstrom. Für den dargestellten Volumenstrombereich sind handelsübliche Ventilatoren mit entsprechenden Betriebspunkten verfügbar [Elektror, 2011]. Bei der Wahl des Ventilators würde man aufgrund des dynamischen Druckverlusts während der Filtration und nicht auszuschließende Auslegungsunsicherheiten aufgrund vereinfachter Modellannahmen auf einen Ventilator mit einer flachen Kennlinie zurückgreifen. Eine Veränderung des Druckverlusts hat dann nur einen geringfügigen Einfluss auf den geförderten Volumenstrom.

Vor dem Hintergrund einer Filterauslegung für einen gegebenen Volumenstrom ist die jeweils erforderliche Filterfläche von Bedeutung. In Abbildung 55 wird die errechnete Filterfläche bei einem definierten, maximalen Druckverlust von 1.200 Pa nach einer Stunde Betriebszeit dargestellt. Die erforderliche Filterfläche zeigt eine lineare Abhängigkeit von dem vorliegenden Volumenstrom.

Den aktuellen Stand und die künftigen Entwicklungstendenzen der Mikro-siebtechnik und die damit erschließbaren Anwendungsgebiete sind im nachfolgenden Diagramm dargestellt. Die durchgezogenen Linien kennzeichnen technisch realisierbare Anwendungsgebiete, während gestrichelte Linien perspektivische Anwendungsgebiete markieren.

Abbildung 56: Mögliche aktuelle und zukünftige Anwendungsgebiete der Gasreinigung mit Mikrosieben,  $A_{MS}$  entspricht der Fläche eines einzelnen Mikrosiebs [Stahl, 2011]



Aktuell wird eine technische Umsetzung bei Volumenströmen von bis zu ca. 600 m<sup>3</sup>/h bei hohen Partikelkonzentrationen von 10<sup>6</sup> bis 10<sup>9</sup> 1/cm<sup>3</sup> als realisierbar angesehen. Eine Biomassefeuerung mit einer Nennwärmeleistung von 950 kW erzeugt eine Abgasmenge von ca. 4.000 m<sup>3</sup>/h bei ca. 85°C Abgastemperatur hinter dem Economizer. Daher ist dieser Anwendungsbereich erst bei einer Vergrößerung der herstellbaren Flächen auf ein bis zwei Quadratmeter sowie die Vergrößerung der Porosität bei Porendurchmessern unter 5 µm abdeckbar.

### Zusammenfassung der Ergebnisse und Vorschläge zum Entstaubungskonzept

Gerade bei hohen Partikelkonzentrationen im Abgas wurde ein schnelles Zusetzen des Versuchswärmeübertragers festgestellt. Beim Einsatz des Wärmeübertragers im Hochtemperaturbereich direkt hinter der Feuerung liegen noch deutlich höhere Frachten vor allem von größeren Partikeln, d. h. Flugaschepartikeln vor.

Deuerling hat in seiner Arbeit Partikelfrachten im Überhitzer unterschiedlicher Feuerungen ermittelt [Deuerling, 2009]. U. a. wurde eine Rindenfeuerung beprobt. Die Probenahmestelle war im zweiten von zwei Vertikalzügen des Kessels. Die Temperatur im Kessel lag bei 230 °C. Die Gesamtmassenkonzentration lag im Mittel bei 840 mg/m<sup>3</sup>. Dabei lag eine trimodale Partikelverteilung vor. Aufgrund eines hohen Flugascheanteils machte die Grobfraction mit Partikeldurchmessern > 20 µm 54 % der Gesamtstaubmasse aus. Die mittlere Fraction mit 1 bis 20 µm wies einen Anteil von 14 % auf. Insgesamt 32 % der Partikelmasse fiel auf die Feinstfraction < 1 µm.

Für die praktische Umsetzung wird daher eine neuartige Konstruktion der bisher verwendeten ORC-Verdampfer vorgeschlagen (s. Kapitel 2.1.6). Dazu sollen parallel zu den Rohren eingesetzte Druckluftanlagen integriert werden. Der durch die automatische und ggf. manuelle Reinigung abfallende Staub soll am Mantelboden durch ein automatisches Ascheausbringsystem ausgetragen werden und in einem Container bis zur fachgerechten Entsorgung gelagert werden.

Auf Basis der in [Deuerling, 2009] dargestellten Ergebnisse wird ein Großteil der Staubfracht im Überhitzer durch Partikel  $> 1 \mu\text{m}$  repräsentiert. Diese können mit einem relativ geringen apparativen und energetischen Aufwand durch eine mechanische Entstaubungsvorrichtung entfernt werden.

Daher wird an dieser Stelle die Integration eines Zyklons zwischen Feuerung und Wärmeübertrager vorgeschlagen. Diese Maßnahme hat zudem den Vorteil, dass dadurch ein besserer Ausbrand erreicht werden kann.

Die ermittelten Werte können aufgrund der unterschiedlichen Feuerungen und Probenahmestellen nicht direkt für eine Grobauslegung eines Zyklons verwendet werden. Es ist anzunehmen, dass bereits ein Teil der Partikelmasse durch die Strömungsumlenkung im ersten Zug abgeschieden wurde. Ein Großteil der Masse wird durch Partikel erzeugt, die größer als  $1 \mu\text{m}$  sind. Daher lassen sich mit einem Zyklon und einem Trennschnitt von mindestens  $1 \mu\text{m}$  wesentliche Partikelmassen abtrennen.

Eine Grobauslegung für einen Zyklon ist in nachfolgender Tabelle dargestellt:

**Tabelle 17: Grobe Auslegungsrechnung eines HT-Zyklons DN400**

Parameter	Wert	Einheit
Gasmassenstrom*	0,845	kg/s
Gasdichte	0,30	kg/m <sup>3</sup>
kin. Viskosität**	1,62E-04	m <sup>2</sup> /s
Gastemperatur	850	°C
Volumenstrom	10.111	m <sup>3</sup> /h
Dichte Asche***	2.200	kg/m <sup>3</sup>
Partikelmasse	840	mg/Nm <sup>3</sup>
Eintrittsbeladung****	0,0028	kg/kg <sub>Gas</sub>
Tauchrohrgeschw. $v_i$ [m/s]	22,5	m/s
Breite Einlauf $b$	0,16	m
Höhe Einlauf $h_e$	0,70	m

Parameter	Wert	Einheit
Tauchrohrradius $r_i$	0,20	m
Zyklonaußenradius $r_A$	0,60	m
Höhe zylindr. Teil $h_z$	0,60	m
Tauchrohrlänge $h_T$	0,60	m
Trennkorndurchmesser $d$	0,1272	$\mu\text{m}$
Druckverlust	1.839,87	Pa
Leistungsbedarf	5,17	kW
Invest	15.000	€

\* [WTA Bioflamm, 2010]

\*\* für Luft bei 850°C und 1 bar

\*\*\* [Kaltschmitt et al., 2009]

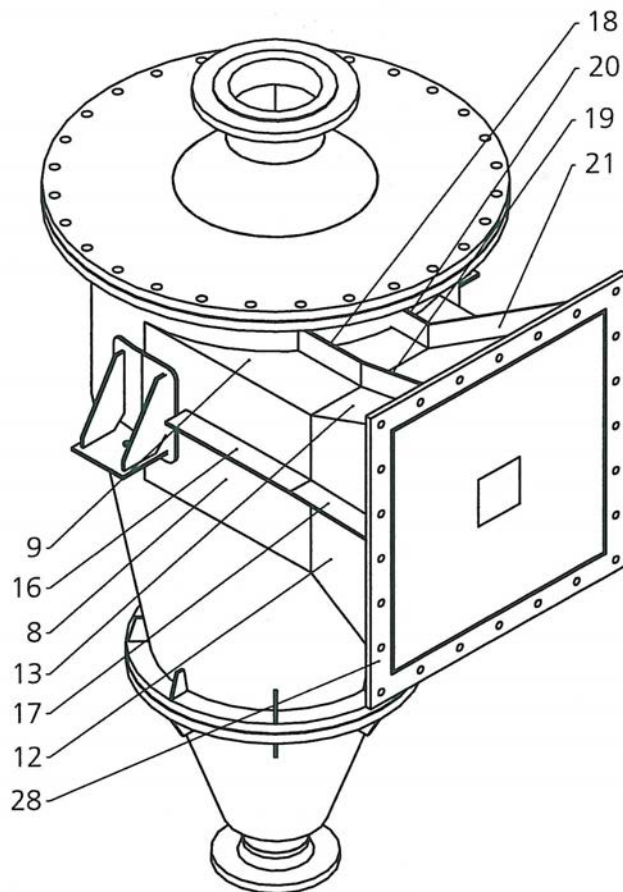
\*\*\*\* unter Annahme von ca. 850 mg/Nm<sup>3</sup> im Abgas [Deuerling, 2009]

Der Trennkorndurchmesser wurde bei den angegebenen Parametern zu 0,127  $\mu\text{m}$  berechnet. Selbst bei doppelt so hohen Partikelfrachten ändert sich der Wert kaum. Auch der Druckverlust von ca. 1.840 Pa bleibt konstant.

Aufgrund der hohen Temperaturen wird eine Schamottierung der Zykloninnenwand vorgeschlagen. Als Material wird Schwarzstahl: S235 vorgeschlagen. Für den Einlauf sollten dickere Wandstärken verwendet werden.

Abbildung 57 zeigt einen schamottierten Hochtemperaturzyklon, der mit gleichem Berechnungsansatz für geringere Volumenströme ausgelegt wurde:

Abbildung 57: Beispiel  
 HT-Zyklon zur Grobent-  
 staubung



Zur Feinentstaubung kann entweder zunächst auf ein konventionellen filternden Abscheider zurück gegriffen werden, der bei ausreichender technischer Reife mit Mikrosieben nachgerüstet werden kann. Eine weitere Möglichkeit bietet der im nachfolgenden Kapitel beschriebene Abgaswäscher.

### 2.1.12 Untersuchung der Integration einer wirkungsvollen Restwärmenutzung mit Staub- und Teerabscheidung durch einen Abgaswäscher

Die nachgeschaltete Abgaswäsche ist integraler Bestandteil des Gesamtkonzepts. So soll der Gesamtwirkungsgrad des Systems durch die Restwärmeauskopplung des erhitzten Mediums und die Einspeisung in den Heizkreislauf gesteigert werden. Bei der vollständigen Ausnutzung der enthaltenen Wärme-

energie, d.h. bei Herunterkühlen des Abgases auf Umgebungstemperatur, kann eine Effizienzsteigerung um 20 % erreicht werden [Enercont, 2011], [BDH, 2008], [Schröder, 2010]. Gleichzeitig werden die im Gasstrom enthaltenen Feinstaubpartikel zu gewissen Anteilen abgeschieden.

Innerhalb dieses Arbeitspakets soll ein verbesserter Wärmeübergang unter Berücksichtigung der erzielten Emissionsminderung erreicht werden. Dazu wird in einem ersten Schritt der Wärmeübergang eines vorhandenen Wäschermodells bei Betrieb in einem Abgasstrom ermittelt. Dabei soll der Wärmeübergang Gas-Waschmedium in Abhängigkeit der Waschmediumtemperatur untersucht und der Einfluss auf die Abscheideleistung ermittelt werden.

### 2.1.12.1 Stand der Technik Abgaswäscher bzw. Kondensations-einheiten für Biomassefeuerungen

In der Literatur werden einige Abgaswäscher- bzw. Kondensationseinheiten beschrieben. Eine Aufstellung enthält Tabelle 18:

**Tabelle 18: Stand der Technik Abgaswäscher**

Name, Anbieter/Entwickler	Verfahren	Leistungsbe- reich Verbren- nungsanlage	Reingas- staubgehalte, Abschei- degrad (gra- vimetrisch)	Wärmeaus- kopplung	Anmerkun- gen, Markt- umsetzung, Hemmnisse	Quelle
Fa. H. Baumgartner und Sohn AG, EKO Rauchgaswäscher und –kondensator,	Sprühwäscher (Gegenstrom) mit anschließender Feinreinigung des Gasstroms durch Filtermatten; Wärmeübertragung durch Plattenwärmetauscher, Schlammabscheidung im Waschwasser durch Sedi-mentierbecken	100 bis 1000 kW	< 50 mg/Nm <sup>3</sup> bzw. <20 mg/Nm <sup>3</sup> (500 – 1.000 kW)	10 bis 25 % (in Abhängigkeit vom Wassergehalt der Hölzer) (40-50°C)	Laut Hersteller tritt keine Korrosion auf, vermutliche Kooperation mit Svensk Rökgasenergi	[Baumgartner, b], [Baumgartner, c], [Baumgartner, d]
ZAE Bayern, Rauchgaskondensation	RGK mit vorgeschalteten Economizer und anschließendem LUVVO (Zyklon für Vorabscheidung)	> 1000 kW	< 50 mg/Nm <sup>3</sup> (60-85 % Abscheidung)	18 % (40-50°C Abgastemp.)	Allgemeine Korrosionsprobleme, hohe Investitionskosten (>5000 kW rentabel), Neutralisation von Säuren im Sedimentationsbecken	[Gaderer, 2003]
Rawe, Elektrostatischer Nasswäscher,	Gleichzeitige elektrostatische Aufladung von Staub und eingedüstem Waschmedium	k.A.	k.A.	k.A.	Verwendung säurebeständiger Materialien notwendig	[Rawe, 2008]

BNV Bamberg	Eindüsen gereinigtes Abwasser; Abkühlung auf Sättigungstemperatur (65-70°C), Zirkulation des Abwassers, bis Sättigung erreicht (Kontrolliert durch Leitfähigkeitsmessung)	k.A.	k.A.	k.A.	Verwendung säurebeständiger Materialien (Kunststoffe)	[BNV Bamberg, 2011]
RACoon, Enercont	Sprühwäscher, sowohl Wäsche als auch Kondensation	k.A.	ca. 15 mg/m <sup>3</sup>	bis zu 20 % Energierückgewinnung	k.A.	[Enercont, 2011]
PowerCondenser	Sprühwäscher mit Kondensation zur Wärmerückgewinnung	> 10 kW	70 %	Max. 20 % (von 180°C auf 45°C)	Für kleine Anlagen unwirtschaftlich	[BDH, 2008]
Sprühwäscher, TU Dresden	Sprühwäscher mit Kondensation zur Wärmerückgewinnung	Bis 40 kW	Keine hinreichende Abscheidung von PM <sub>2,5</sub>	17 %		[Klemm, 2008]
AWT-TOP, Schröder Abgastechnologie	Kondensation und Wassereindüsung	>> 10 kW	Abscheidung durch vorgeschaltetes Bauteil wird empfohlen	20 % (50°C)	Edelstahlanfertigung, Vorabscheidung zur Reduzierung des Wartungsaufwands	[Schröder, 2010]
BOMAT Minitherm	Kondensation und die damit verbundene Rauchgasreinigung	> 10 kW	k.A.	k.A.	Keramikwerkstoff	[BOMAT, 2011]
Wärmetauschervorrichtung, BOMAT	Abgas wird durch Waschflüssigkeit (ruhend) geleitet + Wärmeübertragung	> 10 kW	k.A.	k.A.	Hoher Druckverlust, Alternativ: Beregnung von Keramikfüllkörpern	[BOMAT, 2009]
Reenergi GK, H. Baumgartner & Sohn AG, Svenk Rökgasenergi	Wassereindüsung, Wärmerückgewinnung über Plattenkondensatoren, Recyclierung des Wassers	>1,5 MW	< 20 mg/m <sup>3</sup>	k.A.	Keine Abscheidungen von Salzen, Adaption mit WESP möglich	[Baumgartner, a]
Dual Flow Wet Electrostatic Precipitator, Ray	Elektrostatistischer Nassabscheider (Doppelkammer), mit zwischengeschalteter Gaswäsche	k.A.	k.A.	Für Energierückgewinnung nicht ausgewiesen	k.A.	[Ray, 2008]

Zusammenfassend lässt sich folgendes festhalten:

### **Wärmerückgewinnung**

Während mit dem Betrieb eines Abgaswäschers ausschließlich eine Reinigung des Rauchgases bezweckt wird, kann durch den Rauchgaskondesator die im Dampf enthaltene Energie durch unterschreiten den Taupunktes bewirkt wer-

den. Als positiver Nebeneffekt findet dabei eine zusätzliche Rauchgasreinigung statt, die durch die Ausbildung von Wassertropfen initiiert wird.

In der Literatur werden Rückgewinnungsraten von bis zu 20 %, in Abhängigkeit von der Rauchgastemperatur und dem Wassergehalt des Brennstoffs, der Endenergie beschrieben.

### **Feinstaubabscheidung**

Eine Feinstaubabscheidung durch Wäscher ist für Partikel  $< ca. 0,5 \mu m$  problematisch, da zum einen die meisten Verfahren nicht dafür geeignet sind und zum anderen damit hohe Druckverluste einhergehen [Kaltschmitt et al., 2009]. Eine zusätzliche elektrostatische Aufladung der Partikel wäre hierzu möglich, um eine Partikelabteilung  $< 0,5 \mu m$  zu gewährleisten. Damit wird eine Abscheideleistung von unter  $20 mg/m^3$  beschrieben [Baumgartner, 2011d]. Die Rauchgaswäsche ermöglicht weiterhin eine parallele Auswaschung von hydrophilen Schadgasen. Ergänzend ist zu erwähnen, dass im Zusammenhang mit einer Wassereindüsung häufig von Verstopfungsrisiken berichtet wird [Klemm, 2008].

### **Betrieb**

Druckverluste reichen je nach Verfahrensart von wenigen Pa bis zu maximal 400 mbar [Kaltschmitt et al., 2009]. Geringe Druckverluste ergeben sich bei Konditionierung des Rauchgases für eine Nass-Elektroabscheidung. Die Verwendung von säurekorrosionsbeständigen Materialien wie z. B. Keramik oder Thermoplast möglicherweise erforderlich. Zur Abtrennung der im Waschmedium gelösten Störstoffe z. B. Metalle und Säuren ist eine Neutralisation bzw. Sedimentation erforderlich. Ggf. kann Rost- und/oder Zyklonasche zur Neutralisation verwendet werden.

### **Betriebsrisiko**

Betriebsrisiken sind Düsenverstopfungen, kurze Betriebszeiten der Filtereinheiten des Waschmediums, Korrosion von Anlagenbestandteilen durch stark saures Waschmedium (pH 0,5 bis 1) aufgrund von Schwefelsäure und Chlorwasserstoffkondensation [BNV Bamberg, 2011]. Weiterhin kann durch Verdunstung von im Kreislauf geführten und unzureichend aufbereiteten Waschwasser ein zusätzlicher Eintrag von Feinstpartikeln erfolgen, was eine unbefriedigende Reingaskonzentration zur Folge hätte.



### 2.1.12.2 Wäscherkonzeption

#### Evaluierung eigenes Wäscherkonzept aus vorangegangener Forschungsarbeit

In vorangegangener Forschungsarbeit wurde ein Konzept für Abgaswäscher erarbeitet [Stahl et al., 2009]. Es handelt sich um einen Wirbelwäscher, der folgende Betriebsparameter aufweist

- Technikumsmaßstab für 40 Bm<sup>3</sup>/h
- Druckverlust: 285 Pa
- Abscheidegrad Staub: 60 % anzahlbezogen (maximal), 74 % massebezogen, Reingasstaubgehalt 25 mg/Nm<sup>3</sup> (im Mittel)
- Abscheidegrad PAK: zwischen 60 und 90 % in Abhängigkeit vom Siedepunkt der Stoffe (Waschmedium Öl)
- Betriebsmedium: Öl

Die Restwärmeauskopplung wurde im benannten Forschungsprojekt nicht bestimmt.

#### Vor- und Nachteile Abgaswäscher derzeitiger Stand

Als Vorteile des aktuellen Wäscherkonzepts lassen sich eine einfache Bauart, ein intensiver Stoff- und Wärmeaustausch sowie ein relativ geringer Druckverlust angeben. Nachteile sind die relativ hohe Empfindlichkeit gegenüber Schwankungen des Abgasvolumenstroms, schlecht durchmischbare Temperaturzonen im Bereich des Wirbels, so dass dort Temperaturspitzen und damit im Fall von Öl als Waschmedium kritische Temperaturen entstehen können. Zudem kann die Wärme schlecht abtransportiert werden und die Reingasstaubgehalte lagen bei etwas mehr als 20 mg/m<sup>3</sup>.

#### Wäscherkonzeption

Daher wurde ein neues Wäscherkonzept verfolgt, bei dem ein möglichst geringer Druckverlust bei großen Kontaktflächen und Waschmittelströmen realisiert werden kann. Zudem soll es relativ unabhängig von vorhandenen Gasvolumenströmen sein und bei Ausfall der Pumpe kein großes Strömungshindernis darstellen. Die Umsetzung ist in folgenden Abbildungen dargestellt:

Abbildung 58: Umgesetztes Wäscherkonzept (Seitenansicht)

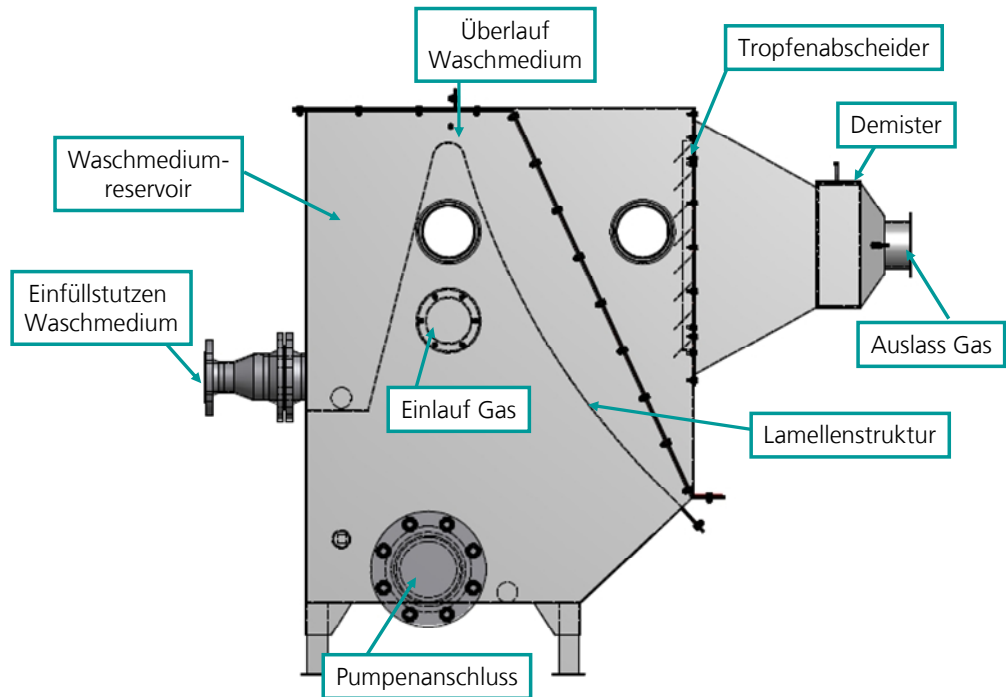
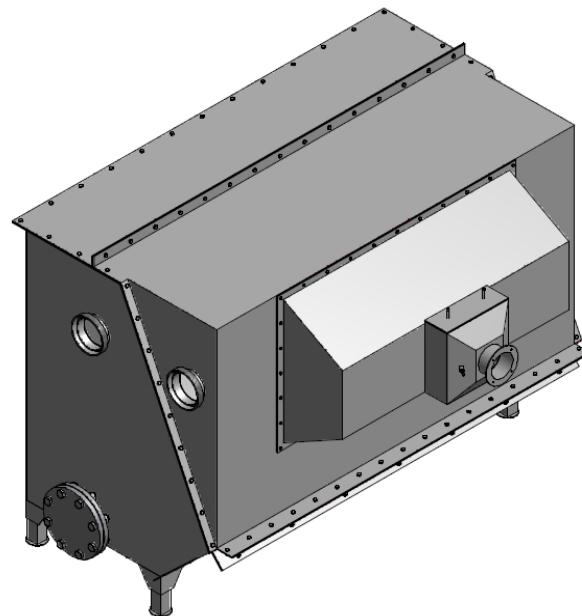


Abbildung 59: Umgesetztes Wäscherkonzept (isometrische Ansicht)



Das Abgas strömt durch eine Lamellenstruktur, welche vom Waschmittel überströmt wird. Aufgrund der Strömungsumlenkung erfolgt eine Grobentstaubung. Gleichzeitig muss das Gas den Flüssigkeitsfilm überwinden, was eine intensive Durchmischung und damit einen Stoffaustausch, eine Sättigung des

Gases mit dem Waschmittel und eine Kühlung zur Folge hat. Nach der Lamellenstruktur wird das Abgas durch eine weitere Strömungsumlenkung und anschließend einem Tropfenabscheider geführt.

Als Basiskonstruktion wurde ein statisches Bogensieb mit den Abmaßen 1,8m\*1,0m\*1,5m (BxTxH) verwendet und erweitert. Das Spaltmaß beträgt 0,5 mm.

Bei dem Versuchsaufbau werden folgende Abscheidemechanismen erwartet:

- Diffusionsabscheidung an Flächen und Nebeltröpfchen
- Kondensation von Wasser an Aerosolpartikeln (dienen als Kondensationskeime) und anschließende Impaktion der Tröpfchen
- Thermophoretische Abscheidung an gekühlten Flächen

Zum Betrieb des Wäschers sind ein Ventilator sowie eine Pumpe erforderlich. Im vorhandenen Versuchsaufbau wurden folgende Einheiten eingesetzt:

- Ventilator: HRD 14T FU-105/1,1, Fa. Electror airsystems GmbH (Kennfeld s. Anhang, Abbildung 70)
- Pumpe: Sewabloc, Fa. KSB, Pumpleistung 0 bis 20 m<sup>3</sup>/h, gedrosselt über eine Stellklappe

Das umgesetzte Wäscherkonzept soll hinsichtlich des Wärmeübergangs und einer ausreichenden Abscheidewirksamkeit für die 2. Stufe der 1.BImSchV überprüft werden.

### **2.1.12.3 Versuchsaufbau und –ergebnisse**

Folgende Versuche wurden an dem Wäschermodell durchgeführt:

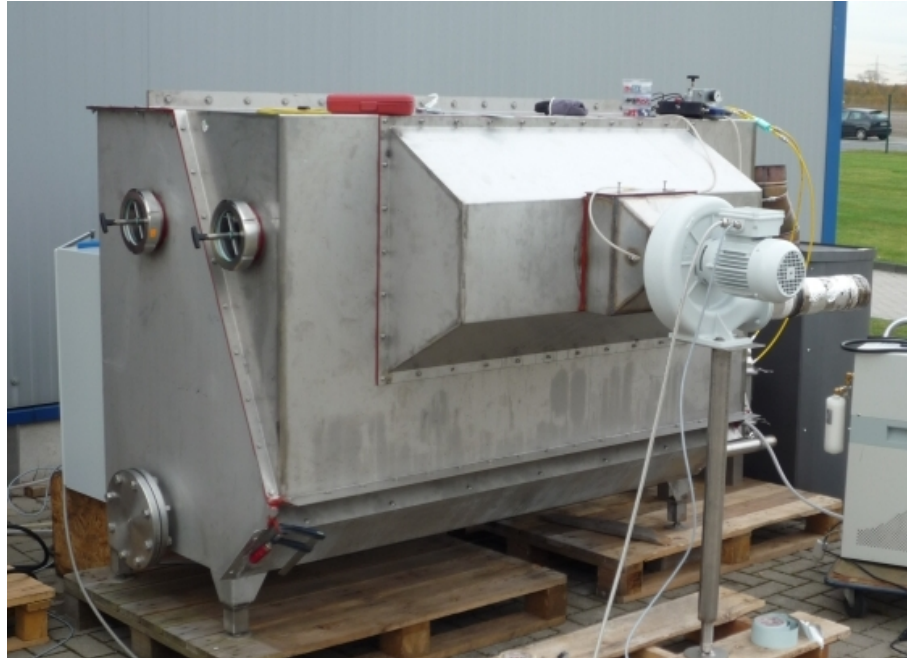
- Überströmungsversuche mit Wasser
- Bestimmung des Wärmeübergangs mit unterschiedlichen Waschmedien
- Bestimmung des Abscheidegrads mit unterschiedlichen Waschmedien

#### **Überströmungsversuche mit Wasser (kaltes Gas)**

##### **Versuchsaufbau und -durchführung**

Der Versuchsaufbau ist in nachfolgender Abbildung dokumentiert:

Abbildung 60: Versuchsaufbau Wäscher zur Bestimmung der Überströmung unter Variation des Volumensstroms



Die Leistung des Ventilators wurde um Frequenzumrichter von 25 Hz in 10er-Schritten auf 95 Hz erhöht. Die Gasgeschwindigkeit am Auslass (hinter dem Ventilator) wurde mit einem Hitzedrahtanemometer (Typ VT200 Fa. KIMO Instruments, s. Anhang, Tabelle 27) bestimmt. Für jeden Schritt wurde die Überströmung der Lamellenfläche bei voller und bei halber Pumpleistung (Klappe auf 45°) beobachtet.

### Versuchsergebnisse

Die erzielten Ergebnisse sind in der nachfolgenden Tabelle aufgeführt:

**Tabelle 19: Parameterversuche Durchströmung mit Wasser**

Gasvolumenstrom [m <sup>3</sup> /h]	Druckverlust [Pa]*	Pumpleistung [%]	Beobachtung
245,99	90	100	jeweils kaum Ablösung
		50	jeweils kaum Ablösung
424,12	600	100	leichte Ablösung der gesamten Fläche
		50	etwas stärkere Ablösung der gesamten Fläche
523,08	800	100	teilweise Spritzer
		50	stärkere Ablösung als zuvor, weniger Spritzer als bei 100%

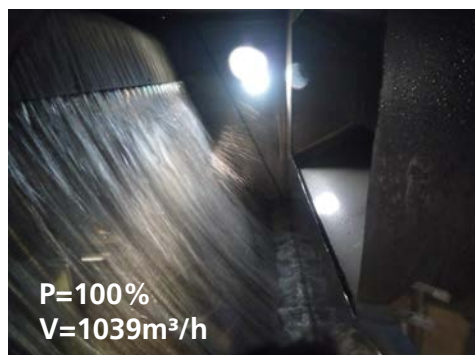
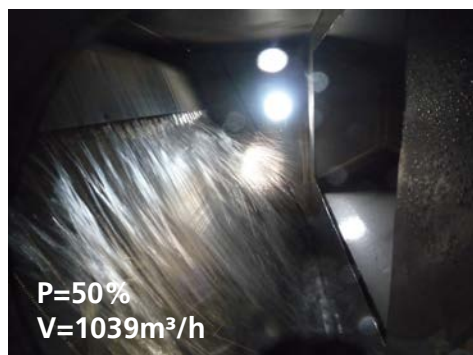
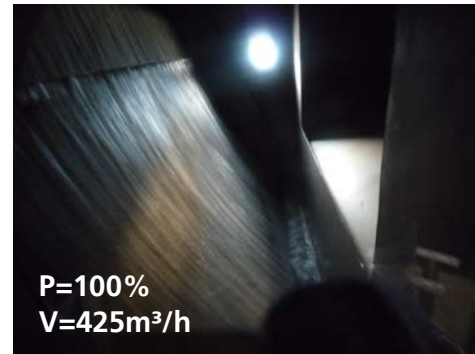
616,38	1.000	100	gleichmäßige Ablösung, deutliche Spritzer
		50	ähnlich wie Stufe zuvor, mehr Spritzer
735,13	1.300	100	deutliches Wegspritzen, kaum Aufreißen
		50	Ablösung und Aufreißen
<b>791,68</b>	1.850	<b>100</b>	<b>Intensive Tröpfchenbildung, dadurch sehr gute Durchmischung, ideal (optisch)</b>
		50	großflächigeres Aufreißen
931,37	2.300	100	viele Tropfen, Überdeckung noch ok
		50	s. Stufe zuvor
1039,63	2.800	100	viele Tropfen, grenzwärtige Überdeckung
		50	s. Stufe zuvor

\*Aufgrund der direkten Positionierung des Ventilators hinter dem Wäscher auslass konnte der Druckverlust aufgrund starker Verwirbelung vor dem Ventilator nicht gemessen werden. Die Werte wurden aus dem Kennfeld (s. Anhang Abbildung 70) abgelesen

Bei den Versuchen war bei Volumenströmen bis zu ca. 900 m<sup>3</sup>/h bei voller Pumpleistung eine ausgeprägte Filmbildung auf der Lamellenstruktur feststellbar (vgl. auch Abbildung 61). Es kann für diese Betriebsweise daher von einer guten Benetzung des Gasvolumenstroms ausgegangen werden. Ab ca. 400 m<sup>3</sup>/h wurde eine gleichmäßige Ablösung des Flüssigkeitsfilms festgestellt. Bei geringerer Überströmung (50 % Pumpleistung) wurde ein Aufreißen des Flüssigkeitsfilms ab 735 m<sup>3</sup>/h beobachtet. Eine sehr gute Durchmischung und möglicherweise optimale Betriebsweise wurde bei voller Pumpleistung und einem Gasvolumenstrom von ca. 800 m<sup>3</sup>/h beobachtet. Dieser Volumenstrom entspricht in etwa dem Volumenstrom einer Hackschnitzelfeuerung mit einer Nennwärmeleistung von 200 kW.

Abbildung 61: Überströmungsversuche bei unterschiedlichen Pumpleistungen (P) und Volumenströmen (V)





## Bestimmung des Wärmeübergangs und des Abscheidegrads mit unterschiedlichen Waschmedien

### Versuchsaufbau

Die Versuche zur Bestimmung des Wärmeübergangs und des Abscheidegrads wurden an der bereits beschriebenen Hackschnitzelfeuerung (200 kW) durchgeführt. Dazu wurde ein Bypass zum Hauptabgasstrom eingerichtet und durch eine wärmeisolierte Rohrleitung aus dem Heizraum ins Freie zum Abgaswäscher geführt.

Der Versuchsaufbau sowie die verwendeten Messstellen sind in den nachfolgenden Abbildungen zu sehen.

Abbildung 62: Versuchsaufbau Wäscher



Abbildung 63: Versuchsaufbau Wäscher - Messstellen



Die Messstellen wurden für folgende in vorangegangenen Kapiteln bereits charakterisierten Messeinrichtungen verwendet:

- M1: Gasanalytik (A600), FMPS
- M2: gravimetrische Staubmessung
- M3: Abgastemperatur
- M4 (nicht direkt sichtbar): Waschmediumtemperatur
- M5: Gasanalytik (A600), FMPS
- M6: gravimetrische Staubmessung



## Versuchsdurchführung

Die Feuerungsanlage wurde mit 50 % der Nennleistung betrieben. Anschließend wurde der Ansaugvolumenstrom des Ventilators bestimmt, bei dem ein Großteil des Abgases durch den Bypass geführt. Eine vollständige Ableitung des Gases durch den Bypass sollte vermieden werden, damit keine Beeinflussung der Anlagensteuerung verursacht wurde. Ein noch zulässiger Volumenstrom wurde bei 425 m<sup>3</sup>/h in der Bypassleitung erreicht.

Der Abgaswäscher wurde jeweils für 5 Stunden mit Wasser und mit kaltgepresstem Rapsöl betrieben. Während der Versuchszeit wurden die Temperaturen von Rohgas, Reingas, Umgebungstemperatur und Waschmedium aufgezeichnet. Während der Versuche wurden jeweils die Partikelkonzentrationen im Roh- und im Reingas (FMPS + beheizte Verdünnung) sowie der Staubmassengehalt im Roh- und im Reingas (in Anlehnung an VDI 2066) bestimmt.

## Versuchsergebnisse Wärmeübergang

Die Versuchsergebnisse sind in nachfolgenden Abbildungen dargestellt. Der Wärmeübergang ist beim Waschmedium Öl mit 13,5 kW zu Beginn des Versuchs höher als beim Medium Wasser mit 8,3 kW. Nach einer Betriebszeit von vier Stunden ohne Kühlung hat sich ein Wärmestrom von jeweils ca. 7 kW eingestellt. Das entspricht bei 50 % Nennleistung der Feuerung einer Energieauskopplung von 7 %.

Abbildung 64: Temperaturverläufe und berechnete Wärmeaufnahme bei Betrieb mit dem Waschmedium Wasser

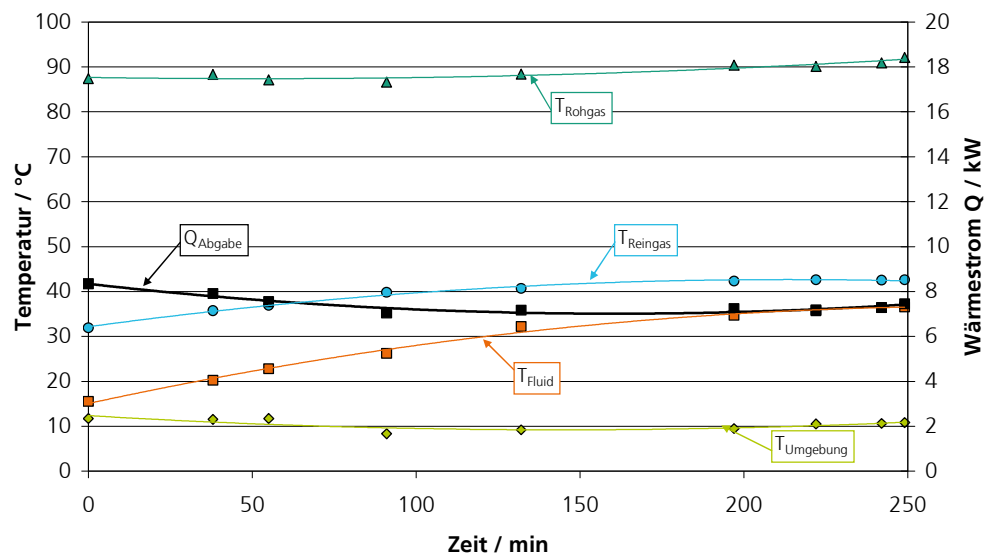
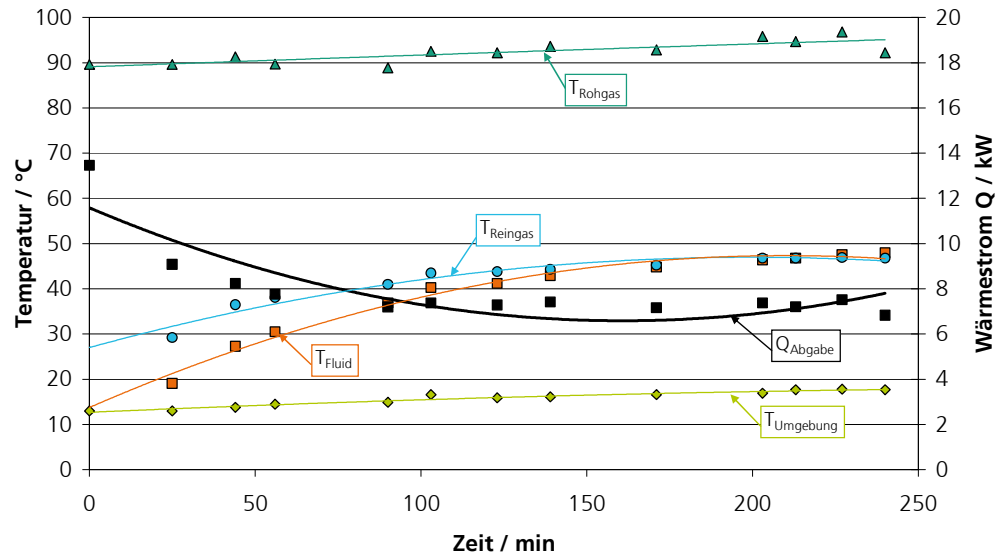


Abbildung 65: Temperaturverläufe und berechnete Wärmeaufnahme bei Betrieb mit dem Waschmedium Öl



Im Versuchsaufbau war der Versuchswäscher nicht gedämmt. Eine Kühlung hat über die Außenwände stattgefunden. Im realen Betrieb müsste entsprechend ein Wärmeübertrager installiert werden.

### Versuchsergebnisse Abscheidegrad

Der Abscheidegrad in Abhängigkeit von der Versuchszeit und dem Waschmedium ist nachfolgend sowohl gravimetrisch als auch anzahlbezogen dargestellt.

Zur Bestimmung des gravimetrischen Abscheidegrads wurde immer abwechselnd die Staubmassenkonzentration im Roh- und im Reingas bestimmt.

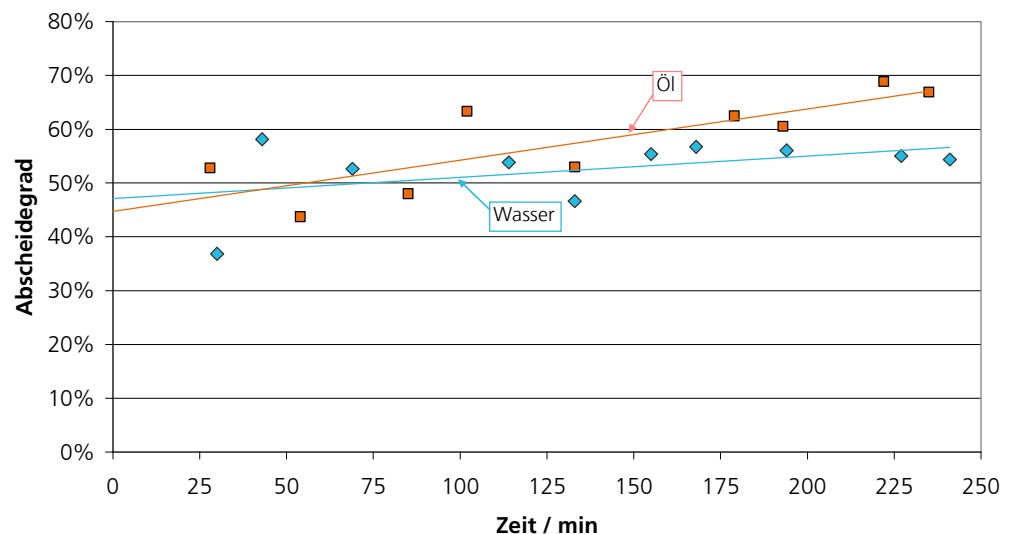
Tabelle 20: Gravimetrisch bestimmte Roh- und Reingaskonzentrationen bei Betrieb mit Wasser und Öl

Messung	Betrieb mit Wasser in [mg/Nm <sup>3</sup> ]	Betrieb mit Öl in [mg/Nm <sup>3</sup> ]
Rohgas 1	56,7	51,9
Reingas 1	44,4	30,7
Rohgas 2	50,2	49,3
Reingas 2	41,3	42,3
Rohgas 3	53,2	50,3
Reingas 3	40,5	37,5

Rohgas 4	-	68,3
Reingas 4	-	37,8
Mittlere Konzentration Rohgas	53,4	50,4
Mittlere Konzentration Reingas	42,0	36,7
Mittlerer Abscheidegrad	21,2	27,2

Die gravimetrische Abscheidewirkung ist gering. Bei Betrieb mit Wasser wurde ein Abscheidegrad von 21,2 % ermittelt, bei Öl ein leicht höherer von 27,2 %. Der anzahlbezogene Abscheidegrad ist deutlich besser (vgl. Abbildung 66):

Abbildung 66: Roh- und Reingaskonzentrationen sowie Abscheidegrad FMPS



Der anzahlbezogene Abscheidegrad steigt jeweils mit zunehmender Versuchszeit an und liegt bei Öl nach 4 Stunden bei 67 % und bei Wasser bei 54 %. Ein steigender Abscheidegrad lässt sich mit einem Zusetzen des Demisters erklären.

Aus den erzielten Ergebnissen lassen sich folgende Optimierungspotenziale ableiten:

### Wärmeübergang und Energiebilanz

Es wurde eine Wärmeausbeute von ca. 10 % der Nennwärmeleistung der Anlage bestimmt. Unter Berücksichtigung der Energiebedarfe von Umwälzpumpe und zusätzlicher Ventilatorleistung verringert sich die Energieausbeute um ca. 2 kW auf ca. 6-12 kW in Abhängigkeit von der Waschmittelkühlung und ist damit im dem Bereich, der in der Literatur (vgl. Tabelle 18) angegeben wird.

Aufgrund der Bypassanordnung waren die Temperaturen des zugeführten Abgases geringer, als im Hauptabgasstrom, so dass bei größeren Temperaturdifferenzen auch ein größerer Wärmeübergang erreichbar ist. Die vorgeschlagene Geometrie, d. h. das Konzept der Lamellenüberströmung ist folglich geeignet für eine hohe Wärmeübertragung aus dem Abgasstrom.

### **Reingasstaubgehalt**

Der ermittelte Reingasstaubgehalt ist mit ca. 40 mg/Nm<sup>3</sup> nicht ausreichend für die Anforderungen der 2. Stufe der 1. BImSchV (20 mg/Nm<sup>3</sup>). Der anzahlbezogene Abscheidegrad lag bei Wasser bei ca. 55 %, bei Öl bei 65 %. Der massebezogene Abscheidegrad ist mit 21 und 27 % verbesserungsbedürftig. Der Abscheidegrad könnte durch eine vorherige Sättigung des Abgases mit Wasser und anschließender Abkühlung (Kondensation an Aerosolpartikel) deutlich verbessert werden. Dies ist bei einer optimierten Bauweise des Wäschers zu berücksichtigen.

### **Betriebsweise**

Im Versuchsbetrieb erfolgte keine Kühlung des Waschmediums. Für eine Umsetzung in die Praxis wäre eine zusätzliche Kühlung und ggf. eine Aufbereitung des Waschmediums erforderlich. Bei einer Abkühlung unterhalb der Kondensationstemperatur wird eine signifikant größere Wärmemenge frei. Dafür entstehen ggf. Korrosionsprobleme durch saure Gase. Saure Abgasbestandteile werden bevorzugt von Wasser aufgenommen. Gleichzeitig sind die Aschebestandteile im Waschmedium stark basisch, so dass es hier in Abhängigkeit von der Konzentration saurer Komponenten im Rohgas (CO<sub>2</sub>, HCl, SO<sub>2</sub>) auch zu einem neutralen bis basischen pH-Wert kommen kann.

### **Waschmedium**

Als Waschmedium wurde sowohl Wasser als auch Pflanzenöl eingesetzt. Bei einer sauberen Verbrennung mit einem hohen Anteil an anorganischen Aerosolpartikeln ist Wasser vorteilhaft. Es ist günstig und zur Abscheidung von überwiegend hydrophilen Partikeln besser geeignet. Es ist dagegen keine Adsorption von Teeren zu erwarten. Diese werden, wenn sie kondensieren, als zweite Komponente im Waschmedium oben auf schwimmen und sich ggf. an der Gehäusewand anlagern.

Öl ist sehr gut zur Adsorption von Teeren und Ruß geeignet und kann anschließend in der Feuerung mitverbrannt werden. Daher würden auch in dem Fall Entsorgungs- und Aufbereitungskosten entfallen. Dafür ist Öl mit ca. 1,2 €/Liter teurer als Wasser. Zudem besteht die Gefahr der Verseifung, auch bedingt durch die Bildung von Sulfonaten. Mineralische Aerosolpartikel sind hingegen nicht von Öl benetzbar. Zu Waschmedienaufbereitung kommt ein Absetzbecken oder die Abfiltrierung von festen Partikeln in Betracht. Eine weitere Sedimentation kann durch Zugabe von Flockungsmittel (Aluminiumsalz) im neutralen Bereich erreicht werden. Zudem ist ggf. eine Neutralisation erforderlich.

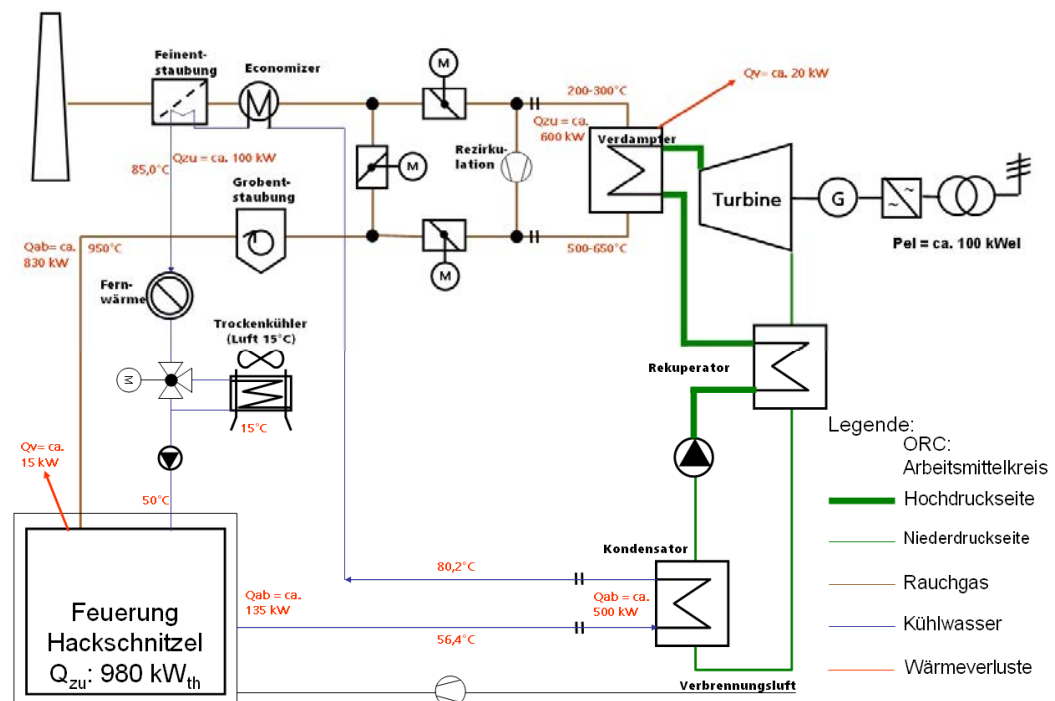
### 2.1.13 Konkretisierung des Gesamtkonzepts, Durchführung einer Energie-, Öko- und Kostenbilanzierung und Vergleich mit anderen Konzepten zur KWK-Nutzung in Biomassefestbrennstoffanlagen

Anhand dieses Fallbeispiels soll das Konzept zur integrativen KWK mit ORC und Emissionsminderung konkretisiert und eine Energie- Öko- und Kostenbilanzierung erstellt werden. Zudem soll das Konzept mit anderen KWK-Konzepten verglichen werden. Dazu zählen insbesondere andere ORC-Prozesse, Stirlingmotoren, Holzvergasung und Wasserdampfprozesse.

#### 2.1.13.1 Konzeptauslegung

Die abschließende Prozesskonzeption als Endergebnis dieser Arbeit ist in Kapitel 1.3.1 beschrieben. Die abschließend vorgeschlagene Verfahrensvariante ist in nachfolgender Abbildung dargestellt:

Abbildung 67:  
Abschließend vorgeschlagene Verfahrensvariante;  
Auslegungsfall:  
 $Q_{zu} = 980 \text{ kW}_{th}$



### 2.1.13.2 Energie-, Öko- und Kostenbilanz

Nachfolgend wird für das dargestellte Konzept eine Energie-, Öko- und Kostenbilanz auf Basis der im Methodenhandbuch Version 2.1 [Thrän et al., 2011] dargestellten Vorgehensweise und Parameter durchgeführt.

#### Treibhausgasemissionen

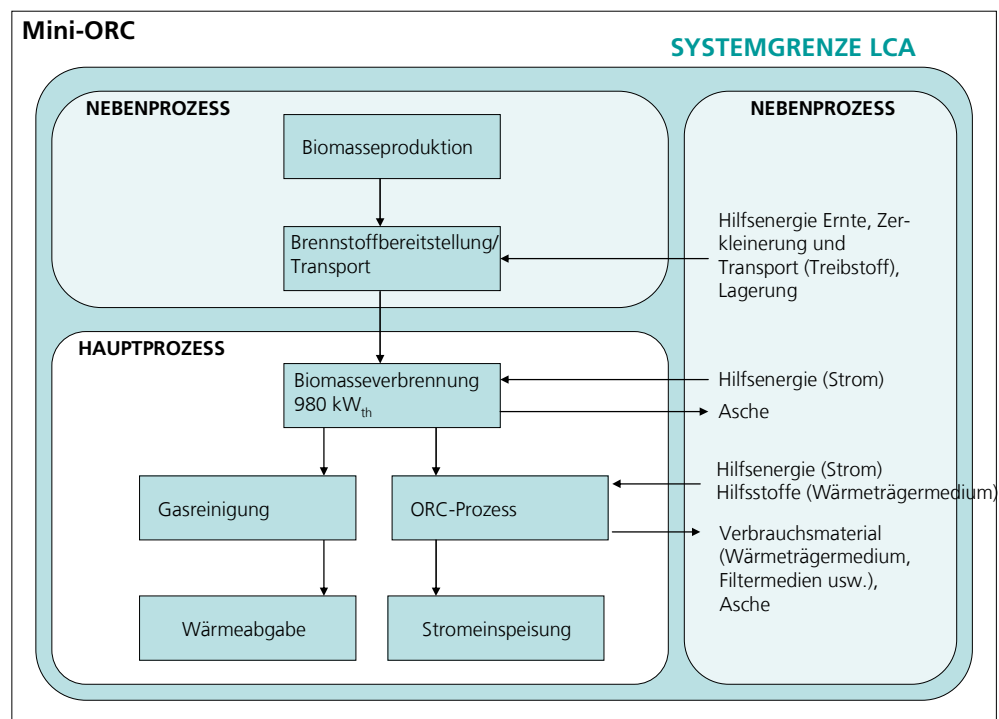
Das bearbeitete Projekt fällt unter die Kategorie B): Projekte, die eine »konzipierte«, das heißt in der Zukunft liegende und bilanzierfähige THG-Reduktion verfolgen bzw. »vorbereiten«. Dies sind z. B. Anlagenkonzepte, die entweder eine einzelne Anlage oder auch Anlagenkomponenten konzipieren.

Die Bilanzierung der jährlichen, zukünftigen THG-Emissionen ist in Tabelle 1 aufgeführt. Es wurde die Methodik aus dem Methodenhandbuch des Service- und Begleitvorhabens verwendet. Die Quellen sind in der Tabelle ebenfalls vermerkt. Als Referenzsysteme wurden folgende Strom- bzw. Wärmequellen verwendet:

- Strom: Erdgas-GuD- und Import-Steinkohle-Kraftwerke (Tabelle 22, Methodenhandbuch)
- Wärme: Mix Erdgas/Öl-Heizung (Tabelle 25, Methodenhandbuch)

Der Bilanzierungsrahmen ist in der nachfolgenden Abbildung dargestellt:

Abbildung 68: Bilanzierungsrahmen Mini-ORC



Zur Ermittlung des THG-Minderungspotenzials werden drei verschiedene Biomassestoffströme betrachtet sowie zwei Anlagenkonstellationen. Als Eingangsbiomassen werden Waldholz, Waldrestholz und KUP untersucht. Die Anlagenkonstellation variiert zwischen einer Entstaubung mit Hochtemperaturzyklon und Abgaswäscher und mit Hochtemperaturzyklon und Feinstaubfilter.

**Tabelle 21: Berechnung des THG-Minderungspotenzials**

Stoff- und Energieströme	Einheit	Dateneingabe Dauerbetrieb	Erläuterung
Jahresvolllaststunden	h/a	7.500	[Thrän et al., 2011] Tab. 10 für Heizkraftwerke
<b>Brennstoffproduktion, -bereitstellung und -transport</b>			
<b>1 Waldholz, erntefrisch, W40</b>			
			[Schulzke, 2011] Sammeln/Transport mit Forwarder, Hacken mit Traktor und Häcksler
Heizwert nach Ernte	MJ/kg <sub>feucht</sub>	10,424	[Schulzke, 2011]
Schüttdichte	kg/m <sup>3</sup>	327	[Schulzke, 2011]
Bereitstellungskosten	€/t <sub>atro</sub>	75	[Thrän et al., 2011] für Restholz
	€/t <sub>feucht</sub>	45	
THG-Emissionen ohne Transport	kgCO <sub>2</sub> -Äq/tfeucht	25,0736	Berechnung aus [Schulzke, 2011], Quellen Gabi, Gemis
Transport	kgCO <sub>2</sub> -Äq/tfeucht	2,9880	durchschnittliche Transportentfernung 30km, Fahrzeug 22 t, 0,0498 kgCO <sub>2</sub> /(t*km)
Gesamt	kgCO <sub>2</sub> -Äq/tfeucht	28,0616	
	gCO <sub>2</sub> -Äq/MJ	<b>2,6920</b>	
	gCO <sub>2</sub> -Äq/kWh	9,6913	
<b>2 Waldrestholz, erntefrisch, W40</b>			
			[Schulzke, 2011] Sammeln/Transport mit Motorsäge, Seilschlepper und Traktor mit Rückewagen, Hacken mit Traktor und Häcksler
Heizwert nach Ernte	MJ/kg <sub>feucht</sub>	10,424	
Schüttdichte	kg/m <sup>3</sup>	327	
Bereitstellungskosten	€/t <sub>atro</sub>	75	[Thrän et al., 2011] für Restholz
	€/t <sub>feucht</sub>	45	
THG-Emissionen ohne Transport	kgCO <sub>2</sub> -Äq/tfeucht	11,7575	Berechnung aus [Schulzke, 2011], Quellen Gabi, Gemis
Transport	kgCO <sub>2</sub> -Äq/tfeucht	5,5776	durchschnittliche Transportentfernung 56km, Fahrzeug 22 t, 0,0498 kgCO <sub>2</sub> /(t*km)
Gesamt	kgCO <sub>2</sub> -Äq/tfeucht	17,3351	
	gCO <sub>2</sub> -Äq/MJ	<b>1,6630</b>	

Stoff- und Energieströme	Einheit	Datenein- gabe Dau- erbetrieb	Erläuterung
	gCO <sub>2</sub> -Äq/kWh	5,9868	
<b>3 KUP erntefrisch, W50</b>			[Schulzke, 2011] Anlage (1x in 20 Jahre), Pflege, Sammeln/Transport mit Motorsäge, Harvester, Traktor mit Rückewagen, Aufbauhäcksler
Heizwert nach Ernte	MJ/kg <sub>feucht</sub>	8,28	
Schüttdichte	kg/m <sup>3</sup>	382	
Bereitstellungskosten	€/t <sub>atro</sub>	75	[Thrän et al., 2011] für Restholz
	€/t <sub>feucht</sub>	37,5	
Gesamt THG-Emissionen	kgCO <sub>2</sub> -Äq/tfeucht	23,3199	Berechnung aus [Schulzke, 2011], Quellen Gabi, Gemis
Transport	kgCO <sub>2</sub> -Äq/tfeucht	1,7928	durchschnittliche Transportentfernung 18km, Fahrzeug 22 t, 0,0498 kgCO <sub>2</sub> /(t*km)
Gesamt	kgCO <sub>2</sub> -Äq/tfeucht	25,1127	
	gCO <sub>2</sub> -Äq/MJ	<b>3,0329</b>	
	gCO <sub>2</sub> -Äq/kWh	10,9186	
<b>Biomassefeuerung 980 kW<sub>th</sub></b>			
Feuerungsanlagenart		Schubrost- Feuerung	Herstellerangebot 26.08.2010 [WKA Bioflamm, 2010]
Feuerungswärmeleistung FWL	kW	980	[WKA Bioflamm, 2010]
Jahresenergieverbrauch	kWh/a	7.350.000	
Wärmeleistung der Brennkammerkühlung	kW	135	
Leistung der Hilfsaggregate	kW	1	Siloaustragung Schubbodenanlage, Brennstofftransport, Bioflamm-Traversalrost-Brenner, Brenner-Entaschung
Brennstoffbedarf			
Hackschnitzelbedarf 1	kg <sub>BS</sub> /kWh <sub>BS</sub>	0,35	
Jährlicher Hackschnitzelbedarf 1	t <sub>feucht</sub> /a	2.538	
THG-Emissionen pro Jahr 1	kgCO <sub>2</sub> -Äq/a	71.231	
Hackschnitzelbedarf 2	kg <sub>BS</sub> /kWh <sub>BS</sub>	0,35	
Jährlicher Hackschnitzelbedarf 2	t <sub>feucht</sub> /a	2.538	
THG-Emissionen pro Jahr 2	kgCO <sub>2</sub> -Äq/a	44.003	
Hackschnitzelbedarf 3	kg <sub>BS</sub> /kWh <sub>BS</sub>	0,43	
Jährlicher Hackschnitzelbedarf 3	t <sub>feucht</sub> /a	3.196	
THG-Emissionen pro Jahr 3	kgCO <sub>2</sub> -Äq/a	80.252	



Stoff- und Energieströme	Einheit	Datenein- gabe Dau- erbetrieb	Erläuterung
Abgasmenge	Nm <sup>3</sup> /h	2.102	[WKA Bioflamm, 2010]
Abgastemperatur	°C	950	[WKA Bioflamm, 2010]
Sauerstoffbezug		13 % O <sub>2</sub>	[Thrän 2011]
Ascheanfall			
Aschegehalt Brennstoff	%	0,66	[Kaltschmitt et al., 2009], 1,1 % bei 100 % TS Hackgut ohne Rinde, Mittelwert
Rostasche	%	75	[Kaltschmitt et al., 2009] mittlerer Wert
Flugasche	%	25	[Kaltschmitt et al., 2009] mittlerer Wert
Aschemenge	kg/h	2,23	
Menge Rostasche pro Jahr	t/a	12,56	
Menge Flugasche pro Jahr	t/a	4,19	
Restheizwert in der Asche	kWh/kg	k.A. (0)	
<b>ORC-Prozess</b>			
Wärmeströme			
Zugeführte Rauchgaswärmeleistung	kW	830,00	950°C im Abgas
Abgeführte Wärme (Heizungssystem)	kW	497,69	Energiebilanz um ORC ohne Wärmeverluste
Restwärme Rauchgas	kW	206,32	Rauchgasaustrittstemperatur aus dem Verdampfer: 200°C
Wärmeverluste ORC	kW	20,00	
Masseströme			
Massestrom Wärmequelle	kg/s	1,74	
Massestrom ORC-Medium	kg/s	1,26	
Massestrom Kühlmedium 1	kg/s	4,96	
Massestrom Kühlmedium 2	kg/s	0,00	
Leistungswerte			
Bruttoleistung	kW	108,08	
Nettoleistung	kW	100,70	abzgl. WR-Verluste (95 %), abzgl. Speisepumpe
Leistung Speisepumpe	kW	2,09	
Druckverlust ORC	mbar	15-20	
Verbrauchsstoffe			
Wärmeträgermedium	l/a	70	10 % p.a., 700l Gesamtvolumen,

Stoff- und Energieströme	Einheit	Datenein- gabe Dau- erbetrieb	Erläuterung
			Hauptbestandteil Benzin
Heizwert	MJ/kg	44,2	<a href="http://www.aral.de/aral/faq.do?category-Id=4000141&amp;contentId=56034&amp;currentPage=2">http://www.aral.de/aral/faq.do?category-Id=4000141&amp;contentId=56034&amp;currentPage=2</a>
Dichte	kg/m <sup>3</sup>	720	<a href="http://www.aral.de/aral/faq.do?category-Id=4000141&amp;contentId=56034&amp;currentPage=2">http://www.aral.de/aral/faq.do?category-Id=4000141&amp;contentId=56034&amp;currentPage=2</a>
THG-Emissionen Benzinbereitstellung	gCO <sub>2</sub> -Äq/MJ <sub>end</sub>	85,6	[Thrän et al., 2011] Tabelle 27
THG-Emissionen pro Jahr	kgCO <sub>2</sub> -Äq/a	191	
<b>Gasreinigung A) HT-Zyklon+Wäscher</b>			
Leistungsaufnahme Gasreinigung	kW		
Saugzuggebläse	kW	2	
Pumpe Wäscher	kW	0,5	
Waschmittel			
Waschmittelbedarf	l/a	1000	Wasser
Leistungswerte			
Zugeführte Wärmeleistung	kW	206,32	200°C im Abgas
Wirkungsgrad	%	10,00	
Abgeführte Wärmeleistung (Heizungssystem)	kW	20,63	100°C im Abgas
Wärmeverluste	kW		
Reststoffe			
Ascheanfall Zyklon	t/a	3,14	Masseneffizienz 75 %
Ascheanfall Wäscher	t/a	0,42	
verbrauchtes Waschmedium	l/a	750	
<b>Gasreinigung B) HT-Zyklon+Feinentstaubung</b>			
Leistungsaufnahme Gasreinigung	kW	4	
Saugzuggebläse	kW	0,25	
Abreinigung/Regenerierung	kW		
Wärmeverluste	kW	3,14	
Ascheanfall Zyklon	t/a	0,99	Masseneffizienz 75 %
Ascheanfall Filter	t/a	4	Masseneffizienz 95 %
<b>Gesamtbilanz</b>			

Stoff- und Energieströme	Einheit	Datenein- gabe Dau- erbetrieb	Erläuterung
Nettoleistung	kW	100,70	
Jahresenergiemenge (netto)	kWh/a	755.250	
Elektrischer Netto-Wirkungsgrad	%	16,15%	
Erzeugte thermische Leistung A	kW	653,33	
Jahresenergiemenge A	kWh/a	4.899.943	
Erzeugte thermische Leistung B	kW	632,69	
Jahresenergiemenge B	kWh/a	4.745.207	
<b>Wirkungsgrade</b>			
Feuerungstechnischer Wirkungsgrad	%	84,7%	geschätzt
$\eta$ elektrisch (brutto) A & B	%	11,03%	
$\eta$ elektrisch (netto) A & B	%	10,46%	
$\eta$ thermisch (thermisch) A	%	66,67%	
$\eta$ thermisch (thermisch) B	%	64,56%	
<b><math>\eta</math> Gesamt A</b>	%	76,94%	
$\eta$ Gesamt B	%	74,84%	
Verbrauchte elektrische Energie A)	kWh	41.925	
Verbrauchte elektrische Energie B)	kWh	55.050	
Anteil elektr. Energie/Gesamtenergie A	%	13,35%	Allokationsfaktor A
Anteil elektr. Energie/Gesamtenergie B	%	13,73%	Allokationsfaktor B
<b>THG-Emissionen</b>			
Stromverbrauch A)	kg CO <sub>2äq</sub> /a	26.549	
Stromverbrauch B)	kg CO <sub>2äq</sub> /a	34.860	
Jährliche THG-Emissionen A)1 (Waldholz)	kg CO <sub>2äq</sub> /a	97.779	
zur Bereitstellung von 1 MJ Strom bzw. Wärme	g CO <sub>2äq</sub> /MJ	4,80	gleichmäßige Verteilung der Emissionen auf die Energieprodukte
<b>Jährliche THG-Emissionen A)2 (Waldrestholz)</b>	<b>kg CO<sub>2äq</sub>/a</b>	<b>70.551</b>	
<b>zur Bereitstellung von 1 MJ Strom bzw. Wärme</b>	<b>g CO<sub>2äq</sub>/MJ</b>	<b>3,47</b>	gleichmäßige Verteilung der Emissionen auf die Energieprodukte
Jährliche THG-Emissionen A)3 (KUP)	kg CO <sub>2äq</sub> /a	106.800	
zur Bereitstellung von 1 MJ Strom bzw. Wärme	g CO <sub>2äq</sub> /MJ	5,25	gleichmäßige Verteilung der Emissionen auf die Energieprodukte
Jährliche THG-Emissionen B)1 (Waldholz)	kg CO <sub>2äq</sub> /a	106.091	
zur Bereitstellung von 1 MJ Strom bzw.	g CO <sub>2äq</sub> /MJ	5,21	gleichmäßige Verteilung der Emissionen

Stoff- und Energieströme	Einheit	Datenein- gabe Dau- erbetrieb	Erläuterung
Wärme			nen auf die Energieprodukte
Jährliche THG-Emissionen B)2 (Waldrestholz)	kg CO <sub>2äq</sub> /a	78.863	
zur Bereitstellung von 1 MJ Strom bzw. Wärme	g CO <sub>2äq</sub> /MJ	3,87	gleichmäßige Verteilung der Emissionen auf die Energieprodukte
Jährliche THG-Emissionen B)3 (KUP)	kg CO <sub>2äq</sub> /a	115.111	
zur Bereitstellung von 1 MJ Strom bzw. Wärme	g CO <sub>2äq</sub> /MJ	5,65	gleichmäßige Verteilung der Emissionen auf die Energieprodukte
<b>THG-Emissionen Referenz</b>			
Grenzstrom-Mix: Erdgas-GuD- und Import-Steinkohle-Kraftwerke	kg CO <sub>2äq</sub> /a	478.255	Grenzstrom-Mix: Erdgas-GuD- und Import-Steinkohle-Kraftwerke
zur Bereitstellung von 1 MJ Strom	g CO <sub>2äq</sub> /MJ	175,90	zur Bereitstellung von 1 MJ Strom
Wärmebereitstellung aus dem Mix Erdgas/Öl-Heizung	g CO <sub>2äq</sub> /MJ	87,60	Wärmebereitstellung aus dem Mix Erdgas/Öl-Heizung
zur Bereitstellung von 1 MJ Wärme A	kg CO <sub>2äq</sub> /a	1.520.847	zur Bereitstellung von 1 MJ Wärme A
zur Bereitstellung von 1 MJ Wärme B	kg CO <sub>2äq</sub> /a	1.496.448	zur Bereitstellung von 1 MJ Wärme B
Gesamtemissionen Referenz A	kg CO <sub>2äq</sub> /a	1.999.102	Gesamtemissionen Referenz A
	g CO <sub>2äq</sub> /MJ	100	
Gesamtemissionen Referenz B	kg CO <sub>2äq</sub> /a	1.974.703	Gesamtemissionen Referenz B
	g CO <sub>2äq</sub> /MJ	100	
<b>THG-Minderungspotenzial</b>			
A1 Waldholz	%	-95,17	
<b>A2 Waldrestholz</b>	%	-96,51	
A3 KUP	%	-94,72	
B1 Waldholz	%	-94,63	
B2 Waldrestholz	%	-96,01	
B3 KUP	%	-94,17	
A1 Waldholz	%	-95,17	

Zur zukünftigen Realisierung der berechneten THG-Reduktion muss ein potenzieller Betreiber gefunden werden. Zudem ist eine Feinkonzeption in Abhängigkeit der vorhandenen Randbedingungen erforderlich.

### Kostenbilanz

Die ermittelten Gestehungskosten sind in nachfolgender Tabelle dargestellt.

**Tabelle 22: Berechnung der Gestehungskosten**

Kosten	Einheit	Datenein- gabe Dau- erbetrieb	Erläuterung
Jahresvolllaststunden	h/a	7.500	[Thrän et al., 2011] Tab. 10 für Heiz- kraftwerke
<b>Kapitalgebundene Kosten</b>			
Investitionskosten Feuerung 980 kW FWL	€	144.567	[Angebot Bioflamm, 2010] inkl. Peri- pherie (Siloaustragung, Brennstoff- und Aschetransport, Feuerung, Radi- al-Ventilator, Abgasrohr, Schalt- schrank, Regelung)
Investitionskosten ORC 100 kW <sub>el</sub>	€	328.150	Investitionskosten ab einer Stückzahl von 20 ORC-Anlagen
A) Investitionskosten HT-Zyklon+Wäscher	€	25.000	
B) Investitionskosten HT-Zyklon+Feinentstaubung	€	70.747	
<b>Gesamtinvestitionssumme I<sub>0</sub> A)</b>	€	<b>497.717</b>	
<b>Gesamtinvestitionssumme I<sub>0</sub> B)</b>	€	<b>543.464</b>	
Kalkulatorischer Mischzinssatz	%	8,0%	[Thrän et al., 2011] Tab. 10 für Zent- ralheizungen
Annuitätenfaktor		0,10	
Instandsetzung	%/a	3,0%	[Thrän et al., 2011] Tab. 10 für Zent- ralheizungen
Betrachtungszeitraum	a	20	[Thrän et al., 2011] Tab. 10 für Zent- ralheizungen
<b>Kapitalgebundene jährliche Kosten A)</b>	€/a	<b>65.625</b>	
<b>Kapitalgebundene jährliche Kosten B)</b>	€/a	<b>71.657</b>	
<b>Verbrauchsgebundene Kosten</b>			
Biomassebereitstellungskosten			
1 Waldholz, erntefrisch, W40	€/t <sub>atro</sub>	75	[Thrän et al., 2011] Tab. 10 für Rest- holz
	€/a	114.227	
2 Waldrestholz, erntefrisch, W40	€/t <sub>atro</sub>	75	[Thrän et al., 2011] Tab. 10 für Rest- holz
	€/a	114.227	
3 KUP erntefrisch, W50	€/t <sub>atro</sub>	75	[Thrän et al., 2011] Tab. 10 für Rest- holz
	€/a	143.804	
Strompreis (Eigenbedarf)	€/ct/MJ	3,88	[Thrän et al., 2011] Tab. 10 für Zent- ralheizungen
Stromkosten (gesamt) A	€/a	2.500	

Kosten	Einheit	Datenein- gabe Dau- erbetrieb	Erläuterung
Stromkosten (gesamt) B	€/a	3.154	
Ascheentsorgungskosten			[Thrän et al., 2011]
Rostasche	€/t	80	[Thrän et al., 2011] Tab. 10 für Zent- ralheizungen
	€/a	1.005	
Wärmeträgermedium ORC	€/l	2	
Verbrauchskosten Wärmeträgermedium	€/a	140	
Wäscher A)			
Kosten Waschmedium	€/m <sup>3</sup>	1,2	
Verbrauchskosten Waschmedium	€/a	1.200	
Entsorgungskosten Waschmedium	€/m <sup>3</sup>	5	
Jährliche Entsorgungskosten Waschmedium	€/a	5.000	[Thrän et al., 2011] Tab. 9 Prozess- wasser
Entsorgungskosten Flugasche	€/t	150	[Thrän et al., 2011] Tab. 10 für Heiz- werke
Jährliche Entsorgungskosten Flugasche	€/a	534	
Filtermedien B)	€/m <sup>2</sup>		
Verbrauchskosten Filtermedien	€/a	5.000	
Entsorgungskosten Flugasche	€/t	150	[Thrän et al., 2011] Tab. 10 für Heiz- werke
Jährliche Entsorgungskosten Flugasche	€/a	620	
<b>Betriebsgebundene Kosten</b>			
Personalbedarf	MA	0,3	[Thrän et al., 2011] Tab. 10 für Zent- ralheizungen (0,1) + 0,2 ORC-Betrieb
Spezifische Personalkosten	€/(MA*a)	30.000	[Thrän et al., 2011] Tab. 10 für Zent- ralheizungen
Personalkosten	€/a	9.000	
Wartung und Reinigung A)	€/a	9.894	2,0%*I <sub>0</sub> /a [Thrän et al., 2011] Tab. 10 für Zentralheizungen
Wartung und Reinigung B)	€/a	10.869	
Verwaltung A)	€/a	3.710	0,75%*I <sub>0</sub> /a [Thrän et al., 2011] Tab. 10 für Zentralheizungen
Verwaltung B)	€/a	4.076	
Versicherung (ohne Bau) A)	€/a	4.947	1,0%*I <sub>0</sub> /a [Thrän et al., 2011] Tab. 10 für Zentralheizungen
Versicherung (ohne Bau) B)	€/a	5.435	
Unvorhergesehenes A)	€/a	2.474	0,5%*I <sub>0</sub> /a [Thrän et al., 2011] Tab. 10 für Zentralheizungen

Kosten	Einheit	Datenein- gabe Dau- erbetrieb	Erläuterung
Unvorhergesehenes B)	€/a	2.717	
<b>Gesamtkosten / Wärmegestehungskosten Brutto</b>			
jährliche Gesamtkosten A)	€/a	219.511	
zur Bereitstellung von 1 MJth Wärme	€/MJ <sub>th</sub>	0,011	unter Berücksichtigung des Allokationsfaktors, gleichmäßige Verteilung der Kosten auf die Energieprodukte
zur Bereitstellung von 1 MJel Strom	€/MJ <sub>el</sub>	0,011	
jährliche Gesamtkosten B)	€/a	226.882	
zur Bereitstellung von 1 MJth Wärme	€/MJ <sub>th</sub>	0,011	unter Berücksichtigung des Allokationsfaktors
zur Bereitstellung von 1 MJel Strom	€/MJ <sub>el</sub>	0,011	
<b>Erlöse</b>			
Wärmegutschriften (Wärme bis 130°C)	€ct/MJ <sub>th</sub>	0,83	[Thrän et al., 2011] Tab. 10 für Zentralheizungen
Wärmegutschrift A	€/a	146.410	
Wärmegutschrift B	€/a	141.787	
EEG-Vergütung	€ct/kWh <sub>el</sub>	18	
	€ct/MJ <sub>el</sub>	64,8	
	€/a	135.945	
Gesamtannuität A	€/a	55.473	Einnahmen - Ausgaben
Gesamtannuität B	€/a	50.849	Einnahmen - Ausgaben
<b>Wärmegestehungskosten Netto (Inkl. Gutschriften)</b>			
jährlicher Reingewinn (A)	€/a	62.845	
zur Bereitstellung von 1 MJth Wärme	€/MJ <sub>th</sub>	0,003	unter Berücksichtigung des Allokationsfaktors
zur Bereitstellung von 1 MJel Strom	€/MJ <sub>el</sub>	0,003	unter Berücksichtigung des Allokationsfaktors
jährlicher Reingewinn (B)	€/a	50.849	
zur Bereitstellung von 1 MJth Wärme	€/MJ <sub>th</sub>	0,003	unter Berücksichtigung des Allokationsfaktors
zur Bereitstellung von 1 MJel Strom	€/MJ <sub>el</sub>	0,003	unter Berücksichtigung des Allokationsfaktors
<b>Wärmegestehungskosten Referenz</b>			
Grenzstrom-Mix: Erdgas-GuD- und Import-Steinkohle-Kraftwerke	€ <sub>2010</sub> /MJ	0,018	
zur Bereitstellung von 1 MJ Strom	€ <sub>2010</sub> /a	48.940	
Wärmebereitstellung aus dem Mix Erdgas/Öl-Heizung	€ <sub>2010</sub> /MJ	0,035	
zur Bereitstellung von 1 MJ Wärme A)	€ <sub>2010</sub> /a	607.644	

Kosten	Einheit	Datenein- gabe Dau- erbetrieb	Erläuterung
zur Bereitstellung von 1 MJ Wärme B)	€ <sub>2010</sub> /a	597.896	
Gesamtbereitstellungskosten Referenz A)	€ <sub>2010</sub> /MJ	0,033	
Gesamtbereitstellungskosten Referenz A)	€ <sub>2010</sub> /a	656.585	
Gesamtbereitstellungskosten Referenz B)	€ <sub>2010</sub> /MJ	0,033	
Gesamtbereitstellungskosten Referenz B)	€ <sub>2010</sub> /a	646.836	
<b>Vermeidungskosten</b>			
<b>Ohne Gutschriften/Erlöse</b>			
Strom+Wärme A	€/t CO <sub>2äq</sub>	-228,79	(€e-€f)/(Ee-Ef)
Strom+Wärme B	€/t CO <sub>2äq</sub>	-221,26	
<b>Mit Erlösen</b>			
Strom+Wärme A	€/t CO <sub>2äq</sub>	-309,01	
Strom+Wärme A	€/t CO <sub>2äq</sub>	-314,01	

### Nachhaltigkeit

Nachhaltigkeitsaspekte spielen in der Betrachtung ebenfalls eine Rolle. Wesentliche Anmerkungen zu Nachhaltigkeitsaspekten sind nachfolgend dargestellt.

Tabelle 23: Nachhaltigkeit Mini-ORC

Nachhaltigkeitsaspekt	Synergien	Konflikte	Bemerkung
<b>Ökologie</b>			
THG-Minimierung	Verfügbare Bio- masse kann ge- nutzt werden	Vergleichsweise hohe THG-Emissionen bei der Nutzung von Waldholz und KUP	
Emissionsminderung	Dezentrale Ener- gieerzeugung mit Wärmeabnahme	Aus sozialen Aspekten weiterhin Bedarf an Ka- minöfen	
<b>Ökonomie</b>			
Erzeugung elektrischer Energie	Wirkungsgrader- höhung, THG- Minderung	Flächenbedarf, LxBxH (m): 10x2,5x3,2	
Wirkungsgraderhöhung durch Restwärmenutzung	THG-Minderung	Produktion von Abfall- stoffen	
<b>Soziales</b>			
Nutzung lokaler, nach- wachsender Rohstoffe	Einsatz in Anlagen kleiner bis mittle-	Logistik, ist aber bereit für die Biomassefeue-	



Nachhaltigkeitsaspekt	Synergien	Konflikte	Bemerkung
	erer Leistung	rung vorhanden	
Dezentrale Energieerzeugung	Kurze Transportwege Brennstoff, Wärmeabnahme	geringerer elektrischer Wirkungsgrad (15-18 %) als bei Großkraftwerken, aber dafür kann die Wärmeenergie komplett genutzt werden	

### 2.1.13.3 Vergleich ORC-, CRC (Wasserdampf)-, Stirling- und Holzvergaser-Prozesse zur Stromerzeugung an kleinen thermischen Biobrennstoffanlagen

Für ORC-, CRC-(Wasserdampf)-, Stirling-Prozesse und Holzvergaser soll ein Vergleich erstellt werden. Die wesentlichen Parameter sind in Tabelle 24 wiedergegeben. Die technischen und wirtschaftlichen Daten für den ORC-Prozess werden in diesem Bericht umfangreich behandelt.

Aufbauend darauf wird eine Abschätzung für einen CRC vorgenommen. Für die Simulation werden dabei die gleichen Randbedingungen angesetzt wie in Kapitel 2.1.4. Allerdings wird beim CRC eine geringere Verdampfungstemperatur von 200 °C gewählt und eine Überhitzung von 40 °C angesetzt. Durch den negativen Verlauf der Taulinie im Temperatur-Entropie-Diagramm (thermodynamische Eigenschaft von Wasser) wird bei einer Entspannung in einem Expansionsaggregat in das Satttdampfgebiet entspannt, dabei kommt es zu Tropfen-erosionen die u. U. auch Turbinenschaufeln erosiv schädigen können, vgl. auch Abbildung 4. Dieses Problem gilt es durch eine ausreichend hohe Überhitzungstemperatur am Turbineneintritt zu vermeiden.

Ein weiterer betrachteter Kreisprozess ist der Stirling-Prozess. Um diese Technologie marktreif zu entwickeln wird seit 15 Jahren an der Technischen Universität in Dänemark ein Produkt entwickelt welches mittlerweile von dem ausgegründeten Unternehmen StirlingDK vertrieben wird. Je nach Feuerungswärmeleistung werden zur Darstellung einer bestimmten elektrischen Leistung weitere gleich aufgebaute Einheiten (jeweils 35 kW<sub>el</sub>) parallel geschaltet.

Als Vergasungstechnologie wird der von Fraunhofer UMSICHT entwickelte stationäre Wirbelschichtvergaser näher betrachtet, dessen technische Daten dem Abschlussbericht [Schulzke, 2012] zu entnehmen sind.

**Tabelle 24: Vergleich konkurrierender KWK-Prozesse an kleineren Biofestbrennstofffeuerungen**

Vergleichsprozesse	RGtemp.	$P_{el, netto}$	$Q_{zu}$	$Q_{FWL}$	$Q_{ab}$	$\eta_p$	$\eta_{FWL}$	KMtemp.	Richtpreis	Reingewinn
	VL/RL [°C]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[%]	[%]	VL/RL [°C]	[T€]	[T€/a]
UMSICHT ORC **	500/200	100,7	600	980	494	16,8	10,3	80,2/56,4	328 K	+59
CRC <sup>1</sup>	500/200	86,7	600	980	509	14,5	8,8	80,2/56,5	400 K	+51
StirlingDK <sup>2</sup> Wirbelschicht- verg.*	>650	105	750	2630	640	12-14 <sup>3</sup>	4,0	<60	316 K	-
	<550	292,3	-	1000	280	-	29,2	80/60	2,909 P	-(129-354)

\* produziertes Synthesegas wird bei etwa 50 °C motorisch verstromt

\*\* ORC mit dem Arbeitsmedium Ethylbenzol, Randbedingungen für die Simulation siehe Kapitel 2.1.4

<sup>1</sup> verwendete Randbedingungen siehe Kapitel 2.1.4,  $T_{Verdampfung} = 200$  °C,  $T_{Überhitzung} = 40$  °C

<sup>2</sup> [StirlingDKa, 2012] Es wird eine Einheit mit 3 x 35 kW betrachtet. Die Feuerungswärmeleistung wird anhand der benötigten Heiztemperatur von 650°C approximiert. Für eine 4 x 35 kWel Stirling Anlage wird vom Hersteller am 13.04.12 ein Richtpreis von 375 T€ genannt, der nach dem 6/10 Gesetz für eine kleinere Anlage aus drei Einheiten umgerechnet wird.

<sup>3</sup>Laut Herstellerangaben [StirlingDKb, 2012] wird ein Wirkungsgrad von 20 % angenommen. Ein im Jahr 2004 abgeschlossene Untersuchung zeigt bei einer Realanlage Wirkungsgrade zwischen 12-14 % [Bios, 2004]

P = Prototyp, K = Kleinserie

Die wesentlichen technischen Unterschiede der Prozesse liegen zum Einen in der benötigten Rauchgastemperatur und zum Anderen in den Temperaturen der Wärmeauskopplung. Die Rauchgase können beim ORC und CRC bis etwa 200 °C ausgekühlt werden. Neben der Kondensatorwärme können die Abgase in einem Economizer noch weiter ausgekühlt werden. Dies ermöglicht eine Vorlauftemperatureinstellung. Der Stirling benötigt höhere Rauchgaseintrittstemperaturen von >650 °C und ausreichend entstaubtes Rauchgas am Eintritt. Es sei darauf verwiesen, dass dem Stirling ein ORC nachgeschaltet werden kann, ähnlich einem Gas- und Dampf-Kraftwerk (GuD). Bei der stationären Wirbelschichtvergasung wird ein Synthesegas produziert, welches anschließend abgekühlt wird und in einem Gasmotor verstromt wird. Beim Gasmotor stehen somit zwei Wärmequellen zur Verfügung, die Kühlwasserwärme mit einer Vorlauftemperatur (VL) von ca. 80 °C und einer Rücklauftemperatur (RL) von ca. 60 °C. Des Weiteren kann die Rauchgaswärme ( $T < 550$  °C) verwendet werden um bspw. einen HT-ORC zu betreiben.

Der Stirling von SirlingDK wird als einziger der betrachteten Prozesse bereits in Kleinserie produziert. Die anlegbaren Kosten dieser Technologie sind am geringsten. Die spezifischen Investitionskosten bei der stationären Wirbelschichtvergasung (Prototyp) sind am höchsten. Trotz eines hohen Wirkungsgrades ( $P_{el, netto} / Q_{FWL}$ ) von 29,2 % ist mit dieser Technologie im Leistungsbereich  $Q_{FWL} < 1$  MW<sub>th</sub> kein wirtschaftlicher Betrieb möglich. Die Reinverluste werden im Abschlussbericht [Schulzke, 2012] mit 129 T€ für geringen Personalbedarf und mit 354 T€ für hohen Betreuungsbedarf angegeben. In dem Bericht wird auch darauf verwiesen, dass ein kommerzieller Betrieb der vorgestellten Vergasungstechnologie erst ab einer Feuerungswärmeleistung  $FWL > 5$  MW möglich ist.

Für den Stirling Prozess kann keine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung anhand der verfügbaren Daten vorgenommen werden. Allerdings ist davon auszugehen, dass der Reingewinn wesentlich geringer ausfällt als bei ORC (+59 T€, Vgl. Kapitel 2.1.13.2) und CRC (+51 T€), da eine fast doppelt so große FWL benötigt wird um die gleiche elektrische Leistung zu erzielen. Beim ORC entfallen ca. 45 % der Erträge auf den Stromverkauf und ca. 65 % auf den Wärmeverkauf. Der Stirling benötigt eine größere zu versorgende Wärmesenke und/oder einen höheren Wärmeverrechnungspreis, um wirtschaftlich betrieben werden zu können. Er eignet sich vornehmlich für eine wärmegeführte Betriebsweise am Standort.

Würde der ökologische Betriebsaspekt im Vordergrund stehen, so würden die Entscheidungen eher Anhand eines hohen Wirkungsgrades ( $P_{el,netto}/Q_{FWL}$ ) getroffen werden. Nach diesen Gesichtspunkten wäre der Holzvergaser die bevorzugte Variante. Es folgen ORC (10,3 %), CRC und Stirling (4,0 %).

## 2.2 Wichtigste Positionen des zahlenmäßigen Nachweises

Der zahlenmäßige Nachweis wurde am 15.2.2012 von der Fraunhofer Zentrale aus München ausgestellt und an das PTJ, Berlin versendet.

## 2.3 Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit

Die beschriebene ORC-Technik ist noch nicht am Markt verfügbar und für einen ORC-Prototypen kann mit anlegbaren Kosten von 5.205 €/kW<sub>el</sub> gerechnet werden. Davon entfällt selbst mit den in diesem Projekt erarbeiteten Grundlagen immer noch ein erheblicher Teil der Kosten auf das Personal für die konkrete Komponentenauslegung und –entwicklung sowie Inbetriebnahme und Prozessoptimierung. Die anlegbaren Kosten der ORC-Technik sind daher auch nach Abschluss des Projektes momentan noch zu hoch für interessierte Anwender. Die überwiegend mittelständischen Unternehmen im Bereich kleinerer Biomassefeuerungen sind zur Zeit noch nicht in der Lage dem Kunden ein Komplettpaket Feuerung + Mini-ORC + Wärmeauskopplung + Abreinigung anzubieten, obwohl die Verwendung der im Projekt näher konzipierten und untersuchten Technologie-Bausteine aus Sicht der Projektarbeiter einige technische bzw. wirtschaftliche Vorteile gegenüber z. B. Stirling, Vergasung, etc. bietet. Zum jetzigen Zeitpunkt existieren allerdings aus Anwendersicht ebenso wie aus Sicht noch eine ganze Reihe von Realisierungsrisiken, die man erst nach bewiesener längerer Lauffähigkeit einer Gesamtanlage als ausgeräumt ansehen kann.

Zu diesem Stadium der Entwicklung ist das wissenschaftliche und technische Risiko für kleinere mittelständische Unternehmen noch sehr hoch. Die Interessenten für ein in der nächsten Realisierungsstufe erforderliches Pilotprojekt müssen sich daher in einem interdisziplinären Entwicklungsteam zusammenfinden und können nur bei substanzieller Förderung ein erfolgreiches Pilotprojekt gestalten, von dem nicht erwartet werden darf, dass eine konzipierte technische Gesamtanlage vom Tage der Inbetriebnahme an die vorausberechneten technischen und wirtschaftlichen Ergebnisse erbringt. Im Gegenteil ist realistisch zu erwarten, dass bei einer Erstanlage eine ganze Reihe anfänglicher Unzulänglichkeiten in mühsamer und zeitraubender Kleinarbeit beseitigt werden müssen.

Fraunhofer selbst stehen keine eigenen Mittel zur Verfügung, so dass der Antragsteller dabei auf eine Förderung aus öffentlichen Mitteln angewiesen ist. Die Finanzierung von Eigenmitteln aus Auftragsforschungsprojekten ist nicht möglich, da den Einnahmen aus der Auftragsforschung (Industrieprojekte) entsprechender Aufwand gegenübersteht. Freie Finanzierungsmittel aus diesem Bereich sind daher nicht oder jedenfalls noch nicht im notwendigen Umfang vorhanden. Erträge aus Lizenzen etc. können für eine Finanzierung der Eigenmittel ebenfalls nicht eingesetzt werden.

## 2.4 Voraussichtlicher Nutzen und Verwertbarkeit der Ergebnisse

Es hat sich gezeigt, dass durch die im Projekt geleistete Vorarbeit viele bisher unbeantwortete Fragen grundlegend beantwortet werden konnten. Daher werden einer Umsetzung des entwickelten Konzepts hohe Erfolgsaussichten eingeräumt. Eine Quantifizierung des Modellcharakters des Projekts ist in Tabelle 25 dargestellt. Die Darstellung der Zielgruppenabdeckung enthält Tabelle 26.

**Tabelle 25: Modellcharakter Mini-ORC**

Anforderungen	Ergebnisse Mini-ORC	Bemerkungen
<b>Machbarkeit</b>		
Wurden die angestrebten Projektziele erreicht und wenn nicht, warum nicht?	Ein Konzept zur Integration eines ORC in eine Biomassefeuerung mit integrierter Emissionsminderung wurde erstellt.	
<b>Transferfähigkeit</b>		
Nennung und Quantifizierung der Akteure, die	<b>Akteursgruppe (Anzahl)</b>	
- von den Produkten/Ergebnissen aus dem Projekt profitieren können	Komponentenhersteller (>200), interessierte Anwender (>1000), Hersteller von Entstauungsanlagen (50), wissenschaftliche Com-	

Anforderungen	Ergebnisse Mini-ORC	Bemerkungen
nen (Nachfragepotenzial)	munity (>50)	
- Interesse zeigen oder gezeigt haben, das Projekt so oder in veränderter Form fortzuführen	Komponentenhersteller (bereits im Gespräch mit etwa >60), interessierte Anwender (bereits im Gespräch mit etwa >100 potentiellen Kunden), Hersteller von Entstaubungsanlagen (5), wissenschaftliche Community (im Gespräch mit ca. >5)	
Wurden bestimmte Prozesse/Entwicklungen mit dem Projekt angestoßen, die zu einer Verstärkung der Projektergebnisse/Produkte führen können?	Mit dem Projekt wurde eine wichtige Grundlage zur Umsetzung einer Biomasse-ORCs für die Einführung der Kraft-Wärme-Kopplung auch im Leistungsbereich gängiger kleinerer Biofestbrennstofffeuerungen geschaffen. Es konnten im Bereich Wäscher/Feinstaubung auch über die favorisierte Prozesskonzeption hinaus wertvolle praktische Erfahrungen gesammelt werden.	

**Tabelle 26: Zielgruppenabdeckung Mini-ORC**

Zielgruppe/Definition	geplante u durchgeführte Maßnahmen zur Erschließung der Zielgruppe	Aktueller Stand zur Abdeckung der Zielgruppe	Bemerkung
eigene Verwendung	Projektskizze BMU-Förderschwerpunkt »Energetische Biomassenutzung« eingereicht	erste Beantragung aufgrund noch nicht abgeschlossenem Vorgängerprojekt nicht erfolgreich, weitere Beantragung nach Projektabschluss geplant (2012)	
Anlagenbesitzer und -hersteller	Gespräche	Präsentation der Ergebnisse	
Hersteller von Entstaubungsanlagen	Gespräche	Präsentation der Ergebnisse	
Fachpublikum	Vortrag auf European Biomass Conference	in Planung	
Kommunen	Vorstellung des Projekts in Rahmen der Aktivitäten von Innovation City Bottrop	in Planung	

Bezüglich der wirtschaftlichen Erfolgsaussichten besteht eine anhaltend hohe Nachfrage nach kleinen Mini-ORC-Kraftwerken. Es ist bei einer Erstanlage jedoch mit relativ hohen Investitionskosten zu rechnen, da das Design zunächst für alle Elemente des ORC-Prozesses und deren Verschaltung und Steuerung weiter verfeinert werden müssen. Die Kosten können danach durch eine kon-

sequente Verbesserung und Optimierung aller Bauteile verringert werden (erwarteter Lernfaktor: 0,9). Durch die stetig steigenden Rohölpreise können akzeptable Amortisationszeiten in Aussicht gestellt werden.

Im Bereich ORC besteht bereits ein aufgebautes Unternehmensnetzwerk mittelständischer Unternehmen, die gemeinsam mit Fraunhofer UMSICHT Entwicklung, Erprobung, Produktion und Vermarktung kleiner ORC-Prozesse vorantreiben. Diese Partner werden Anregungen zu weiteren Applikationsgebieten und Anschlussentwicklungen dankbar aufgreifen.

## **2.5 Während der Durchführung des Vorhabens bekannt gewordener Fortschritt auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen**

Im Laufe der Bearbeitung des Vorhabens wurden lieferten eine Reihe externer Veröffentlichungen Anregungen für die eigene Prozesskonzeption.

Es wurde zunächst für den Anwendungsbereich von ORC-Prozessen in Verbindung mit Biofestbrennstoffen eine Reihe von Arbeiten veröffentlicht, die sich mit der Problemstellung der Optimierung des Arbeitsmediums befassen. Die beschriebenen Ansätze waren in der Regel aus der thermodynamischen Betrachtung von Modellprozessen abgeleitet. Bemerkenswert ist, dass viele der Veröffentlichungen in Übereinstimmung mit dieser Arbeit Ethylbenzol als eine der besten Alternativen für das Arbeitsfluid bei Hochtemperatur-ORC-Prozessen generell oder für KWK-Anlagen mit Biofestbrennstoffen empfehlen [Drescher 2008, Bruno 2008]. Praktische Anwendungen mit Verwendung von Ethylbenzol in realen ORC-Modulen sind dagegen nicht bekannt geworden. Die Arbeitsfluidoptimierung ist Gegenstand noch laufender neuer Vorhaben bei folgenden Forschungseinrichtungen Ruhr-Universität Bochum (Lehrstuhl: Thermodynamik), Universität Bayreuth (Lehrstuhl: LTTT) und einem Industriekonsortium aus DeVetec GmbH, Steag New Energies, Evonik Industries AG [Devetec, 2009]

Parallel zur laufenden Prozessentwicklung an ORC-Prozessen mit den hier beschriebenen Merkmalen bei Fraunhofer UMSICHT sind eine Reihe von Informationen über alternative Prozesskonzepte für ORC-Module zwischen etwa 10 und 160 kWel Leistung bekannt geworden. Einige dieser Entwickler sind in Abschnitt 1.2 dieses Berichtes erwähnt. Nicht alle Entwickler proklamieren die Anwendung bei kleinen Biofestbrennstoffen als möglichen Einsatzbereich Ihrer Verfahrensentwicklung. Die Prozesskonzepte unterscheiden sich u. a. bei den jeweils favorisierten Arbeitsfluiden, den verwendeten Arbeitsmaschinen und ggf. bei der der genauen Ausführung der Turbine (Geichdruck-/Reaktionsturbine, Lagerung, Kühlung, Schmierung). Allen Entwicklungen ist gemeinsam, dass im Detail nur sehr wenig Information veröffentlicht wird und dass Prozes-

se meist nur als »en bloc«-Module angeboten werden, aber nicht die verwendeten Einzelkomponenten. Deshalb werden die Hardware-Informationen der Einzelkomponenten nur allenfalls lückenhaft offengelegt. Der Informationsaustausch zwischen den einzelnen Entwicklern ist gering.

Von der Bioenergie Berchtesgardener Land GmbH wurde Ende des Jahres ein Holzheizkraftwerk mit einem ORC-Modul der Firma Turboden in Betrieb genommen [Diermann, 2011]. Für diese Anlagenkonstellation wird eine Vorentstaubung des Abgases vor dem Thermoölkessels mit Hilfe eines Zyklon erreicht. In erster Linie dient dieser allerdings der Nachverbrennung feuchter Biomassen. Als Hersteller wird die Firma Agro Forst & Energietechnik GmbH genannt. Die erreichbare elektrische Leistung wird allerdings mit 1,2 MW angegeben und liegt damit deutlich über der innerhalb dieses Projekts avisierten Leistung.

## 2.6 Erfolgte oder geplante Veröffentlichungen der Ergebnisse

In folgenden Veröffentlichungen wurden Projektergebnisse vorgestellt:

### Konferenzbeiträge

Althaus, Wilhelm; Bülden, Björn; Schulzke, Tim: Direkte Rauchgaswärmenutzung über ORC-Anlagen. Stromerzeugung aus BHKW-Abgaswärme mittels ORC-Technik, Vortrag, Tagung Elektroenergie aus Biomasse, Zittau, 12.-13. Mai 2011 (in Teilen)

Althaus, Wilhelm: Entwicklung kleiner ORC-Prozesse für die Abwärmenutzung von Biogasmotoren; Jahrestreffen der ProcessNet-Fachausschüsse »Energie-Verfahrenstechnik« und »Gasreinigung«, Dortmund, 17.-18. März 2010 (in Teilen)

Stahl, Esther: Charakterisierung metallischer Mikrosiebe zur Gasreinigung. Vortrag TSI-Seminar »Zuverlässige Partikelmessungen bis in den Nanobereich« Mainz, 10.05.2011 (in Teilen)

### Veröffentlichungen

Stahl, Esther: Charakterisierung metallischer Mikrosiebe zur Gasreinigung am Beispiel der Feinentstaubung von Holzfeuerungsanlagen. Dissertation. Verlag Karl Maria Laufen, Oberhausen 2011 (in Teilen)

Wolters, Martin: ORC-Prozesse für kleine und mittlere Holzfeuerungsanlagen – Anforderungen an die Gestaltung der Wärmeübertragerflächen und Anti-Fouling-Strategien. Diplomarbeit, Bochum 2009

### Messen

Messteilnahme Gemeinschaftsstand »Fraunhofer Bioenergy«: Fraunhofer UMSICHT, Fraunhofer IWES und Fraunhofer IKTS, 6. bis 10. Juni 2011, 19th European Biomass Conference & Exhibition 2011, Berlin

### 3 Erfolgskontrollbericht

s. Anlage



## 4 Anhang

**Tabelle 27: Verwendete Messgeräte**

Parameter	Messgerät	Hersteller	Messbereich von/bis	Messgenauigkeit
<b>Messungen Wärmeübertrager</b>				
T	TM 200 - Temperaturmessgerät mit 4 Thermoelementen Typ K	KIMO	-50...+1000°C	±1.1°C oder ±0.4% v. Mw.
$\dot{V}$	Schwebekörperdurchflussmesser Typ VA40	KROHNE Messtechnik GmbH & Co. KG	0 – 8 m³/h	k.A.
v	Gasgeschwindigkeitsmessung Staurohr Typ S, DC 100 Pro	Wöhler Messgeräte Kehrgeräte GmbH	0-120 m/s	k.A.
$\Delta p$	Differenzdruckmessung DC 100Pro	Wöhler Messgeräte Kehrgeräte GmbH	±100 hPa	<3% vom Messbereich; im Bereich ±10 Pa besser als ±0,3% (Druckmessung)
<b>Staubmessung/Filtercharakterisierung</b>				
$c_p$	Fast Mobility Particle Sizer™ Spektrometer (FMPS) Model 3091	TSI GmbH	4E+02/1E+07 (5,6 nm) bis 4E+0/1E+05 (560 nm)	k.A.
	Gasverdünner VKL Mini, 2-stufig. Beheizung der ersten Stufe: Eigenbau	Grimm Aerosol GmbH		
$m_p$	Einheit für VDI 2066 Outstack inkl. Beheizung der Filtereinheit	Paul Gothe GmbH		
O <sub>2</sub>	elektrochemischer Sensor, A600,	Wöhler Messgeräte Kehrgeräte GmbH	0 bis 100.000 Vol.-ppm, Auflösung 1 Vol.-ppm < 32.000 ppm, sonst 10 ppm	± 100 Vol.-ppm (< 1000 ppm), sonst 10% v. Messwert
V	Gasvolumenzähler Typ BK4	Paul Gothe GmbH	ca. 0-6 m³/h	± 2%

Parameter	Messgerät	Hersteller	Messbereich von/bis	Messgenauigkeit
$\dot{V}$	Schwebekörperdurchflussmesser Paul Gothe	Paul Gothe GmbH		
$p_{abs.}$	Atmosphärendruckmessgerät GDH 200-12	GREISINGER electronic GmbH	0/+1.300	± 0,25 % F.S. Hysterese und Linearität ± 0,5 % F.S. Temperaturein- fluss von 0 bis 50°C (jeweils bei 25 °C)
°C, %rF	DC 100Pro	Wöhler Messgeräte Kehrgeräte GmbH	-19,9/+99,9 0/+100, nicht kon- densierend	< ± 2 °C < ± 2 % bis 90 %rF, sonst < 3 % rF
<b>Abgaswäscher (+ Instrumente Staubmessung)</b>				
m/s	Hitzedrahtanemometer VT 200	KIMO	0,15 – 30 m/s	0,15-3 m/s: ± 3 %, ± 0,03 m/s 3,1-30 m/s: ± 3 %, ± 0,1 m/s -20 bis 80 °C

a) Nach VDI/VDE 3513

b) Reproduzierbarkeit

v.Mw.: vom Messwert

F.S.: Full Scale

k.A.: keine Angaben

Die genaue Vorgehensweise ist in der VDI 2066 [VDI 2006b] dargestellt. Wesentliche Unterschiede zu diesem Verfahren sind in nachfolgender Tabelle aufgelistet:

**Tabelle 28: Durchführung der Gesamtstaubmessung in Anlehnung an die VDI2066 Blatt 1 (wesentliche Punkte)**

#### **Vorbereitung der Messung**

- Bestimmung der Gasgeschwindigkeit, Gasdichte sowie Temperatur zur Berechnung des Sonden­durchmessers sowie des mittleren Absaugvolumenstroms
- Erhitzen der Planfilter und Filterhülsen in den jeweiligen, gesäuberten Halterungen auf 200°C im Muffelofen für eine Stunde
- Abkühlen im Exikkator
- Einmalige Wägung der Filtermedien bei konstantem Wert

#### **Durchführung der Messung**

- Einstellen eines um ca. 0,5 m<sup>3</sup>/h höheren Volumenstroms (da keine automatische isokinetische Absaugung vorhanden ist, wird die Absaugleistung der Pumpe einmal eingestellt und während der Messung nicht verändert)
- Bestimmung der Sauerstoffkonzentration im Abgas nach jeweils ca. 10 Minuten

#### **Nachbereitung der Messung**

- Trocknung der Filter samt Halterung bei 105°C im Trockenofen
- Abkühlen im Exikkator
- Einmalige Wägung der Filtermedien bei konstantem Wert

Abbildung 69: Kennfeld Ventilator xxx (Versuche Wärmeübertrager und Filtermedien)

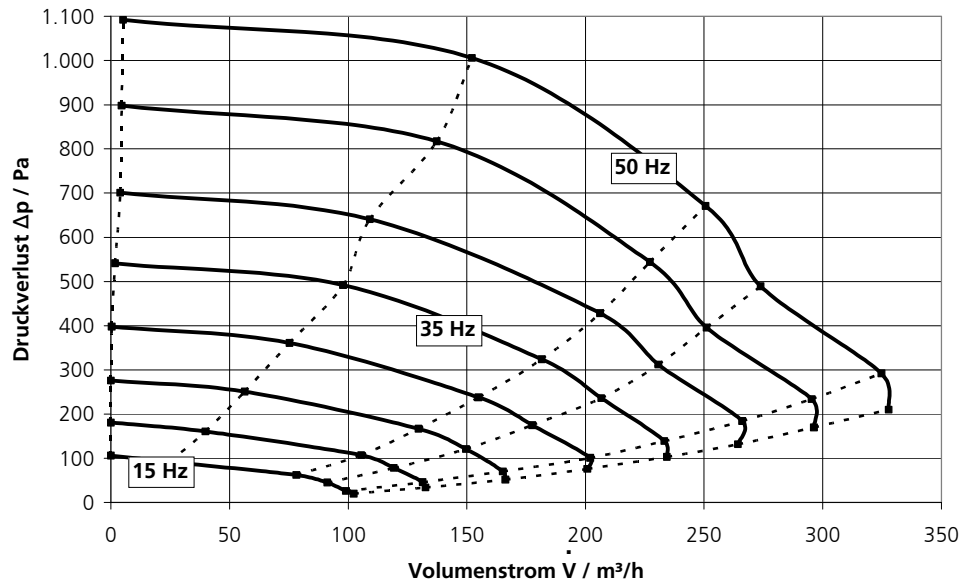
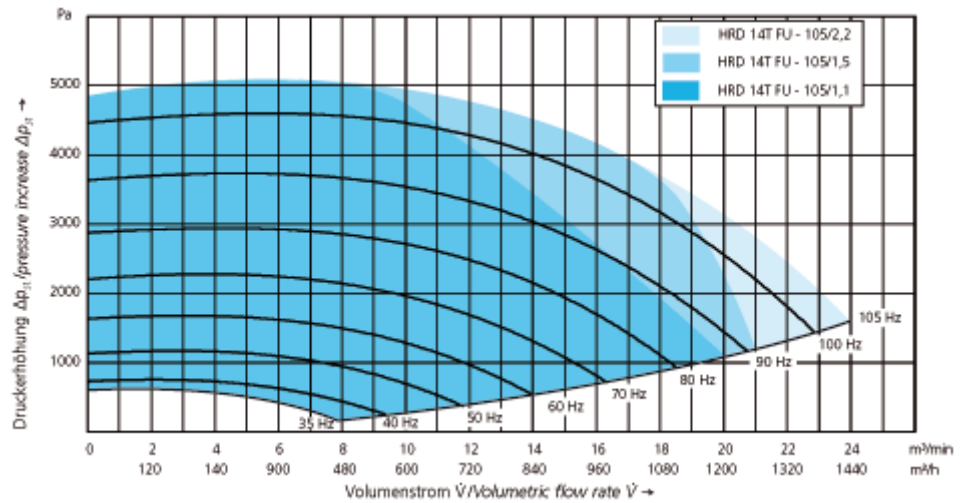


Abbildung 70: Kennfeld Ventilator HRD 14T FU 105/1,1 [Electror, 2011]



## Berichtsblatt

1. ISBN oder ISSN	2. Berichtsart (Schlussbericht oder Veröffentlichung) Schlussbericht
3. Titel „Kombiniertes Mini-ORC- und Emissionsminderungskonzept für Biomassefeuerungen bis 1 MW <sub>th</sub> “	
4. Autor(en) [Name(n), Vorname(n)] Althaus, Wilhelm Grob, Johannes Stahl, Esther	5. Abschlussdatum des Vorhabens 31. August 2011
	6. Veröffentlichungsdatum April 2012
	7. Form der Publikation Bericht, Vorträge, projektbegleitende Workshops
8. Durchführende Institution(en) (Name, Adresse) Fraunhofer-Institut für Umwelt-, Sicherheits- und Energietechnik UMSICHT Osterfelder Straße 3 46047 Oberhausen	9. Ber. Nr. Durchführende Institution
	10. Förderkennzeichen 03KB009
	11. Seitenzahl 138
12. Fördernde Institution (Name, Adresse) Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit Geschäftsbereich Umwelt Stresemannstr. 128-130 10117 Berlin	13. Literaturangaben 79
	14. Tabellen 28
	15. Abbildungen 71
16. Zusätzliche Angaben	
17. Vorgelegt bei (Titel, Ort, Datum) Stefanie Hofmann, PTJ Berlin, 13.04.2012	
18. Kurzfassung Ziel des Projekts war die Konzipierung einer biomassebefeuerten Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) mit wirkungsvoller Emissionsminderung im Leistungsbereich bis 1.000 kW <sub>th</sub> . Die Stromerzeugung soll dabei mit Hilfe der ORC-Technologie (Organic-Rankine-Cycle) erfolgen. Dem ORC-Prozess soll eine Abgasreinigung mit gleichzeitiger Restwärmenutzung nachgeschaltet werden, so dass ein innovatives Gesamtkonzept für die regionale Wärme- und Stromerzeugung entsteht. Die abschließende Prozesskonzeption als Endergebnis dieser Arbeit besteht aus einem Hochtemperatur-ORC-Prozess, der durch eine Biomassefeuerung im Leistungsbereich von ca. 950 kW <sub>th</sub> beheizt wird. Diese liefert staubbeladenes Rauchgas mit ca. 850 bis 950°C. Zur Grobentstaubung soll im nächsten Entwicklungsschritt ein Hochtemperaturzyklon eingesetzt werden. Über eine Abgasrezirkulation wird ein für den ORC-Verdampfer verträgliche Abgasmischtemperatur von ca. 500 bis 750°C eingestellt. Limitierend ist hierbei einerseits die für die in Frage kommenden ORC-Arbeitsmedien zulässige maximale Wandtemperatur im ORC-Verdampfer von etwa 300°C. Liegen die Wandtemperatur darüber, dann sind die Zersetzungsraten des Arbeitsfluides zu hoch um einen technisch und wirtschaftlich sinnvollen Betrieb zu ermöglichen. Andererseits steigen auch die Kosten für die Verdampferfertigung durch den nötigen Übergang auf jeweils ausreichend hitzebeständige Stähle bei diskreten Temperaturstufen jeweils stark an. Zur Feinentstaubung wird zunächst der Einsatz von Metallgeweben oder konventionell verfügbaren Faserfiltern vorgeschlagen. Optional kann ein Abgaswäscher eingesetzt werden, der im Rahmen der Projektarbeit entwickelt und erprobt wurde. Hier ist eine Wärmeauskopplung von ca. 10 % der Nennwärmeleistung bei einer Abscheideleistung von ca. 60 % möglich. Mit diesem Konzept ist eine wirtschaftliche Betriebsweise erreichbar. Als nächster Schritt ist die Ansprache von Anlagenbauern für Biofeststofffeuerungsanlagen und Anwendern mit ausreichend hohem Wärmeeigenbedarf für eine erste reale Umsetzung des Konzepts geplant.	
19. Schlagwörter Biomassefeuerung, ORC-Prozess, Feinstaub, Feinstaubfilter, Mikrosiebfilter, Abgaswäscher	
20. Verlag	21. Preis

## Document Control Sheet

1. ISBN or ISSN	2. type of document (e.g. report, publication) report
3. title "Mini-ORC with emission control - concept for biomass combustion plants up to 1MW <sub>th</sub> "	
4. author(s) (family name, first name(s)) Althaus, Wilhelm Grob, Johannes Stahl, Esther	5. end of project 31. August 2011
	6. publication date April 2012
	7. form of publication report, talks, workshops
8. performing organization(s) (name, address) Fraunhofer Institute for Environmental, Safety and Energy Technology UMSICHT Osterfelder Straße 3 46047 Oberhausen	9. originator's report no.
	10. reference no. 03KB009
	11. no. of pages 138
12. sponsoring agency (name, address)  Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit Geschäftsbereich Umwelt Stresemannstr. 128-130 10117 Berlin	13. no. of references 79
	14. no. of tables 28
	15. no. of figures 71
16. supplementary notes	
17. presented at (title, place, date) Stefanie Hofmann, PTJ Berlin, 13.04.2012	
18. abstract The aim of the project is to develop a concept of a biomass-fired CHP-plant with emission control up to a power range of 1000 kW <sub>th</sub> . The power generation should be realized by ORC-technology (Organic-Rankine-Cycle). In order to complete the innovative concept it is planned to clean the exhaust gas while at the same time recovering the condensation heat of the ORC-process. The final process conception resulting from this work comprises a high-temperature ORC process which is heated by biomass in the range of approx 950 kW <sub>th</sub> . This process supplies flue gas at a temperature of approx 850 up to 950 °C. For the preliminary separation of dust, a high-temperature cyclon will be applied in a further step. An exhaust gas temperature of approx 500 to 750 °C will be set, compatible with the ORC steam generator. This is limited partly by the temperature that is possible for the ORC agents, in the ORC steam generator of approx 300 °C. If the wall temperatures are above this limit, the degradation rates of the fluid are too high for a technically and economically feasible operation. On the other hand, the production cost of the steam generator also rises due to the necessary use of sufficiently heat-resistant steel at discrete temperature levels. For the secondary removal of dust, metal tissues/substances or conventional fiber filters are recommended. Another option is to include an exhaust gas scrubber that has been developed and tested during project work. In this case, a decoupling of heat of about 10 percent of the nominal heat capacity at a separation rate of about 60 % would be possible. This concept allows an economical/efficient way of operation. In a further step, manufacturers of power plants fired with solid biomass have to be contacted, as well as operators with a sufficiently high demand of heat, in order to realize a first implementation of the concept.	
19. keywords Biomass combustion, ORC-process, fine particulate matter, particle filter, micro sieve filter, gas scrubber	
20. publisher	21. price