

NEUE ENERGIEN 2020

Publizierbarer Endbericht

Programmsteuerung:

Klima- und Energiefonds

Programmabwicklung:

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Endbericht

erstellt am

20/08/14

Projekttitle: ICON

Projektnummer: 829964

Neue Energien 2020 - 4. Ausschreibung

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

Ausschreibung	4. Ausschreibung NEUE ENERGIEN 2020
Projektstart	01.04.2011
Projektende	30.04.2014
Gesamtprojektdauer (in Monaten)	37 Monate
ProjektnehmerIn (Institution)	AIT Austrian Institute of Technology GmbH
AnsprechpartnerIn	Dipl.-Ing. Dr. techn. Thomas Fleckl
Postadresse	Giefinggasse 2, 1210 Wien
Telefon	0664 2351917
Fax	050550-6679
E-mail	thomas.fleckl@ait.ac.at
Website	http://www.ait.ac.at

ICON

Rauchgaskondensation der Zukunft mit hohem Jahresnutzungsgrad durch Kombination mit einer Industriewärmepumpe

AutorInnen:

Thomas Fleckl
Sandra Seichter
Peter Benovsky
Alfred Hammerschmid
Christian Ramerstorfer
Thomas Lachmair
Tomasz Ciepiela

1 Inhaltsverzeichnis

Es muss ein Inhaltsverzeichnis mindestens auf Überschriftenebene 1 mit Seitenangabe erstellt werden!

1	Inhaltsverzeichnis	4
2	Einleitung	5
3	Inhaltliche Darstellung	7
4	Ergebnisse und Schlussfolgerungen	37
5	Ausblick und Empfehlungen	38
6	Literaturverzeichnis	38
7	Anhang	39
8	Kontakt Daten	39

2 Einleitung

Rauchgaskondensationsanlagen für Biomasseverbrennungsanlagen sind eine bekannte Technologie für die Anwendung im Bereich Wärmerückgewinnung, Staubreduktion und Entschwadung des Rauchgases, wie sie typischerweise ab Biomassekesselleistungen von ca. 1 MW_{th} sinnvoll eingesetzt werden können. Rauchgaskondensation ist umso effizienter je stärker das Rauchgas unter den Taupunkt abgekühlt und die freiwerdende fühlbare und insbesondere latente Wärme genutzt werden kann. In der Praxis ist die sinnvolle Nutzung von Niedertemperatur leider meist sehr eingeschränkt, da der zur Kühlung des Rauchgases verfügbare Heizungsrücklauf (50 und 60°C) häufig zu hohe Temperaturen aufweist, um das Rauchgas deutlich unter dessen Wassertaupunkt (ebenfalls im Bereich 50 und 60°C) abkühlen zu können.

Ziel dieses Projektes war es, die Kondensationswärme der Rauchgaskondensationsanlage durch Integration einer Industriekompressionswärmepumpe effizient und ganzjährig nutzbar zu machen, indem die Niedertemperaturwärme des Rauchgases auf ein Temperaturniveau angehoben wird (z.B. von 40°C auf rund 60°C), das direkt in konventionellen Heizungsrückläufen von Fern- bzw. Prozesswärmesystemen genutzt werden kann. Dadurch sollte die Effizienz von Kondensationsanlagen laut derzeitigen Stand der Technik verdoppelt, entsprechende Emissions- und CO₂-Einsparungen (Reduktion von rund 10 bis 15% des erforderlichen Brennstoffeinsatzes und damit verbundener Emissionen) erreicht, der Stromaufwand für die Rauchgasentschwadung reduziert und somit die Gesamtwirtschaftlichkeit derartiger Anlagen erhöht werden. Dafür war die Entwicklung eines für das Arbeitsmittel der Wärmepumpe geeigneten Rauchgaskondensators erforderlich, welcher im Rahmen dieses Projektes neu entwickelt wurde. Das höchste Entwicklungs- und Optimierungspotenzial wurde dabei in der direkten Einbindung der Wärmepumpe (Rauchgaskondensator = Kältemittelverdampfer) in die Rauchgaskondensationsanlage, in der richtigen Kältemittelwahl und in der Verbesserung der Kondensatorauslegung, die mit den derzeitigen Methoden nur relativ ungenau möglich ist, gesehen.

Die Kondensatorentwicklung erfolgte dabei in einer 1. Stufe durch entsprechende Berechnungen und Simulationen und in einer 2. Stufe im praktischen Test an einer Versuchsanlage. Das erarbeitete Konzept beinhaltete die Auslegung der Kondensationsanlage und der Wärmepumpe selbst als auch ihrer Komponenten sowie die optimierte Systemeinbindung und die energetische, ökologische und ökonomische Bewertung des gesamten Systems.

Im Projekt wurde zuerst eine Bestandsaufnahme durchgeführt, auf deren Basis Anforderungsprofile für die neuartige Technologie erstellt wurden. Für die Systemintegration der Wärmepumpe wurden Konzepte zur hydraulischen Einbindung, zur Regelung und für eine sicherheitstechnisch einwandfreie Betriebsweise entwickelt. Ein Schwerpunkt des Projektes lag auf der Entwicklung des Rauchgaskondensators, der auf Grund der direktverdampfenden Ausführung der Wärmepumpe auch gleichzeitig als Verdampfer der Wärmepumpe diente. Für die Auslegung des Rauchgaskondensators wurden dabei zwei Modelle (stationäres Kondensationsmodell nach VDI und ein CFD-Modell auf Basis

der Nukleationstheorie) entwickelt, die an einer im Projekt entwickelten Versuchsanordnung validiert wurden. Weiters wurden mit experimentellen Methoden Korrosionsversuche bzw. Versuche zur Bewertung des Abwasserbehandlungssystems an einer Großanlage unter realen Betriebsbedingungen durchgeführt. Auf Basis dieser Arbeiten konnte der Rauchgaskondensator für die Versuchsanlage ausgelegt werden.

Für Planungsarbeiten (Konstruktion, Kältekreisberechnungen, MSR Arbeiten etc.) wurden gängige Ingenieurtools eingesetzt. Die Wärmepumpe wurde vor Inbetriebnahme an einem Prüfstand getestet und anschließend inklusive einer für den Anwendungsfall ausgelegten Rauchgaskondensationsanlage in einer Biomasseanlage integriert und getestet. Auf Basis dieser Versuchsläufe erfolgte eine Bewertung der Technologie in Bezug auf Wirkungsgrade, Teillastverhalten, hydraulischer Einbindung der Wärmepumpe, Auswirkungen auf Staubemissionen sowie auf deren wirtschaftlichen und ökologischen Potential.

Das Projekt adressierte folgende Themenfelder der 4. Ausschreibung im NE2020 Programm (folgende Kapitelnummern beziehen sich auf den Ausschreibungstext):

3.1.1 Technologiekomponenten für die Integration dezentraler Erzeugung: Entwicklung von neuen Basistechnologien und Komponenten für die verlustarme Umwandlung, Speicherung, Verteilung und Regelung von Energie und Einbindung von erneuerbaren Energieträgern.

Projekthinhalte: Für eine effiziente und wirtschaftliche Einbindung (Direktverdampfung) der Wärmepumpe wurden experimentelle und numerische Forschungs- und Entwicklungsarbeiten zur genaueren Auslegung des Rauchgaskondensators durchgeführt.

3.3.1 Neue Produktionsverfahren und Technologien: Verfahren und Technologien werden bearbeitet, welche ein erhebliches Maß an Innovation aufweisen und sowohl bei energieintensiven als auch bei weniger energieintensiven Prozessen mit großer Anwendungshäufigkeit Verwendung finden können.

- Innovative Verfahren mit möglichst breiten und branchenunabhängigen Einsatzpotenzialen
- Branchenspezifische Lösungen für innovative Technologien bzw. integrierte Lösungen in Prozessen, Technologien und Verfahren, bei denen die Erhöhung der Energieeffizienz mit einer rationelleren Nutzung anderer Roh- und Hilfsstoffe verbunden ist

Projekthinhalte: Der Einsatz von Industriekompressionswärmepumpen an Biomasseverbrennungsanlagen mit einer Nennleistung $> 2 \text{ MW}_{\text{th}}$ stellt eine innovative und bisher nicht realisierte Form der Effizienzsteigerung dieser Anlagen dar. Auf Grund der Möglichkeit der Nachrüstung an bestehenden Anlagen bzw. die Einbindung bei Neuanlagen ist eine große Anwendungshäufigkeit der Verwendung gegeben. Weiters sind die Projektergebnisse nicht auf Biomasseverbrennungsanlagen beschränkt,

sondern können auch bei Abfall- oder Müllverbrennung, Trocknungsanlagen und weiteren Industrieprozessen angewandt werden.

3.3.5 Systemintegration von Prozessen: Energiebedarfsreduktion im Bereich der Umwandlung, Bereitstellung und Nutzung (von z. B. Gas, Strom, Dampf, Heiß- und Warmwasser, Druckluft etc.) sowie eine Erhöhung der Rückgewinnung (z. B. Wärme oder kinetische Energie). Dies gilt sowohl für Prozesse und Aggregate in der Großindustrie als auch für jene, welche bei KMUs und im Gewerbe, wie z. B. der Hotellerie. Entwicklung energieeffizienter Maschinen und Technologien.

Projekthinhalte: Durch die durchgeführten Forschungsarbeiten konnte eine energetisch optimierte Integration (Direktverdampfung) von Industriewärmepumpen in Rauchgaskondensationsanlagen entwickelt werden und mit dieser Technologie eine Erhöhung der Wärmerückgewinnung erzielt werden.

3.7.3 Energieträger: 3.7.3.3 Primäre und sekundäre Maßnahmen zur Reduktion der Emissionen (NOX und Feinstaubemissionen) – ohne Leistungsbeschränkung unter Berücksichtigung der Wirtschaftlichkeit der Anlagen

Projekthinhalte: Durch die Effizienzsteigerung der Rauchgaskondensationsanlagen erfolgt auf Grund der dadurch erzielbaren Brennstoffeinsparung auch eine entsprechende Reduktion der Emissionen. Weiters kann im Gegensatz zu den bestehenden Anlagen durch eine gesicherte Rauchgaskondensation eine effiziente Entstaubung durch stärkere Bindung der Feinstaubpartikel an den Kondensationstropfen ermöglicht werden.

3 Inhaltliche Darstellung

Bestandsaufnahme und Erstellung von Anforderungsprofilen

Ziel dieser Arbeiten war die Auswertung von Betriebs- und Referenzdaten von Bestandsanlagen mit Rauchgaskondensationsanlagen, um Einflussfaktoren definieren und quantifizieren zu können. Darauf aufbauend wurden die Anforderungsprofile für die Konzeption der Wärmepumpe und des Rauchgaskondensators definiert. Auf Basis einer durchgeführten Anlagenevaluierung wurden drei geeignete Anlagen ausgewählt, bei denen holzartige Biomasse verfeuert wird und umfassende Messdaten verfügbar waren. Die Datenauswertungen umfassten alle für dieses Projekt relevanten Parameter. Insbesondere wurden alle Daten betreffend den Rauchgaskondensator ausgewertet und Teillastverhalten, jahreszeitliche Schwankungen sowie Wirkungsgrade ermittelt und analysiert. Die ausgewerteten Betriebsdaten wurden im Anschluss einer Plausibilitätskontrolle mittels Verbrennungsrechnung sowie einer Stoff- und Energiebilanzierung unterzogen. In Abbildung 1 sind für den Zeitraum vom 15.-17.12.2010 beispielhaft von einer Anlage die Wärmeleistung des Kondensators sowie die Warmwasservorlauftemperatur vom Kondensator und Warmwasserrücklauftemperatur zum Kondensators dargestellt.

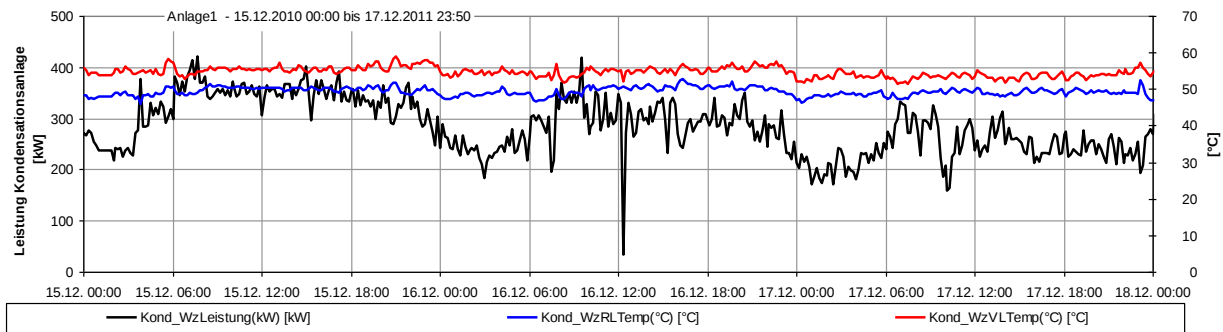


Abbildung 1: Wärmeleistung des Kondensators sowie die Warmwasservor- und Warmwasserrücklaufauftemperatur des Kondensators

Auf Basis der Betriebsdatenauswertung wurden wesentliche Einflussfaktoren auf die Wärmepumpe und die Rauchgaskondensation erarbeitet. Insbesondere wurde der Einfluss des Quenchbetriebs auf die Auslegung und den Betrieb des Gesamtsystems (Rauchgaskondensator und Wärmepumpe) untersucht. Auf Basis der ausgearbeiteten Daten wurden die Anforderungskriterien für die Konzeption der Kompressionswärmepumpe und des Rauchgaskondensators erstellt. Wesentliche Kriterien für die Konzeption der Komponenten sind insbesondere die Rauchgasein- und Rauchgasaustrittstemperaturen beim Kondensator, die Staubbelastung des Rauchgases sowie die maximale Verdampfungs- und Kondensationstemperatur des Kältemittels. Bezüglich der Einsatzgrenzen der Wärmepumpe stellt das Einhalten der Operating Envelope des Verdichters ein wichtiges Kriterium dar. Daher bestimmt die gewählte Verdichtertechnologie die möglichen Temperaturenniveaus.

Folgende Rahmenbedingungen für die Auswahl der Kompressortechnologie wurden festgelegt:

- A. Einsatz eines Schraubenverdichters in Kombination mit Kältemittel R134a. Kondensatoraustrittstemperatur bis 65°C. Die höchste nicht zu überschreitende Verdampfungstemperatur liegt dabei bei 24°C.
- B. Einsatz eines Schraubenverdichters in Kombination mit Kältemittel R407C. Maximale Vorlauftemperatur aus dem Kondensator von 50°C. Anwendungsmöglichkeiten auf der Wärmenutzungsseite für Niedertemperatursysteme (z.B. Niedertemperaturtrocknungen)
- C. Einsatz eines Schraubenverdichters in Kombination mit einem Hochtemperaturkältemittel. Vorlauftemperatur liegt über 90°C. Anwendungsmöglichkeiten z.B. für Erweiterungen von Fernwärmeanlagen, Sanierungen und Retrofitanlagen.

Diese Analyse bzgl. der erforderlichen Einsatzgrenzen wurde auch bezüglich anderer Kompressortechnologien durchgeführt, so z.B. für Hubkolbenverdichter. Somit konnte ein Pflichtenheft für die Konzeption der Wärmepumpe und des Rauchgaskondensators formuliert werden.

Weiters wurde eine ausführliche Patentrecherche im Hinblick auf relevante Gesamt- und Teillösungen im Bereich der kombinierten Technologieanwendung Rauchgaskondensation/Industriekompressionswärmepumpe durchgeführt. Im Rahmen der Patentrecherche wurde in dem vom europäischen

Patentamt empfohlenen Online-Portal esp@cenet® und in der Datenbank des deutschen Patentamts (DEPATIS) weltweit gezielt nach Komponenten und Komponentenverschaltungen des „ICON-Konzeptes“ gesucht. Die Patentrecherche zeigte, dass rund 15 Patentschriften ähnliche Verfahrensschritte oder –bereiche wie das ICON Konzept abdecken. Zusammenfassend zeigte die Patentrecherche, dass die Nutzung von Kondensationswärme über eine Wärmepumpenintegration bereits in mehr als 20 Jahre alten Patentanmeldungen beschrieben wurde. Diese Patente sind bereits alle erloschen. Bei neueren Patentanmeldungen war aus diesem Grund die Patentfähigkeit oft nur durch sehr spezielle technische Merkmale, die in den Patentansprüchen in der Form von Unteransprüchen definiert wurden, gegeben. Diese Patentansprüche unterscheiden sich durch spezielle technische Merkmale vom ICON-Konzept. Daher sind keine patentrechtlichen Probleme und damit verbundenen Einschränkungen der im Projekt untersuchten Anwendung zu erwarten.

Systemintegration

Basierend auf den Erkenntnissen der Bestandsaufnahme und den erstellten Anforderungsprofilen wurde die „Systemintegration der neuen Rauchgaskondensationstechnologie“ ausgearbeitet. Dazu wurden die grundsätzlichen Möglichkeiten (Varianten) der Integration der neuen Rauchgaskondensationstechnologie mit Wärmepumpe hinsichtlich der hydraulischen Einbindung untersucht. Die Evaluierung der Varianten zeigte, dass es insbesondere bei der Nachrüstung der neuen Rauchgaskondensationstechnologie in bestehenden Biomasseanlagen nicht nur eine Standardlösung geben wird. In Abbildung 2 ist beispielhaft eine Variante für die Systemintegration der neuen Rauchgaskondensationstechnologie dargestellt. Bei dieser Variante erfolgt die Wärmerückgewinnung auf 2 Temperaturniveaus. Mit dem Economiser wird die sensible Wärme des Rauchgases genutzt und zur Nutzung der latenten Wärme wird die neue Rauchgaskondensationstechnologie eingesetzt.

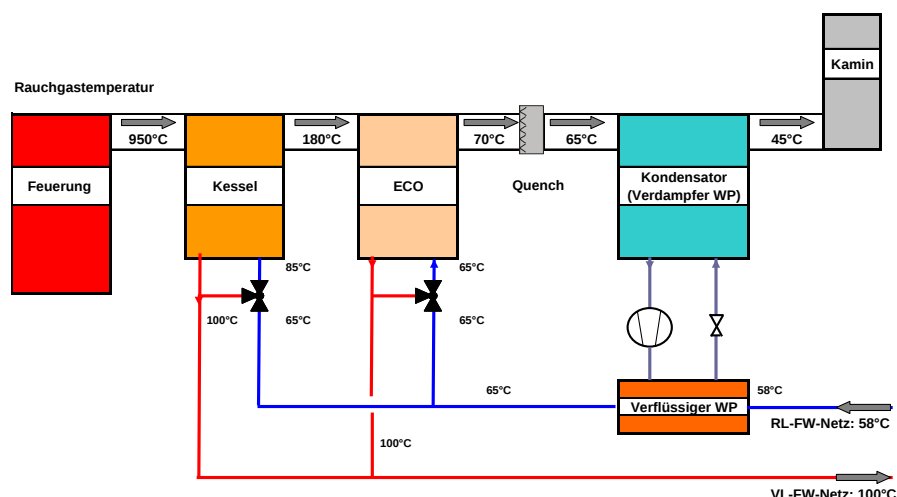


Abbildung 2: Systemintegration Wärmepumpe Variante I

Erläuterungen: Variante ist mit und ohne Quench möglich; Integration einer Entschwadungsluftvorwärmung ist möglich.

Hydraulisch optimierte Integration der neuen Technologie im Biomasseheizsystem

Grundsätzlich ist die hydraulische Einbindung der Wärmerückgewinnung bzw. des Kältemittelkondensators (Heizseite der Wärmepumpe) entweder in serieller oder paralleler Verschaltung zum Biomassekessel möglich. Hinsichtlich größtmöglicher Effizienz bzw. Wirtschaftlichkeit des Systems mit Wärmepumpe sind möglichst hohe COP-Werte derselben anzustreben, welche umso höher liegen, je niedriger der zu überwindende Temperaturhub zwischen Kühlseite (Rauchgaskondensation) und Heizseite (Netzeinspeisung) der Wärmepumpe ausfällt. Optimal ist daher die serielle Verschaltung mit dem Biomassekessel, bei welcher der Fernwärmenetzzrücklauf durch die Wärmerückgewinnung vor dem Biomassekessel angehoben wird und eine relativ niedrige, d. h. nur um einige Kelvin über dem Netzzrücklauf liegende Vorlauftemperatur der Wärmepumpe (Wassertemperatur am Austritt des Kältemittelkondensators) für die Wärmeabgabe ausreicht.

Regelungskonzept

Die Konzeption der Regelung bzw. Steuerung der Wärmerückgewinnungsanlage basiert auf weitgehend autarken Regelungen mit jeweils eigener SPS (speicherprogrammierbare Steuerung) der Haupt-Anlagenteile (Rauchgaskondensationsanlage und Wärmepumpe). Die wichtigsten Regelkreise dieser beiden Anlagenteile sind beispielhaft für die Versuchsanlage in Tabelle 1 dargestellt. Die übergeordnete Steuerung (Leittechnik) übernimmt in weiterer Folge die Koordination dieser Anlagenteile untereinander.

Tabelle 1: Regelungskonzept der ICON-Versuchsanlage

Rauchgaskondensation (ERCS-Anlage)

Regelkreis/Regelgröße	Betriebsmodus	Regelstrategie	Sollwert	Stellorgan	Stellgröße	Einheit
Anlagenklappe (Rauchgaseintritt ERCS-Anlage)	Normalbetrieb/Störung	Gegengeleiche Schaltung zur Bypassklappe; strom- oder druckluftlos geschlossen; Öffnen der Anlagenklappe nur bei Störungsfreiheit; Schließen der Anlagenklappe nur bei zuvor geöffneter Bypassklappe		Magnetventil Druckluftansteuerung Anlagenklappe	Stellung Anlagenklappe	ZU/AUF
Bypassklappe (Rauchgas-Bypass ERCS-Anlage)	Normalbetrieb/Störung	Gegengeleiche Schaltung zur Anlagenklappe; strom- oder druckluftlos offen; Schließen der Bypassklappe nur bei Störungsfreiheit der Anlage und zuvor geöffneter Anlagenklappe (Rauchgasbypass z. B. auch bei Störung der Wärmepumpe)		Magnetventil Druckluftansteuerung Anlagenklappe	Stellung Bypassklappe	AUF/ZU
Entschwadungsluftklappe	Normalbetrieb/Störung	Gegengeleiche Schaltung zur Bypassklappe; strom- oder druckluftlos geschlossen; Öffnen der Anlagenklappe nur bei Störungsfreiheit; Schließen der Anlagenklappe nur bei zuvor geöffneter Bypassklappe		Magnetventil Druckluftansteuerung Anlagenklappe	Stellung Bypassklappe	AUF/ZU
Unterdruck im Rauchgaskanal vor der ERCS-Anlage	Normalbetrieb	Konstanter Unterdruck im Rauchgaskanal vor ERCS-Anlage	-15 Pa	FU Rauchgasventilator	Drehzahl Rauchgasventilator	%
Entschwadung nach der ERCS-Anlage	Normalbetrieb	Regelung der relativen Feuchte im Rauchgas nach der ERCS-Anlage	85%	FU Entschwadungsluft-Ventilator	Drehzahl Entschwadungsluft-Ventilator	%
pH-Wert Prozesswasser	Normalbetrieb	pH-Wert halten	6,7 pH (0,2 pH Hysterese)	NaOH-Dosierpumpe	Betrieb NaOH-Dosierpumpe	EIN/AUS
Füllstand Prozesswasser	Normalbetrieb	Niveau Prozesswanne zwischen Min/Max halten		Abwasser-Ventil	Öffnungsdauer Ventil	s
Leitfähigkeit Prozesswasser	Normalbetrieb	Leitfähigkeit unterhalb Maximum halten	3 mS/cm (0,2 mS/cm Hysterese)	Frischwasser-Ventil	Stellung Frischwasser-Ventil	AUF/ZU
Quenchwasserpumpe	Normalbetrieb	Ständiger Betrieb der Pumpe wenn ERCS in Betrieb (ständiges quench des Rauchgases während des Betriebs der ERCS-Anlage - d. h. wenn Anlagenklappe in Stellung AUF)		Motor Quenchwasserpumpe		EIN/AUS
Quenchwasser-Ventil unten	Normalbetrieb (Rauchgasdurchströmung von unten nach oben)	Rauchgasrichtung von unten nach oben -> Quench unten -> Ventil unten AUF (Ventil oben ZU; Umschaltung, sodass je nach Rauchgasdurchströmungsrichtung jeweils vor dem Wärmeübertragerbündel gequench wird)		Magnetventil Druckluftansteuerung Quenchwasser-Ventil unten	Stellung Quenchwasser-Ventil unten	AUF/ZU
Quenchwasser-Ventil oben	Normalbetrieb (mit umgedrehter Rauchgasrichtung)	Rauchgasrichtung von oben nach unten -> Quench oben -> Ventil oben AUF (Ventil unten ZU)		Magnetventil Druckluftansteuerung Quenchwasser-Ventil oben	Stellung Quenchwasser-Ventil oben	ZU/AUF

Wärmepumpe

Regelkreis/Regelgröße	Betriebsmodus	Regelstrategie	Sollwert	Stellorgan	Stellgröße	Einheit
Rauchgaskondensator/Kältemittelverdampfer (Kältemittel-Seite)	Normalbetrieb	Regelung der Kältemittelüberhitzung am Austritt des Rauchgaskondensators/Kältemittelverdampfers	5 K	Elektronisches Expansionsventil		K
Verdichter	Normalbetrieb	Leistungsregelung des Verdichters über Regelschieber (Leistungsstufenschalter des Verdichters)	Vorgabe von SPS	Regelschieber	Leistungsstufen des Verdichters (25/50/75/100%)	%
"Pump-down"-Schaltung	Normalbetrieb/Störung	Absaugen (Evakuieren) des Kältemittels aus dem Verdampfer vor dem Ausschalten der Wärmepumpe		Magnetventil Verdampfereneintritt	Stellung Magnetventil Verdampfereneintritt	AUF/ZU

Netzeinspeisung (Heizseite der Wärmepumpe)

Regelkreis/Regelgröße	Betriebsmodus	Regelstrategie	Sollwert	Stellorgan	Stellgröße	Einheit
Starre Netzpumpe	Normalbetrieb	Betrieb der Netzpumpe wird von Wärmepumpen-SPS aus gesteuert		Motor Netzpumpe		EIN/AUS
3-Wege-Ventil Rücklaufanhebung	Normalbetrieb	Regelung der Rücklaufanhebung (Wasser-Eintrittstemperatur des Kältemittelkondensators) durch Wärmepumpen-SPS aufgrund externer Sollwertvorgabe	externer Sollwert [°C]	3-Wege-Ventil	Stellung 3-Wege-Ventil (Vorlaufbeimischung)	%
3-Wege-Ventil Rücklaufanhebung	Startphase der Wärmepumpe	Steuerung/Regelung des 3-Wege-Ventils durch Wärmepumpen-SPS; während Startphase der Wärmepumpe voll geöffnet - d. h. 100 % Vorlaufbeimischung; Umschaltung in Normalbetrieb (Regelung aufgrund externer Sollwertvorgabe) durch interne Steuerungslogik der Wärmepumpe	100%	3-Wege-Ventil	Stellung 3-Wege-Ventil (Vorlaufbeimischung)	%
Vorlauftemperatur der Wärmepumpe (Wasser-Austrittstemperatur des Kältemittelkondensators)	Normalbetrieb	Regelung der Vorlauftemperatur (Heizseite der Wärmepumpe) durch Wärmepumpen-SPS aufgrund externer Sollwertvorgabe	externer Sollwert [°C]	3-Wege-Ventil	Stellung 3-Wege-Ventil (Vorlaufbeimischung)	%

Sicherheitskonzept

Das gewählte Sicherheitskonzept ist beispielhaft in Tabelle 2 anhand der für die konkrete Anwendung der Technologie bei der Versuchsanlage getroffenen Sicherheitsmaßnahmen dargestellt. Dieses Sicherheitskonzept kann für die spätere Anwendung im großen (industriellen) Maßstab in gleicher Form übernommen werden. Durch den Einsatz eines Hochtemperaturkältemittels kann dieses, im Vergleich zu dem im Förderantrag dargestellten Sicherheitskonzept, etwas vereinfacht werden, da dieses Kältemittel laut Sicherheitsdatenblatt günstige Eigenschaften aufweist. Das Kältemittel ist nicht brennbar und nicht giftig, bei Umgebungszustand gasförmig und ca. 6-fach schwerer als Luft. Damit bleibt neben dem Gefahrenpotential eines möglichen Überdrucks im Verdampfer durch Störungen im Betrieb, die mögliche Erstickungsgefahr durch Bildung eines Kältemittelsees beim Austritt größerer Kältemittelmengen aus der Anlage im Bereich des Anlagenstandorts (z. B. auch in benachbarten, mit dem Betriebsraum verbundenen Stiegenhäusern oder Kellerräumen). Die geplanten Gegenmaßnahmen bzw. das Sicherheitskonzept für die Versuchsanlage sind in Tabelle 2 dargestellt.

Tabelle 2: Sicherheitskonzept der ICON-Versuchsanlage

Ursache	Gefahr	Maßnahmen	Risiko-einschätzung
Überdruck im Verdampfer	Zerstörung des Verdampfers und Austritt von Kältemittel	Absaugen des Kältemittels beim Abschalten der Wärmepumpe („Pump-down“) Bypass-Klappe der Kondensationsanlage öffnen (Quenche zum Absenken der Rauchgastemperaturen ständig in Betrieb) Bei unzulässiger Druckerhöhung Druckabbau gegen Atmosphäre über ein Sicherheitsventil. Die Abblaseleitung des Ventils muss an einen Sammelbehälter angeschlossen sein, oder ins Freie geführt werden.	hoch
Rauchgasseitige Undichtheit im Verdampfer	Austritt von Kältemittel	Verwendung hoch korrosionsbeständiger Rohmaterialien Regelmäßige Dichtheitskontrollen Drucküberwachung: Bei Druckunterschreitung sofortiges Abschalten der Wärmepumpe bzw. Abtrennen des Verdampfers vom Rest der Anlage über Magnetventile	hoch
Rauchgasseitige Undichtheit im Verdampfer	Brandgefahr	Nicht gegeben, da die Flammpunkte nicht überschritten werden (Selbstentzündung lt. Sicherheitsdatenblatt bei 412 °C)	gering
Rauchgasseitige Undichtheit im Verdampfer	Explosionsgefahr	Nicht gegeben, da die Flammpunkte nicht überschritten werden Sauerstoffgehalt im Rauchgas gering	gering
Rauchgasseitige Undichtheit im Verdampfer	Personengefährdung bei Revisionsarbeiten in der Kondensationsanlage	Schulung des Personals; Arbeiten nur bei laufendem Saugzuggebläse bzw. bei guter Belüftung durchführen Kältemittel ist nicht giftig jedoch schwerer als Luft (und gasförmig) bei Umgebungszustand (Erstickungsgefahr durch Kältemittelseebildung)	mittel
Kältemittel im Rauchgas durch Undichtheit des Verdampfers	Entstehung von giftigen und ätzenden Dämpfen durch die thermische Zersetzung des Kältemittels.	Thermische Zersetzung des Kältemittels lt. Sicherheitsdatenblatt erst überhalb 250 °C (Durch Dauer-Quench des Rauchgases bzw. Rauchgasbypass bei Störungen ist thermische Zersetzung nicht zu erwarten) Rauchgas-Bypass der Kondensationsanlage bei Störungen öffnen; Quenche zum Absenken der Rauchgastemperaturen ständig im Betrieb;	gering
Kältemittel im Abwasser durch Undichtheit des Verdampfers	Freisetzen von Kältemittel im Kanalnetz bei	Eher unwahrscheinlich, da Kältemittel gasförmig austritt Abschätzen wie viel Kältemittel im Wasser gelöst werden kann, Löslichkeit ist eher gering	gering
Ausfall der Kondensatorpumpe	Hochdruck im Kältekreis -> Zerstörung des Kältekreises	Sicherheitseinrichtungen: Überdruckventil, Sensoren, Pressostate Rauchgas-Bypass der Kondensationsanlage öffnen (Anlagenklappe schließen)	gering

Komponentenentwicklung-Rauchgaskondensator (=Verdampfer der Wärmepumpe)

Entwicklung von Auslegungstools

Im Projekt wurden unabhängig von einander zwei Auslegungstools zur Dimensionierung des Rauchgaskondensators entwickelt, die im Folgenden näher beschrieben werden.

1. Stationäres Berechnungstool auf Basis der VDI Modelle
2. CFD Modell auf Basis der Nukleationstheorie

Stationäres Berechnungstool auf Basis der VDI Modelle

In einem ersten Schritt wurde die im VDI-Wärmeatlas dargestellte Nußelttheorie zur Kondensationsberechnung (Filmkondensationsmodell von Wasserdampf in Anwesenheit eines

Inertgases bzw. Inertgasgemisches, d. h. Rauchgas) zur Berechnung des Wärmeübergangs auf der Rohraußenseite des direkt verdampfenden Rauchgaskondensators herangezogen. Das Filmkondensationsmodell wurde auf Basis eines Excel-Programms abgebildet (siehe Abbildung 3). Vorerst erfolgten Vergleichsrechnungen mit diesem Programm zu herkömmlichen Kondensatoren mit Wasser als Kühlmittel. In einem zweiten Schritt wurde das Berechnungsmodell um den Fall der Verdampfung in den Wärmeübertragerrohren ergänzt, um damit den gesamten Wärmeübergang bei der direkten Verdampfung eines Kältemittels im Rohr bei gleichzeitiger Kondensation des Rauchgases an der Rohraußenseite abbilden zu können.

Nach Vorgabe der Wärmeübertrager-Geometrie, der Massenströme des Rauchgases und des Kühlmittels, sowie der Rauchgaszusammensetzung und den Eintrittstemperaturen, erfolgt unter Annahme einer Kühlmittel-Austrittstemperatur (Eingabe eines Startwerts) iterativ die Berechnung der Rauchgas- Austrittstemperatur und der Kühlmittel-Eintrittstemperatur (entgegen der Stromführungsrichtung des Kühlmittels) durch Vergleich der berechneten und angegebenen Kühlmittel-Eintrittstemperatur. Als Ergebnisse folgen die Austrittstemperaturen der beiden Medien, die übertragene Wärmeleistung und die anfallende Kondensatmenge. Das Kondensat wird während der Berechnung pro Zelle aus der Massen- und Energiebilanz ausgeschieden. Nach jeder Rohrreihenebene erfolgt ein Temperatur-, Massen-, und Wasserdampfgehalt-Ausgleich des Rauchgases über eine gesamte Ebene, d. h. es werden keine Kreuzstromeffekte berücksichtigt.

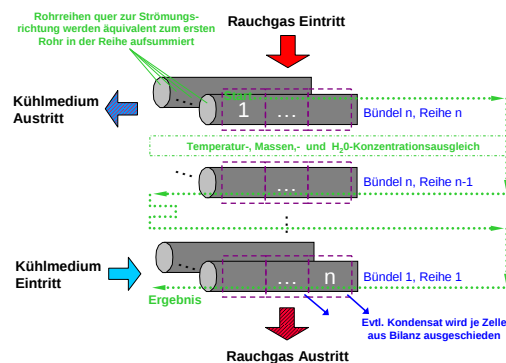


Abbildung 3: Zellenmodell zur Berechnung eines Rauchgaskondensators

CFD Modell auf Basis der Nukleationstheorie

Parallel zu den Berechnungen mit dem Nußeltmodell wurde ein Kondensationsmodell basierend auf der klassischen Nukleationstheorie (CNT) entwickelt (Benovsky et al, 2014). Die kondensierenden Partikel (Wassertropfen) können in einer vereinfachten Darstellung je nach „Alter“ unterschiedliche Größen haben. Tatsächlich haben die Tropfen unterschiedliche Temperaturen und wenn Rauchgas kondensiert auch eine unterschiedliche chemische Zusammensetzung. Die Partikeln entstehen auf den gekühlten Oberflächen in Bereichen, an denen die lokale Übersättigung stabile Kondensationskeime bildet. Dieser Vorgang ist durch die klassische Nukleationstheorie beschrieben. So wird die Information über Nukleationsraten (Anzahl von Keimen pro Flächeneinheit und pro Zeiteinheit) und Keimdurchmesser gewonnen. Erscheinen einmal die Tropfen im System, dann können sie wachsen. Dieses Wachsen findet durch zwei verschiedene Mechanismen statt:

- a) kontinuierliches Wachstum, gegeben durch ein Wachstumsgesetz, das die Geschwindigkeit/Änderung des Keimdurchmessers beschreibt oder
- b) „schrittweises“ Wachstum, eine statistische Funktion (so genannter Kernel), die beschreibt, wie aus mehreren Partikeln verschiedener Größe ein Partikel mit bestimmter Größe entsteht und vice versa.

Der Mechanismus des schrittweisen Wachstums bildet den Anfang der Filmbildung. Ansätze zur numerischen Beschreibung dieser Filmbildung und –Bewegung (VoF, Euler-Euler) sind aus der Literatur bekannt und sind auch sowohl in Open Source als auch kommerziellen Codes implementiert (Rusche 2002). Zur Beschreibung der Nukleation und des Partikelwachstums gibt es mehrere Möglichkeiten. Im implementierten Modell wurde der Ansatz von Ramkrishnas gewählt (Population Balance Equation (PBE)) (Ramkrishna 2000).

$$\frac{\partial n(r, x, t)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial r}(G(r)n(r, x, t)) = H(r, x, t).$$

Gleichung 1

Hier steht n für Partikelkonzentration von Partikeln mit Radius $r + dr$ in Volumen, $G(r)$ ist das kontinuierliche Wachstumsgesetz und der Term H beinhaltet alle nicht-kontinuierliche Ereignisse wie z.B.: Nukleation oder schrittweise Wachstum. Es existieren mehrere Wege wie man die Gleichung 1 lösen bzw. umformulieren kann. Im Projekt wurde der QMOM Ansatz von McGraw gewählt (McGraw 1997). So entsteht aus der PBE ein Satz von gewöhnlichen Differentialgleichungen zur Beschreibung der Momente der Partikelkonzentration:

$$\frac{d\mu_k}{dt} = J\delta(r - r^*)r^{*k} + k \cdot \sum_{i=0}^N \mu_{k-1}G(r_i).$$

Gleichung 2

Die wichtigen Variablen hier sind: die Nukleationsrate J [$1 \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$], kritischer Radius r^* [m] und die Wachstumsrate $G[m \cdot s^{-1}]$ als Funktion von r . Dieser Satz von Differentialgleichungen wird mit einem ODE Solver für jede Zelle definierter Fläche (gekühlte Platte, oder Rohr) gelöst. Dafür wurde typischerweise das Runge-Kutta Verfahren 4 Ordnung gewählt.

Ergebnisse der Simulation sind Werte von Momenten der Ordnung k : μ_k . Aus diesen Werten ist es möglich, die relevanten physikalischen Informationen zu bekommen, wie z.B.:

μ_0 entspricht der Gesamtanzahl von Tropfen, μ_1 der Gesamtlänge, μ_2 der Gesamtfläche, μ_3 dem Gesamtvolumen von Tropfen auf einer Fläche.

Das Gesamtvolumen μ_3 auf der Fläche bzw. der Unterschied in Gesamtvolumen zwischen zwei Zeitschritten entspricht dem Volumen von flüssigem Wasser, das auskondensiert ist.

Die Notwendigkeit, Berechnungen instationär durchzuführen, ergibt sich auf Grund der Geometrien (Platten bzw. Rohrbündel) der Wärmeübertrager und der Kondensation, da sich der Massenstrom der Luftströmung durch diese ändert. Simulationsergebnisse der Kondensation an einem Rohrbündelwärmeübertrager sind in Abbildung 4 dargestellt. Darin ist ersichtlich, dass die Kondensation am stärksten an den vorderen, kühlen Rohren auftritt.

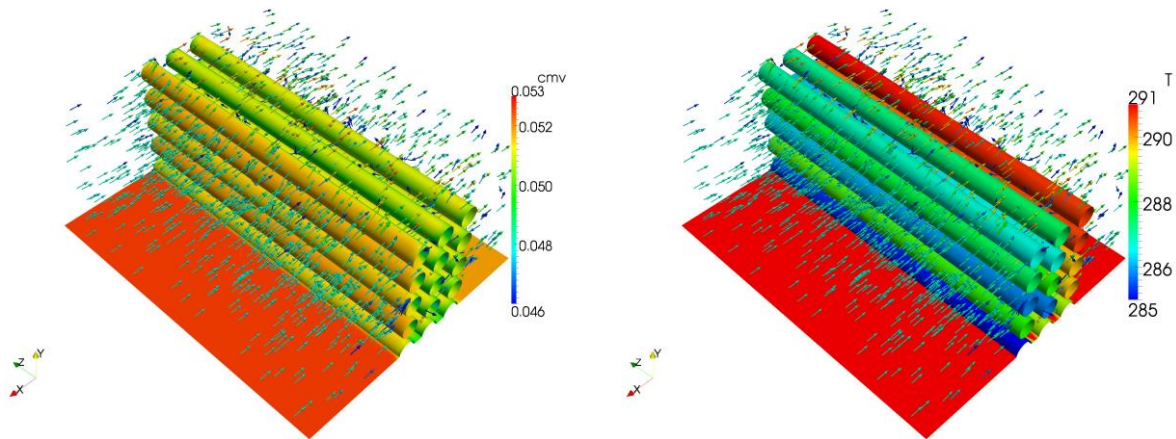


Abbildung 4: Darstellung der Temperatur- (T in K) und absoluten Feuchteverteilung (cmv in g/m^3) über einen gekühlten Rohrbündelwärmeübertrager

Entwicklung und Aufbau eines Versuchstandes zur Validierung der Auslegungstools

Es wurde eine Versuchsanlage im Labormaßstab, in der Kondensation unter staubfreien Bedingungen untersucht werden kann (siehe Abbildung 5), entwickelt und damit Experimente durchgeführt (Seichter 2013).



Abbildung 5: Aufbau der Versuchsanlage in den Klimakammern des AIT

Die Versuchsanlage bietet die Möglichkeit die Massenzunahme der untersuchten Kondensatorgeometrie aufgrund von Kondensation online zu bestimmen. Das bedeutet, dass während des gesamten Experiments die Massenzunahme des Kondensators aufgezeichnet wird. Damit hat man nicht nur eine Information über die angefallene Gesamtmasse des Kondensats, sondern auch über den zeitlichen Verlauf der Massenzunahme.

Diese Online-Massenbestimmung wird mit zwei Waagen der Fa. Sartorius durchgeführt. Dabei misst eine der beiden Waagen die Massenzunahme, die direkt am Kondensator auftritt. Die zweite Waage ermittelt die Masse des vom Kondensator heruntertropfenden Kondensats, sodass zu jeder Zeit die Gesamtmasse des bis dahin angefallenen Kondensats als Information zur Verfügung steht. Der zeitliche Verlauf der Kondensatmengen ist in Abbildung 8 dargestellt. Der Aufbau der Versuchsanlage erfolgte in den Klimakammern des AIT, wo die Experimente durchgeführt wurden. Für die Experimente wurden

zwei verschiedenen Kondensatoren verwendet. Diese waren eine Kupferplatte mit Bohrungen (Abbildung 6), durch die das Kühlmittel geleitet wurde, und ein Rohrbündel aus 27 glatten Rohren angeordnet in einer 9x3 Matrix (Abbildung 7). Als Kühlmittel wurden bei beiden Kondensatoren Wasser verwendet.

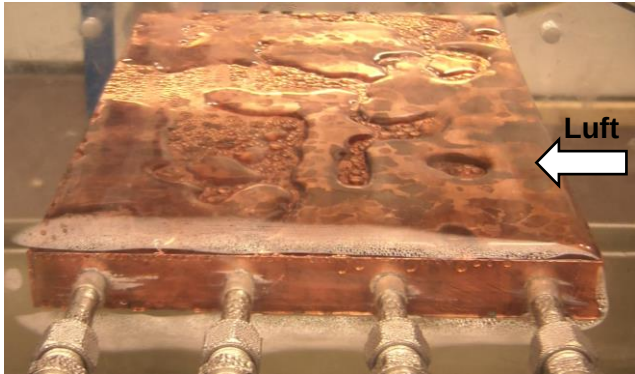


Abbildung 6: Kupferplatte während eines Kondensationsvorganges

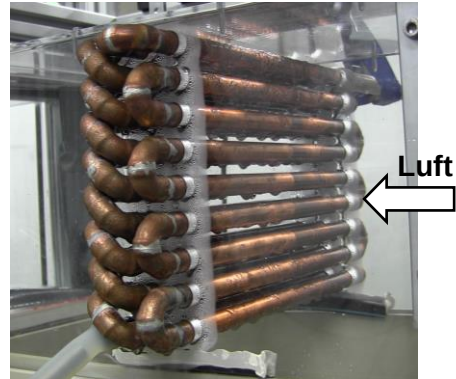


Abbildung 7: Rohrwärmetauscher während eines Kondensationsvorganges

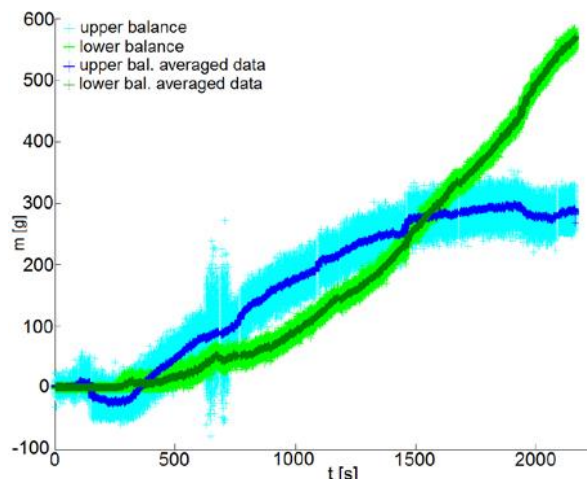


Abbildung 8: Kondensatmenge am Rohrbündelwärmeübertrager (hellblaue Kurve) bzw. des abtropfenden Kondensates (hellgrüne Kurve) als Funktion der Zeit

An den beiden Geometrien wurde die Kondensation unter staubfreien Bedingungen und verschiedenen Einstellungen bezüglich der Geschwindigkeit der feuchten Luft und der Kühlmitteltemperatur untersucht. Während der Experimente wurden das Signal der beiden Waagen, die Temperatur sowohl der ein- und ausströmenden Luft als auch des ein- und ausströmenden Wassers, die Feuchte und der Druck der ein- und ausströmenden Luft bzw. der Volumenstrom der Luft und des Kühlmittels aufgezeichnet. Ein Beispiel des Verlaufs des Waagensignals während eines Experiments ist in Abbildung 8 dargestellt. In Matlab wurde ein Programm erstellt, dass die vorhandenen Daten zur Auswertung des übertragenen Wärmestroms und der Kondensationsraten verwendet.

Die Experimente wurden verglichen, um die Abhängigkeit der übertragenen Wärmemenge und Kondensationsraten von der Luftgeschwindigkeit und Kühlmittel-Eintrittstemperatur zu ermitteln. Dabei zeigte sich, dass für jede verwendete Kondensatorgeometrie beide Werte mit sinkender

Luftgeschwindigkeit abnehmen. Auch verringern sich übertragene Wärmemenge und Kondensationsrate bei steigender Eintrittstemperatur des Kühlmittels. In Abbildung 9 sind die Ergebnisse für das Rohrbündel, aufgetragen über den Volumenstrom der Luft während des Experiments dargestellt. $T_{w,in}$ bezeichnet die Temperatur des Kühlwasser beim Eintritt in den Kondensator.

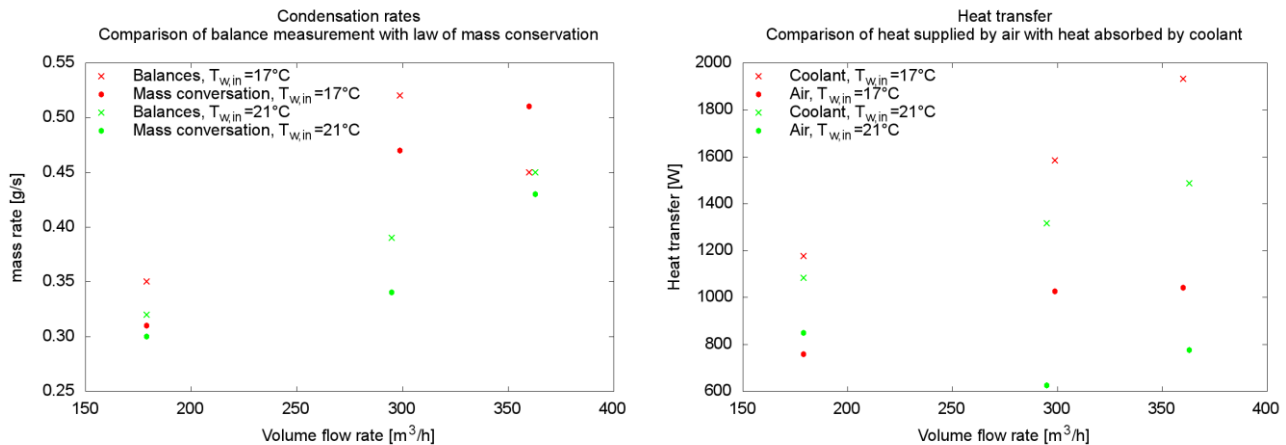


Abbildung 9: Kondensationsraten des Rohrbündels (links) bzw. übertragene Wärmemenge des Rohrbündels (rechts) als Funktion Luftvolumenstromes

Man kann aber auch Abweichungen im allgemeinen Trend erkennen, wie die Abbildungen zeigen. Die Kondensationsraten für gleiche Kühlmitteltemperatur (Kurven gleicher Farbe) und gleichem Volumenstrom sollten gleich groß sein, zeigen aber Abweichungen um die 13%. Das Gleiche gilt für die übertragene Wärmemenge, die Abweichungen um ca. 40% aufweist.

Die gebaute Versuchsanlage ermöglichte auch eine Untersuchung der Eingangsströmung mittels Particle Image Velocimetry (PIV). Dabei wurden Triethylen-Glycol-Teilchen in die Luftströmung eingebracht, die mit einem Laser beleuchtet wurden. Danach wurden hintereinander zwei Bilder der Strömung aufgenommen, wobei der zeitliche Abstand der Bilder bekannt war. Diese Bilder wurden dann analysiert um herauszufinden wie sich die einzelnen Triethylen-Glycol-Teilchen in dem Zeitabstand bewegten. Dadurch wurden die mittlere Geschwindigkeit und die Verteilung des Strömungsfeldes im Eingangsbereich der Versuchsanlage ermittelt. Dabei zeigte sich, dass die Verteilung nicht ideal ist und systematische Abweichung zwischen 5 und 20% möglich sind.

Zur Validierung der entwickelten Modelle wurden als erstes die Experimente mit einer gekühlten Kupferplatte mit den dazugehörigen CFD-Simulationen verglichen (Abbildung 10). Die Werte der einströmenden Luft (Temperatur, Feuchte, Volumenstrom) und des einströmenden Kühlmittels (Temperatur, Volumenstrom) wurden vom Experiment übernommen.

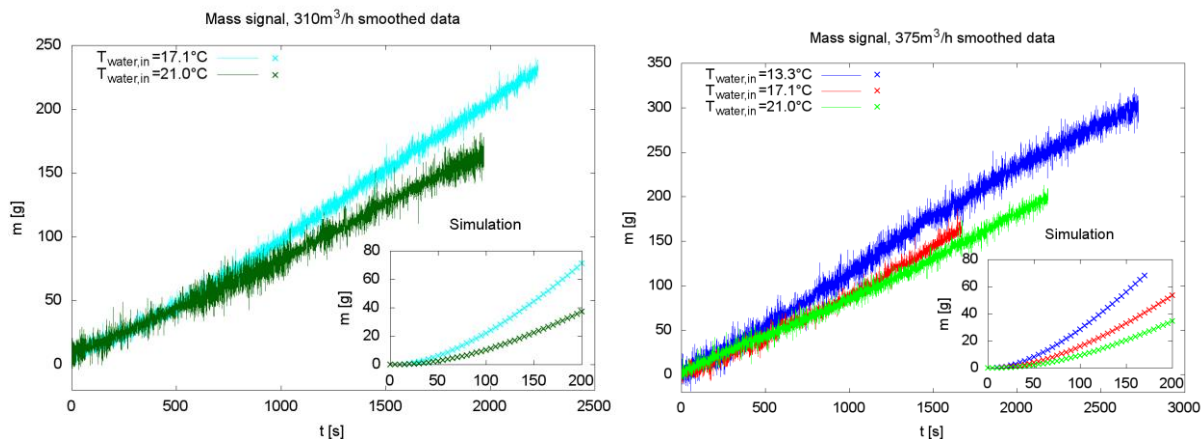


Abbildung 10: Vergleich der AIT Experimente mit einer gekühlten Kupferplatte mit dem CFD basierenden Kondensationsmodell (kleines Fenster) für jeweils gleiche Volumenströme der Luft und unterschiedliche Kühlmittel-Eintrittstemperaturen.

Abbildung 10 zeigt den Vergleich der Experimente mit der numerischen Berechnung über die ersten 200s. Da das Rauschen des Waagensignals der Experimente eine genaue Auflösung in den ersten 200s verhindert, wurde das Signal über die gesamte Experimentdauer dargestellt. Jedoch sieht man, dass die Experimente und die Simulation qualitativ gleiche Ergebnisse liefern. Die Signale, die in der Simulation stärker ansteigen, zeigen auch in den Experimenten einen höheren Anstieg.

In einem zweiten Schritt wurden die Experimente am Rohrbündelwärmtauscher, die am AIT-Windkanal durchgeführt wurden mit den beiden im Projekt entwickelten Modellen und einem bereits vorhandenen internen Berechnungstools der Firma Scheuch verglichen (Abbildung 11). Dabei sind folgende Sachverhalte zu beachten:

- Unsicherheiten bei den luftseitigen Volumenstrommessungen bzw. der Strömungsverteilung deuten darauf hin, dass die Messwerte 5-20% systematisch zu niedriger liegen.
- Die Berechnungen nach dem stationären VDI Modell und dem internen Tool der Firma Scheuch sind im Gegensatz zur CFD-Simulation stationäre Berechnungsmethoden. Für die CFD-Simulationen wurden Kondensationsraten nach 200 Sekunden dargestellt. Dieser Wert wurde auf Grund der Rechenzeit ausgewählt. In einem Fall wurde die Rechenzeit auf 400 Sekunden erhöht. In diesem Fall erhöhte sich die Kondensationsrate um ca. 60% und nähert sich den Experimenten an.
- Das stationäre VDI-Modell konnte die hydraulische Schaltung des Experiments nicht vollständig abbilden. Daher sind hier Abweichungen möglich.
- Das Modell der Firma Scheuch arbeitet bei diesem Vergleich außerhalb dessen gültigen Reynoldszahlenbereich und geht auch von einer 100%igen Wasserdampfsättigung am Austritt des Wärmetauschers aus. Diese Annahme konnte in den Experimenten aber nicht bestätigt werden (Austrittsfeuchte ca. 90%rF). Aus diesen Gründen sind die starken Abweichungen zu den Experimenten zu erklären.

Aus diesen Anmerkungen kann festgehalten werden, dass beide im Projekt entwickelten Modelle das reale Verhalten der Kondensation qualitativ sehr gut abbilden. Die quantitativen Aussagen des stationären VDI-Modells konnten mit den Messungen an der Versuchsanlage in Bärnbach bestätigt

werden, die Abweichungen lagen typischerweise unter 10% (siehe Abbildung 18). Bei den CFD-Simulationen sind noch Verbesserungen durch eine detailliertere Modellierungen des Inertgaseinflusses möglich. In beiden Fällen wurden aber Tools entwickelt, die für zukünftige Auslegungen von Rauchgaskondensatoren unter direktverdampfenden Bedingungen auf der Sekundärseite herangezogen werden können.

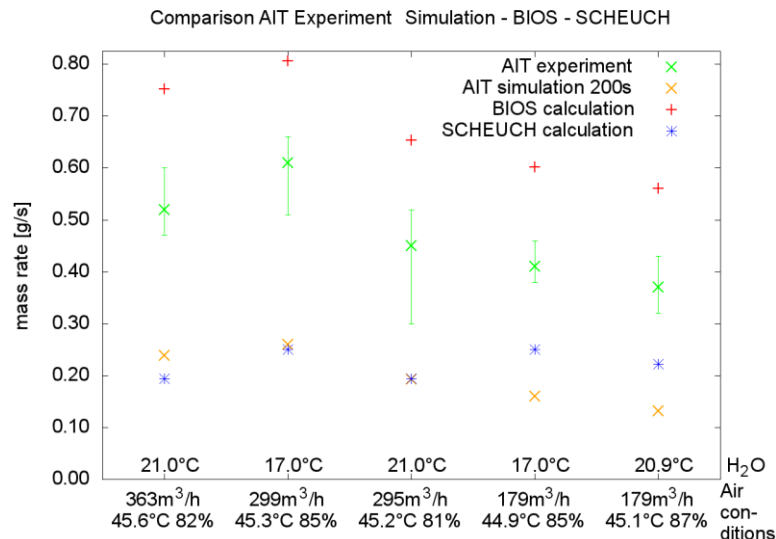


Abbildung 11: Vergleich der AIT Experimente (grün) mit den Berechnungen des stationären VDI-Modells der Fa. BIOS (rot), Fa. SCHEUCH (blau) und CFD-Simulation 200s AIT (gelb). Im Bild sind die Kondensationsraten für verschiedene Eintrittsparameter der Luft und des Kühlwassers aufgetragen. Die Fehlerbalken der AIT Werte geben den minimalen und maximalen Wert der Messungen mit gleichen Eingangsparametern wieder.

Korrosionsversuche zur Werkstoffauswahl

Die Werkstoffauswahl des Rauchgaskondensators ist durch den Trend zu Brennstoffen mit erhöhten Konzentrationen an Chloriden und Sulfaten (z.B. Grünschnitt von Straßen oder Autobahnen) auf Grund von Korrosionen von besonderer Bedeutung. Des Weiteren führt der Einsatz einer Wärmepumpe zu höherer Ascheabscheidung und zur Erhöhung der Aschekonzentration im Kondensat und damit zu verschärften Bedingungen hinsichtlich der Korrosion.

Zur Minimierung möglicher Korrosion wurden Versuche zur Verminderung der Chloridfracht durchgeführt. Im ersten Schritt wurde dabei die Chloridfracht bestimmt, die durch die Kondensation in das Kondensat eingetragen wird. Dies wurde durch Abgasmessungen vor und nach dem Kondensator ermittelt. Dabei wurde ein Eintrag ins Kondensat von 50 % der Chloridfracht festgestellt. Zur Reduzierung der Chloridfracht in das Kondensat wurden Versuche mit Kalkhydrateindosierung an einer bestehenden Anlage mit Chloridkorrosionsproblemen durchgeführt. Durch Eindüsung des Kalkhydrates vor der Staubabscheidung bestehend aus Multizyklon und Trockenelektrofilter konnte unter den gegebenen Bedingungen die Chloridfracht um bis zu 70 % reduziert werden. Die Dosierung von Kalkhydrat würde bei diesen Mengen enorm hohe Betriebskosten verursachen und in Betriebszeiten mit weniger Kondensatanfall (im Sommer) könnte die Grenze von 300 mg/l Chlorid im Kondensat nicht zuverlässig erreicht werden. Aus diesem Grund wurden weitere Versuche mit unterschiedlichen Edelstählen durchgeführt, um exaktere Aussagen über deren Einsatzgrenzen und Korrosionsverhalten zu erhalten.

Dabei wurden die Probenrohre im Rauchgasstrom ohne Kältemitteldurchströmung montiert. Ohne eine ausreichende Kondensation auf der Rauchgasseite steigt das Korrosionspotential auf Grund der geringen Verdünnung der Cl-Konzentrationen noch einmal deutlich an. Dabei zeigte keiner der Edelstähle Korrosionserscheinungen und somit kann der günstigste für diese Anwendung zum Einsatz kommen. Dieser Edelstahl kommt deshalb auch bei der Versuchsanlage zum Einsatz.

Auswahl des Abwasserbehandlungssystems: Optimierung des aktuellen Abwasserbehandlungssystems

Die Tests wurden auch wie die Korrosionsversuche an einer bestehenden Großanlage durchgeführt. Das Kondensat mit erhöhten Schadstoffkonzentrationen lieferte eine Wäscherkolonne inklusive Nass-Elektrofilterstufe (einfachere und kostengünstigere Versuchsanordnung – Versuche mit einer Wärmepumpe würden erheblichen Aufwand bedeuten). Die dabei erzielte erhöhte Abscheidung führt zu höheren Konzentrationen und damit zu vergleichbaren bzw. ähnlichen Bedingungen wie eine Rauchgaskonzentration inklusive Wärmepumpe.

Zur Verringerung der Schadstoffkonzentrationen im Kondensat wurde ein Schrägklärer mit integrierter Flockungsmitteldosierung getestet (siehe Abbildung 12). Der abgeschiedene Schlamm wurde anschließend durch eine zusätzliche Filtration entwässert. Die Versuche lieferten die Daten für die optimierte Auslegung der Kondensatbehandlung. Durch diese Optimierung kann der Mehraufwand der Kondensatbehandlung (durch die Integration der Wärmepumpe) wieder reduziert werden. Für die Einhaltung der notwendigen Grenzwerte (Ableitung des Kondensats) war eine Dosierung von Flockungsmittel nicht notwendig.



Abbildung 12: Seitenansicht (links) und Draufsicht (rechts) des eingesetzten Schrägklärers

Design und Test der Hochtemperaturwärmepumpe

Folgende Arbeiten wurden für die Entwicklung und den Test der Hochtemperaturwärmepumpe und deren Integration in der Versuchsanlage durchgeführt. Die Arbeiten sind in weiterer Folge näher beschrieben.

- A. Recherche, Analyse und Auswahl geeigneter Verdichter für Hochtemperaturanwendungen
- B. Recherche, Analyse und Bestimmung eines geeigneten Kältemittels
- C. Festlegung des Kältekreises
- D. Ausarbeitung eines mechanischen Konzepts für den Zusammenbau der Wärmepumpe
- E. Prüfstandmessungen zur Erstellung von Kennfeldern und Untersuchung von Einsatzgrenzen
- F. Bestimmung von Regelgrößen und Algorithmen zur Effizienzsteigerung der Wärmepumpe
- G. Entwicklung eines Sicherheitssystems zur Festlegung der Sicherheitseinrichtung
- H. Detaillierte Auslegung des Kältekreises
- I. Berechnung von Leistungsdaten, Erstellung von Stücklisten und Fließschemen
- J. Festlegung der Führung von Kälteleitungen
- K. Festlegung der Steuerung und Regelung
- L. Analyse und Festlegung der Messstellen und Messgrößen
- M. Erarbeitung der mechanischen Konstruktion der Wärmepumpe
- N. Erstellung der technischen Zeichnungen
- O. Erstellung der Steuerstromlaufpläne
- P. Aufbau der Wärmepumpe
- Q. Labormessung der Wärmepumpe
- R. Aufbau und Inbetriebnahme
- S. Optimierung des Kältekreises in Abhängigkeit der gewonnen Daten und Messergebnisse
- T. Einbau eines Fernwartungssystems für die Wärmepumpe
- U. Monitoring der Gesamtanlage

A. Auswahl der Verdichtertechnologie

Es wurden Hubkolben-, Turbo- und Schraubenverdichter für die im AP1 definierten Rahmenbedingungen analysiert. Die entscheidenden Auswahlkriterien stellten dabei die gegebenen Einsatzgrenzen, sowie die Leistungssteuerung und Antriebstechnik der Verdichter dar. Die Realisierbarkeit der Economizertechnik (Unterkühlungskreislauf) sowie die Belastbarkeit der eingesetzten Lager und die Technologie des installierten Ölschmierungs-systems wurden als weitere Kriterien für die Auswahl der Verdichtertechnologie herangezogen. Die Analyse der Technologien erfolgte auf Basis der technischen Beschreibungen der Verdichter. Die Produktbeschreibungen wurden von Herstellerfirmen zur Verfügung gestellt. Kontaktiert wurden dabei die Firmen Bitzer, Refkomp, Danfoss, Turbocor, Hanbell, GEA Grasso und Hartford. Als Ergebnis der Verdichterrecherche ist festzuhalten, dass die Technologie des Schraubenverdichters am besten den definierten Rahmenbedingungen entsprach und deshalb als zu verwendende Technologie ausgewählt wurde.

B. Recherche, Analyse und Bestimmung eines geeigneten Kältemittels

Zur Auswahl eines geeigneten Kältemittels wurde für Standardkältemittel mit den Programmen Coolpack und Duprex durchgeführt. Die Kältemittel R407C und R134 a in Kombination mit Schraubenverdichtern ermöglichen Kondensationstemperaturen die zwischen 55°C und 70 °C, weisen dabei aber relativ hohe Drucklagen auf. Auch natürliche Kältemittel wie CO₂ und Ammoniak wurden im Rahmen der Analyse untersucht. Diese Kältemittel wurden jedoch aufgrund der Giftigkeit (Ammoniak) sowie deren sehr hohen Drucklagen und den damit verbundenen Wartungsnotwendigkeiten, für einen zukünftigen Einsatz nicht weiter verfolgt. Besonderes genau untersucht wurde die Klasse der Hochtemperaturkältemittel. Bei solchen Kältemitteln sind sehr hohe Kondensationstemperaturen von über 100°C möglich. Die dabei vorherrschende Drucklage ist vergleichsweise niedrig und liegt bei maximal 20 bar. Aus eben diesen Gründen sind diese Kältemittel in Bezug auf die geplante Anwendung als besonders geeignet zu bezeichnen. Zur Bewertung der Kältemittel wurden die entsprechenden Stoffdaten von Lieferanten eingeholt und in Bezug auf die festgelegten Einsatzgrenzen aus der Bestandsaufnahme bewertet. Es wurden dabei bei definierten Betriebspunkten die jeweiligen Leistungen des Kältekreis ermittelt. Aufgrund der Analysen und Recherchen der Kältemittel sowie deren Bewertung hinsichtlich der gegebenen Rahmenbedingungen (hohe Temperatur des Rauchgases, welches als Quellenenergie bei der geplanten Wärmepumpe fungiert, sowie der Erfordernis hohe Vorlauftemperaturen verfügbar zu machen) ist schließlich ein geeignetes Hochtemperaturkältemittel ausgewählt worden.

C. Festlegung des Kältekreis (insbesondere Verschaltung)

Bei der Festlegung des Kältekreis wurden im Speziellen folgende Problematiken untersucht und berücksichtigt (siehe Abbildung 13).

- Öltransport und Schmierung in Bezug auf hohe Kondensationstemperaturen
- Anfahren des Verdichters bei sehr hohen Quelltemperaturen – (Rauchgastemperatur):
- Erforderliche hohe Heizleistungen sowie kompakte Bauweise der Wärmepumpe:

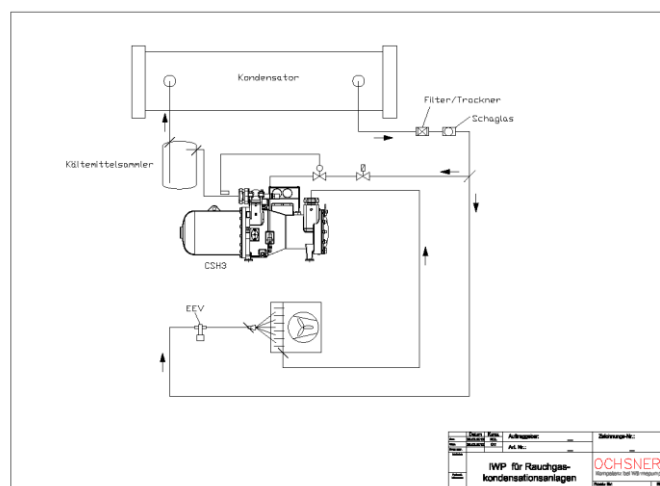


Abbildung 13: Kältekreis Fließschema - Industriewärmepumpe für Rauchgaskondensationsanlagen

Die Berechnung, Optimierung und Auslegung des Rauchgaskondensators (=Wärmepumpenverdampfer) erfolgte mit den im Projekt entwickelten Tools.

D. Ausarbeitung eines mechanischen Konzepts für den Zusammenbau der Wärmepumpe

Das Konzept einer Industriewärmepumpe welche für den Einsatz in Rauchgaskondensationsanlage geeignet ist, basiert auf den Einzelkomponenten des Schraubenverdichters, eines Rohrbündelwärmetauschers als Kondensator, eines selbsttragenden Rahmens, einer Absaugeinrichtung für Kältemittel und des erforderlichen Ölkühlungskreislaufes für hohe Kondensationstemperaturen. Der Wärmeentzug erfolgt auf Basis der Direktverdampfung, welche mit einem Edelstahl-Rohrbündel-Rauchgas/Kältemittelwärmetauscher realisiert wird. Dazu ist unter Berücksichtigung der Einsatzgrenzen des Verdichters eine Auslegung mit höchstmöglicher Verdampfungstemperatur erforderlich.

E. Prüfstandmessungen

Am Großwärmepumpenprüfstand der Firma Ochsner wurde eine Hochtemperaturwärmepumpe dem Einsatzgrenzentest unterzogen. Bei dieser Wärmepumpe wurde das ausgewählte Hochtemperaturkältemittel eingesetzt und geprüft. (Quellentemperatur bzw. Verdampfungstemperatur von ca. 50°C, Vorlauftemperatur aus dem Kondensator 80°C). Dabei wurden die Funktionalität des Kältekreislaufes sowie die Einsatzgrenzen des Schraubenverdichters geprüft und bestätigt.

F. Bestimmung von Regelgrößen und Algorithmen zur Effizienzsteigerung der Wärmepumpe

Es wurden Regelalgorithmen in Bezug auf die zuvor theoretisch bestimmten Einsatzgrenzen des Verdichters sowie in Bezug auf die im Labor ermittelten Werte während der Überprüfung der Einsatzgrenzen festgelegt. Folgende Schwerpunkte wurden dabei betrachtet und berücksichtigt.

1. Steuerung des Verdichters in der Anlaufphase
2. Leistungsregelung des Verdichters in Bezug auf hohe Quellentemperatur
3. Steuerung des Kältekreislaufes in Bezug auf Öl-Kühlkreislauf als wichtigste Sicherheitsmaßnahme für die Gewährleistung der 100%-igen Funktionalität der Wärmepumpe bei gegebenen Temperaturen, welche bei einer Rauchgaskondensationsanlage herrschen.

G. Entwicklung eines Sicherheitssystems zur Festlegung der Sicherheitseinrichtung (zum Schutz für Verdichter, Verdampfer, Kondensator)

Aufgrund von hohen Quellentemperaturen (hohe Rauchgastemperatur) und geplanter hoher Vorlauftemperatur (auf der Wärmenutzungsseite -Kondensatoraustritt) müssen spezielle Maßnahmen für den störungsfreien Betrieb des Verdichters gesetzt werden. Dazu gehören:

1. Erforderliche Reduktion der Kompressortemperatur (Heißgastemperatur) und deren Überwachung
2. Einhaltung der Einsatzgrenzen in der Anfahrtsphase des Verdichters in Bezug auf hohe Verdampfungstemperaturen – resultieren aus hoher Rauchgastemperatur
3. Entsprechende Leistungsregelung des Verdichters unter Berücksichtigung der Einhaltung der Einsatzgrenzen
4. Notwendige Sicherheitsabschaltungen der Wärmepumpe zum Schutz des Verdichters bei möglicher Überschreitung der festgelegten Einsatzgrenzen (durch permanente Überwachung des Kältekreislaufes mit 2 Druckumformern auf der Hochdruck- und Niederdruckseite).

H. Detaillierte Auslegung des Kältekreises:

Für den definierten Einsatzbereich der Wärmepumpe sind die Kälteleistung, die Leistungsaufnahme des Verdichters, die Leistung des Economizerkreises und die Heizleistung mit dem ausgewählten Kältemittel berechnet worden. Das gewählte Kältemittel weist eine kritische Temperatur über 150°C auf und hat gegenüber vergleichbaren Kältemitteln eine niedrigere Drucklage von unter 25 bar. Die Leistungsdaten wurden für den ausgewählten Verdichter und für das ausgewählte Hochtemperaturkältemittel, mit einem Berechnungsprogramm ermittelt. Gleichzeitig wurden die theoretischen Daten auf Basis von Log(p)-h-Diagrammen berechnet. Die Ergebnisse wurden daraufhin analysiert und gegenübergestellt. Auf Basis der so ermittelten Leistungsdaten wurde zunächst der Rohrbündelkondensator bei unterschiedlichen Betriebspunkten berechnet. Der Plattenwärmetauscher wurde als Economizer für den Unterkühlungskreislauf ausgelegt. Dies erfolgte unter Berücksichtigung des maximalen Betriebsdrucks. Der Ölkühler für die Reduktion der Kompressorendtemperaturen und für die dazugehörige Ölzahnpumpe wurde berechnet und ausgelegt. Als wichtiges Element des Kältekreises wurde ein elektronisches Expansionsventil für die Einspritzung des Kältemittels in den Rauchgaskondensator (Wärmepumpen-Verdampfer) und für die Einspritzung in den Unterkühlungskreislauf ausgelegt. Eine sehr anspruchsvolle Aufgabe betraf die Berechnung der Kältemittelleitungen hinsichtlich der Problematik der Ölrückführung. Dazu wurde eine rechnerische Simulation der externen Bedingungen (maximale und minimale Leistungen) konzipiert und durchgeführt. Als Ergebnis wurde die Dimensionierung (Querschnitt) der Saugleitung, der Druckleitung und der Einspritzleitung incl. Dimensionierung der Leitungen des Unterkühlungskreislaufs ermittelt. Ein wesentlicher Punkt des Kältekreises welcher auch berechnet und ausgelegt wurde, ist der Rauchgaskondensator. Dieser Wärmetauscher fungiert als Verdampfer im Kältekreis der Wärmepumpe.

I. Berechnung von Leistungsdaten, Erstellung von Stücklisten und Fließschemen

- Erstellung von Stücklisten für die Hochtemperaturwärmepumpe welche in die Rauchgaskondensationsanlage implementiert wird.
- Erstellung von detaillierten Kältekreisfließschemen
- Ermittlung von Leistungsdaten aufgrund von Simulationen unter realen Einsatzgrenzen. Folgende Leistungsdaten wurden dabei ermittelt: -Heizleistung, -Kälteleistung, -elektrische Leistungsaufnahme und COP bei bestimmten Betriebspunkten (Verdampfungs- und Kondensationstemperatur).

J. Führung der Kälteleitungen

Die Durchführung der Kälteleitungen wurde mithilfe der 3D-CAD Konstruktionssoftware SolidWorks erstellt. Um die Effizienz des Kältekreises zu optimieren wurde unter Berücksichtigung des realen Druckabfalls in den Kälteleitungen eine Simulation durchgeführt. Als Endergebnis wurde eine optimale Durchführung der Kälteleitungen in Bezug auf die Konstruktion der Wärmepumpe festgelegt. Die Simulation sollte die höchstmögliche Leistungszahl bei den definierten Betriebspunkten sicherstellen.

K. Festlegung der Steuerung und Regelung

L. Analyse und Festlegung der Messstellen und Messgrößen

Für die Validierung des Rauchgaskondensators (Bestimmung des thermodynamischen Modells des Rauchgaskondensators) unter realen Bedingungen wurden Messstellen festgelegt.

M. Erarbeitung der mechanischen Konstruktion der Wärmepumpe

N. Erstellung der technischen Zeichnungen

Die Gesamtkonstruktion der Wärmepumpe wurde ebenfalls mit der 3D- Konstruktionssoftware SolidWorks erstellt. Konstruktionszeichnungen wurden für einzelne Elemente mit der Software AutoCad erstellt, (z.B. Tragekonstruktion, Halterung für die Wärmepumpe, etc.)

O. Erstellung der Steuerstromlaufpläne

Auf Basis des Reglers der Fa. Carel wurde ein Elektroschaltplan erstellt. Dieser Schaltplan war Grundlage für die Auslegung der Elektroelemente des Schaltschranks.

P. Aufbau der Wärmepumpe

Im Zuge des Projektes wurde vom Projektteam die Entscheidung getroffen, anstelle einer Wärmepumpe im Labormaßstab, eine Hochtemperaturwärmepumpe mit einer Leistung von ca. 70 kW zu entwickeln und aufzubauen. Die Begründung für diese Entscheidung liegt darin, dass mit einer kleineren Wärmepumpe (ca. 14 kW) die Einbindung in eine reale Rauchgaskondensationsanlage nicht simuliert werden kann. Die Hochtemperaturwärmepumpe mit 70 kW wurde nun auf Basis eines Schraubenverdichters errichtet, was auch dem Prinzip bei einer zukünftigen Umsetzung im Industriemaßstab entsprechen würde. Der Aufbau der Wärmepumpe ist in Abbildung 14 und Abbildung 15 dokumentiert. Es sei auch erwähnt, dass wichtige Betriebszustände wie z.B. die Funktion des Öl-Kühlkreislafs in klein dimensionierten Anlagen nicht analysiert und optimiert werden können.

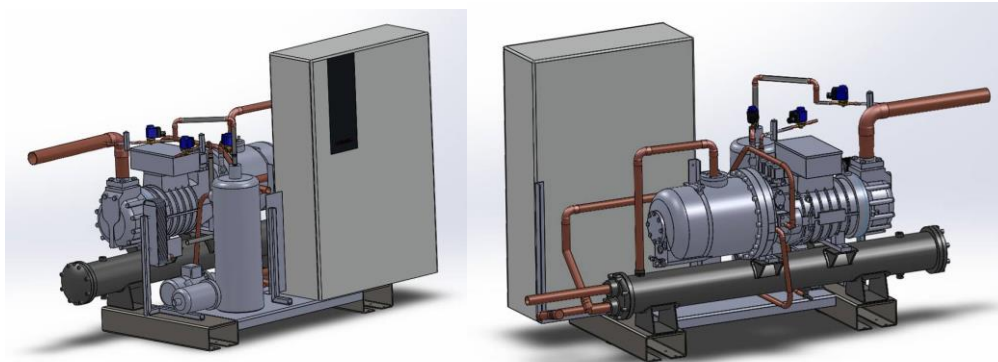


Abbildung 14: Aufbau der Wärmepumpe, Produktionsdokumentation
Quelle: Ochsner



Abbildung 15: Aufbau der Wärmepumpe, Produktionsphase

Quelle: Ochsner

Q. Labormessung der Wärmepumpe

Die Wärmepumpe wurde vor Auslieferung am firmeninternen Prüfstand vermessen und getestet.

R. Aufbau und Inbetriebnahme

Die Wärmepumpe wurde in eine bestehende Rauchgaskondensationsanlage der Firma Binder in Bärnbach installiert. Das Anschließen der Wärmepumpe beinhaltet die Heizungsanlage und die Wärmequelle (Rauchgaskondensator). Nach dem Einschalten der Wärmepumpe wurde die Kältemittelmenge optimiert und schrittweise erhöht. Gleichzeitig wurden alle Einstellungen des Kältekreislaufes überprüft und gemäß einer Checkliste die an jeder Hochtemperatur-Wärmepumpe angebracht ist, optimiert. Bevor die Wärmepumpe in Betrieb genommen wurde, wurde sowohl die Wärmequelle als auch die Heizungsanlage nochmals überprüft und einreguliert. Damit die notwendige Heizleistung erreicht werden konnte musste der richtige Volumenstrom des Rauchgases bereitgestellt sein. Auch die Steuerung des 3-Wege-Ventils an der Heizungsanlage wurde überprüft und getestet.

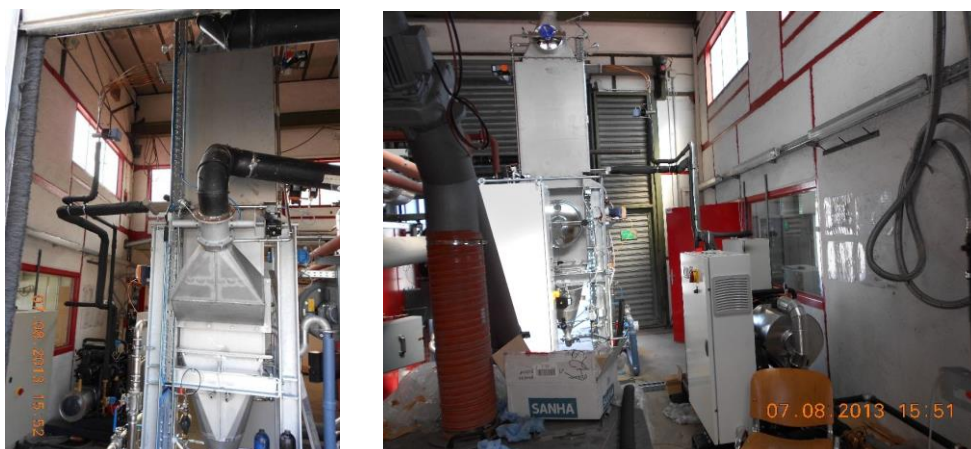


Abbildung 16: Inbetriebnahme der Wärmepumpe

Quelle: Ochsner

S. Optimierung des Kältekreises in Abhängigkeit der gemessenen Daten

Anhand der gemessenen Daten aus den Messergebnissen wurde der Kältekreis optimiert. Nachdem der Economizer anfangs nicht optimal funktioniert hat wurde eine Korrektur an den Einstellungen des Expansionsventiles vorgenommen. Aus den Nach- und Vergleichsrechnungen stellte sich heraus dass die Wärmepumpe bei einer höheren Kompressorausgasüberhitzung sicherer und auch optimaler läuft. Deshalb wurde die Überhitzung erhöht. Im Zuge der Optimierung des Kältekreislaufes wurde die Kältemittelmenge in 2. Schritten um jeweils 3kg erhöht.

T. Einbau eines Fernwartungssystems für die Wärmepumpe

Für die Wärmepumpe wurde das Fernwartungssystem PlantVisorPro von der Firma CAREL eingebaut.

U. Monitoring der Gesamtanlage

Parallel zu dem Fernwartungssystem PlantVisorPro erfolgt über eine Modbus-Schnittstelle die Messdatenübertragung von definierten Messtellen der Wärmepumpe an das Datenaufzeichnungssystem.

Integration der Wärmepumpe in einer Biomasseversuchsanlage und Durchführung von Testläufen

Aufgrund äußerer Umstände musste der Versuchsanlagenstandort nach bereits erfolgter Auslegung aller Komponenten an einen Alternativstandort verlegt werden. Es konnte kurzfristig ein geeigneter neuer Standort in Bärnbach gefunden werden. Der Betrieb der Versuchsanlage wurde durch den Standortwechsel nicht beeinträchtigt. Da die Kesselanlage am neuen Standort mit feuchtem Hackgut mit repräsentativen Emissionswerten nur bei höherer Kessellast bzw. höherem Rauchgasvolumenstrom, als dies ursprünglich laut Auslegung der Versuchsanlage vorgesehen war, betrieben werden konnte, musste für die Testläufe ein Teilrauchgasstrom über den Rauchgas-Bypass an der ERCS-Anlage vorbeigeführt werden. Abbildung 17 zeigt ein vereinfachtes Anlagenschema der Versuchsanlage mit den für die Stoff- und Energiebilanzierung verwendeten Messstellen.

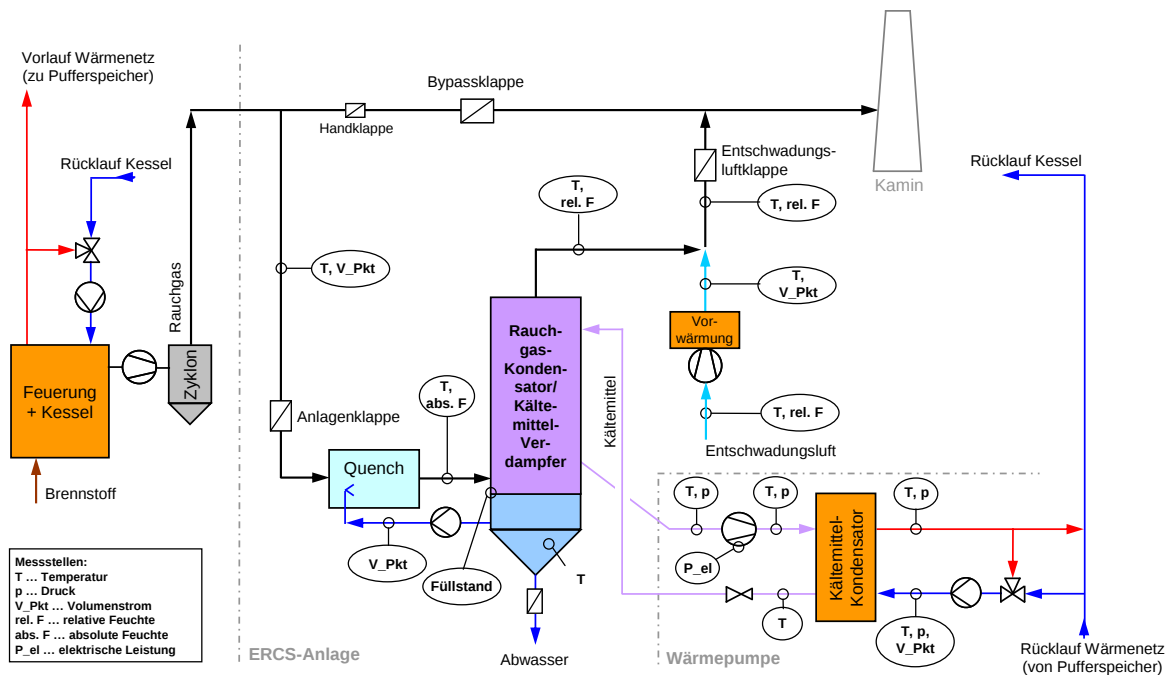


Abbildung 17: Vereinfachtes Schema der Versuchsanlage

Der in dieser Versuchsanlage eingesetzte Verdampfer wurde mit Hilfe des im Projekt erstellten Auslegungsmodells ausgelegt. Diese Auslegung basiert auf den verfahrenstechnischen Eckdaten entsprechend des gewählten Nennarbeitspunkts des Wärmepumpenkreislaufts, welcher in Zusammenarbeit aller Projektpartner unter Berücksichtigung der folgenden Rahmenbedingungen (wie diese zum Zeitpunkt der Auslegung für den ursprünglich bei BIOS in Graz vorgesehenen Anlagenstandort gegeben waren) gewählt wurde:

- Nennwärmeleistung des Kessels der bestehenden Biomassekesselanlage bei BIOS (ca. 200 kW) und daraus resultierende mögliche (Rauchgaskondensations-/Verdampferleistungen)
- Verfügbare Schrauben-Verdichter (üblicherweise bei Industriewärmepumpen mit bis zu ca. 1 MW Heizleistung pro Aggregat eingesetzte Technologie) im kleinen Leistungsbereich
- Einsatz eines Hochtemperaturkältemittels mit niedriger Drucklage (geeignete Drucklage für die in diesem Projekt geforderten hohen Temperaturen mit guten sicherheitsrelevanten Eigenschaften)
- Einsatzgrenzen des Verdichters (hinsichtlich Kältemitteltemperaturen)
- Praxisnahes (Fernwärme-)Rücklauftemperaturniveau (ca. 50 °C)

Die heizungsseitige Vorlauftemperatur der Wärmepumpe (Wassertemperatur am Austritt des Kältemittelkondensators) wurde im Auslegungspunkt mit 60 °C gewählt. Daraus resultiert eine Kältemittelkondensationstemperatur von 70 °C bei Nennbetrieb der Wärmepumpe. Aufgrund der Einsatzgrenzen des Verdichters und der festgelegten Rauchgas-Austrittstemperatur aus dem Rauchgaskondensator von 40 °C wurde eine Verdampfungstemperatur von 30 °C (mit 5 K Überhitzung des Kältemittels am Austritt des Verdampfers) festgelegt.

Die Rauchgaskondensationsanlage und die dazu benötigten Aggregate wurden konstruiert, gefertigt, in die Pilotanlage in Betrieb genommen. Während des Betriebes wurden etwaige

Optimierungsmaßnahmen (Rauchgasmengeneinstellung, Kondensatmengenmessung...) im Hinblick auf die Prozesstechnik durchgeführt.

Die Rauchgasverdampfer-Anlage wurde in Edelstahl ausgeführt, damit alle Anlagenteile, welche sich mit unmittelbarem Kontakt mit dem Rauchgas und dessen Rauchgaskondensat befinden, die geforderte Korrosionsbeständigkeit aufweisen können. Nach dem Verdampfer wurden alle Teile in herkömmlichen Schwarzstahl ausgeführt (der bestehende Kamin war aus Schwarzstahl gefertigt). Um hier eine Korrosion zu vermeiden, wurde vorgewärmte Hallenluft mittels eines Heißluftgebläses in den Rauchgaskanal eingeleitet. Das zu 100% gesättigte Rauchgas nach dem Verdampfer wurde nach dieser Luftzumischung vom Taupunkt soweit angehoben, damit bei allen nachgeschalteten Anlagenteilen keine Korrosionsgefahr mehr besteht. Der Verdampfer wurde als Rohrbündelwärmetauscher ausgeführt. Für den sicheren Anlagenbetrieb wurden alle Rauchgasklappen sicherheitstechnisch ausgeführt (Federrückstellung für Sicherheitsstellung).

An der Versuchsanlage wurde folgendes Testlaufprogramm durchgeführt:

- Versuche mit Brennstoffwassergehalt ca. 50%
 - Betrieb der Wärmepumpe ohne bzw. mit ECO bei unterschiedlichen Rücklauftemperaturen (3 Punkte: 58, 68 und 78 °C)
 - Variation des Rauchgasvolumenstroms (Ermittlung der minimal möglichen Kessellast für den Betrieb der Wärmepumpe mit 10 K Überhitzung bzw. innerhalb der Einsatzgrenzen des Verdichters)
 - Nenn-Rauchgasvolumenstrom lt. Auslegung ERCS-Anlage (ca. 420 Nm³/h)
 - Reduzierter Rauchgasvolumenstrom (im Bereich von ca. 250 Nm³/h)
 - Betrieb der Wärmepumpe bei 75% Teillast des Verdichters (ohne Betrieb ECO-Kreislauf)
 - Betrieb der Wärmepumpe bei ausgeschalteter Quench
 - Betrieb der Wärmepumpe bei Dauerspülung des Verdampfers
- Staubmessungen (Gesamtstaub + PM1-Emissionen) vor/nach der ERCS-Anlage (KW04/2014)
- Wiederholung relevanter Testläufe bei Brennstoffwassergehalt von ca. 30% (März bis April 2014)
- Optimierung des Wärmepumpenkreislaufs (Soll-Überhitzung nach ECO-Verdampfer)

Aus den Messdaten der durchgeführten Testläufe wurden insgesamt 40 Bilanzierungsfälle (Energie- und Stoffbilanzen als Mittelwerte über eine Auswerteperiode von meist ca. einer Stunde stabilen Betriebs) ausgewertet und hinsichtlich der Bewertung der Einsatzgrenzen, Wirkungsgrade und des Betriebsverhaltens des Systems der Rauchgaskondensation (ERCS-Anlage) mit Direktverdampfer-Wärmepumpe und dessen wirtschaftlicher Darstellbarkeit analysiert.

Die am Verdampfer übertragene Wärmeleistung und COP-Werte der Wärmepumpe wurden sowohl über eine wasserseitige als auch eine rauchgasseitigen Energiebilanz berechnet. Als Maß für die Plausibilität der Auswertungsergebnisse wurde die Abweichung zwischen rauchgas- und wasserseitig bilanzierter Verdampferleistung herangezogen. Zur besseren Vergleichbarkeit von Betriebsfällen der Wärmepumpe bei unterschiedlichen Rücklauftemperaturen aus dem Netz (d. h. mit unterschiedlichen Temperaturhuben von der Verdampfer- zur Kältemittelkondensatorseite) wurden für alle Bilanzierungsfälle außerdem der Carnot-COP-Wert und der Gütegrad des Kältemittelkreislaufs (als

Verhältnis des COP-Werts laut Messdaten im Betrieb zum thermodynamisch maximal möglichen Carnot-COP) berechnet.

Testlaufergebnisse

Die Abweichung zwischen rauchgas- und wasserseitig bilanzierter Verdampferleistung lag bei allen 40 Bilanzierungsfällen (Auswertungen von Testlaufmessdaten) bei maximal +/- 10% (siehe Abbildung 18).

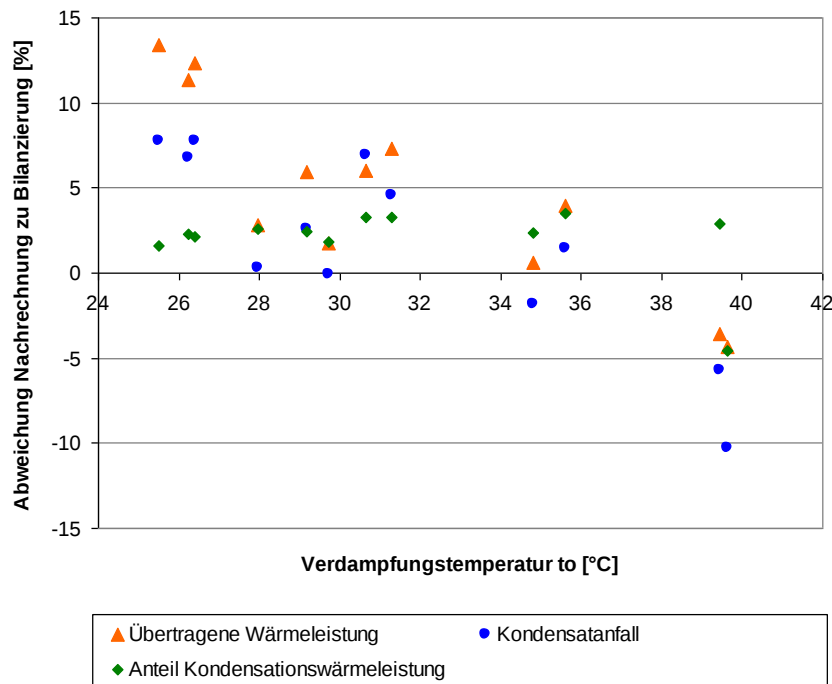


Abbildung 18: Abweichungen der Nachrechnungsergebnisse mit dem VDI-Auslegungsmodell zu Auswertungsergebnissen von Bilanzierungsfällen (auf Basis von Messdaten der Versuchsanlage) bei unterschiedlichen Verdampfungstemperaturen für die am Verdampfer übertragene Wärmeleistung, den Kondensatanfall und den Anteil der Kondensationswärmeleistung

Erläuterungen:

Übertragene Wärmeleistung ... gesamte am Verdampfer (durch Rauchgaskondensation und -abkühlung) übertragene Wärmeleistung

Kondensatanfall ... Kondensatmassenstrom am Verdampfer;

Anteil Kondensationswärmeleistung ... Anteil der am Verdampfer übertragenen Wärmeleistung durch Rauchgaskondensation (latente Wärme)

Abbildung 19 zeigt eine Gegenüberstellung der gemessenen bzw. (rauchgasseitig) bilanzierten Verdampfer-, Heiz- und Verdichterleistungen, sowie der COP-Werte zweier Versuchsläufe bei Nennlast der Anlage mit niedrigen Rücklauftemperaturen (von 58 und 59 °C) am Eintritt in die Wärmepumpe mit Nachrechnungen (Sollkreislaufberechnungen) des Kältemittelkreislaufs durch Ochsner und den ursprünglich bei der Auslegung von Ochsner angegebenen Werten.

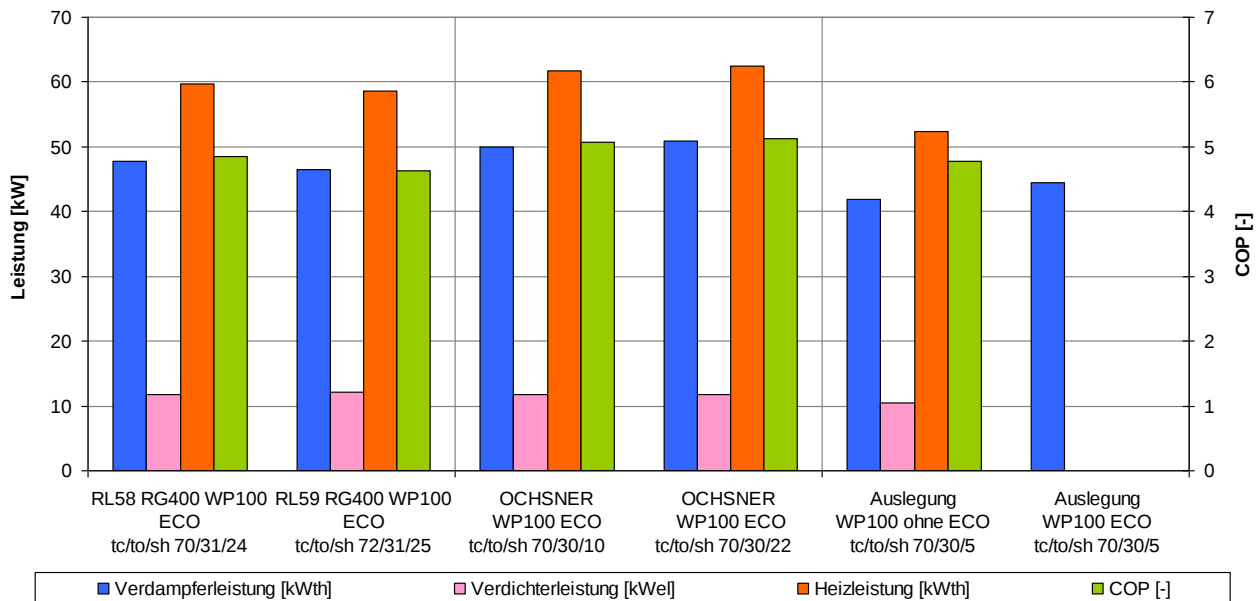


Abbildung 19: Gemessene Leistungen und COP-Werte bei Nennlast im Vergleich zu Nachrechnungen durch Ochsner und den ursprünglichen Auslegungswerten

Erläuterungen:

RL58 RG400 WP100 ECO ... Rücklauftemperatur 58 °C, Rauchgasvolumenstrom 400 Nm³/h, 100%-Leistungsstufe des Verdichters, aktivierter ECO-Kreislauf der Wärmepumpe

RL59 RG400 WP100 ECO ... Rücklauftemperatur 59 °C, Rauchgasvolumenstrom 400 Nm³/h, 100%-Leistungsstufe des Verdichters, aktivierter ECO-Kreislauf der Wärmepumpe

tc ... Kältemittelkondensationstemperatur in °C

to ... Kältemittelverdampfungstemperatur in °C

th ... Kältemittelüberhitzung nach dem Verdampfer in K

OCHSNER WP100 ECO ... Sollkreislaufberechnungen für 100%-Leistungsstufe des Verdichters bei aktiviertem ECO-Kreislauf der Wärmepumpe

Auslegung ... ursprünglich für die Auslegung angesetzte Werte

ohne ECO ... deaktivierter ECO-Kreislauf

Bei den in Abbildung 19 dargestellten Testläufen wurden die höchsten gemessenen Leistungen bzw. COP-Werte erreicht. Diese Testläufe wurden bei Nenn-Rauchgasvolumenstrom über die ERCS-Anlage (gemessen wurden ca. 400 Nm³/h) bei einem Brennstoffwassergehalt von ca. 49% mit der 100%-Leistungsstufe des Verdichters und aktiviertem ECO-Kreislauf der Wärmepumpe durchgeführt. Die gemessenen Verdampferleistungen (zwischen ca. 46 bis 48 kW) übertreffen die laut ursprünglicher Auslegung angestrebten 44,5 kW Verdampferleistung (mit aktiviertem ECO-Kreislauf der Wärmepumpe) leicht. Die gemessenen Leistungen und COP-Werte (von 4,6 bzw. 4,9) liegen jedoch unterhalb der neueren Sollkreislaufberechnungen durch Ochsner (Soll-COP-Wert bei Nennlast ca. 5,1). Für die Soll(kältemittel)kreislaufberechnungen wurden zu den Messungen vergleichbare Kondensations- und Verdampfungstemperaturen (ca. 70 bzw. 30 °C) sowie Kältemittelüberhitzungen (gemessen wurden bei Nennlast ca. 24 bis 25 K) nach dem Verdampfer herangezogen. Wie sich aus den Auswertungen der Gütegrade zeigt, wurden für diese Sollberechnungen sehr hohe Gütegrade von ca. 0,6 angenommen. Die gemessenen Gütegrade liegen im Bereich des Nennlastpunktes (ca. 40 bis 50 kW Verdampferleistung) bei ca. 0,5. Die gemessene und laut Sollwertberechnung ermittelte elektrische

Leistungsaufnahme der Wärmepumpe (ca. 12 kW) stimmen sehr gut überein. Laut Ochsner könnte durch eine Optimierung des ECO-Kreislaufs die Effizienz der Wärmepumpe eventuell noch näher an die Sollwerte gebracht werden.

Für den Betrieb der Anlage ohne Rauchgas-Quench vor dem Verdampfer zeigen die Auswertungen der Messdaten energetisch gleichwertige Ergebnisse, d. h. Verdampferleistungen in gleicher Höhe wie mit Quench. Laut Betriebsdaten ergibt sich außerdem kein wesentlicher Einfluss auf die Sauggastemperatur der Wärmepumpe – ohne Quench kommt es zu keinem Anstieg der Kältemitteltemperaturen vor dem Verdichter. Auch ein Anfahrtest der Wärmepumpe ohne Quench verlief positiv. Aus sicherheitstechnischer Sicht (laut Sicherheitskonzept wurde der Betrieb mit Dauerquench vorgesehen) ist die Quench demnach nicht unbedingt notwendig. Bei einem Betrieb mit Dauerspülung des Rauchgaskondensators (ebenfalls ohne Quench) kommt es zu einer geringen Leistungsverminderung (Verdampfer- und Heizleistung fallen um ca. 10% gegenüber dem Normalbetrieb mit Quench, ohne Dauerspülung ab). Ein positiver Effekt der Dauerspülung ist eine erhöhte Stabilität des Wärmepumpenbetriebs (Stabilisierung des Verdampfungsdrucks).

Ergebnisse der Staubmessungen

Die während der Staubmesswoche (KW04 2014) genommenen Brennstoff- und Kondensatproben wurden hinsichtlich ihrer chemischen Zusammensetzung analysiert. Der bei den Testläufen verwendete Brennstoff (Hackgut mit Rinde) war laut Analysenergebnissen repräsentativ. Die Analysen der Kondensatproben (siehe Tabelle 3) zeigen grundsätzlich keine erhöhten Werte gegenüber den Grenzwerten der österreichischen Abwassereinleitungsverordnung (AEV Verbrennungsgas). Die erhöhten Werte bei den abfiltrierbaren Stoffen resultieren aus der bei der Versuchsanlage fehlenden Sedimentationsanlage. Bei normalem Betrieb der Feuerung mit entsprechender Ausbrandqualität des Rauchgases, d. h. bei vollständiger Verbrennung ohne überhöhten Werten an organisch gebundenem Kohlenstoff (TOC-Wert) im Rauchgas bzw. in weiterer Folge auch im Kondensat (siehe dazu TOC-Werte der Kondensatprobe 1 bei unvollständiger Verbrennung im Vergleich zur Kondensatprobe 2 in Tabelle 3), ist bei vorhandener Sedimentationsanlage mit keiner erforderlichen Behandlung eines eventuellen Kondensatüberschusses zu rechnen, um diesen über den Kanal abzuführen.

Die gemessenen Gesamtstaubbelastungen des Rauchgases lagen bei Nennlastbetrieb im Mittel bei ca. 100 mg/Nm³ (Bezug trockenes Rauchgas mit 13% Sauerstoffgehalt) am Eintritt in die ERCS-Anlage. Nach der ERCS-Anlage wurden im Mittel ca. 37 mg/Nm³ gemessen, das entspricht einer Gesamtstaub-Abscheideeffizienz von ca. 63%. Die entsprechende Abscheideeffizienz des Grobstaubs (Partikeldurchmesser größer 1 µm) liegt laut Messergebnissen im Mittel bei ca. 83% (ca. 76 vor und 13 mg/Nm³ nach der ERCS-Anlage). Nach den Ergebnissen der Feinstaubmessungen (Partikeldurchmesser kleiner 1 µm), welche mittels BLPI (Burner type low pressure impactor) durchgeführt wurden, konnte (erwartungsgemäß) keine Feinstaubabscheidung durch die ERCS-Anlage festgestellt werden.

Tabelle 3: Kondensatanalysenergebnisse im Vergleich zu Grenzwerten laut AEV Verbrennungsgas

Erläuterungen: AEV Verbrennungsgas ... Verordnung des Bundesministers für Land- und Forstwirtschaft, Umwelt und Wasserwirtschaft über die Begrenzung von Abwasseremissionen aus der Reinigung von Verbrennungsgas;

Parameter	Einheit	Grenzwert AEV 1)	Kondensat- probe 1	Kondensat- probe 2
Cl	[mg/l]	k.G.	6	7
As	[mg/l]	0,1	0,0013	0,0011
Cd	[mg/l]	0,05	0,005	0,007
Co	[mg/l]	0,5	0,003	0,002
Cr	[mg/l]	0,5	0,01	0,01
Cu	[mg/l]	0,5	0,006	< 0,0025
F	[mg/l]	20	< 0,01	< 0,01
Hg	[mg/l]	0,01	< 0,0025	< 0,0025
Ni	[mg/l]	0,5	0,010	0,006
Pb	[mg/l]	0,1	0,0095	0,0017
Sb	[mg/l]	0,2	0,007	0,007
Sn	[mg/l]	0,5	0,0008	< 0,0003
Zn	[mg/l]	1	1,03	0,68
Abfiltrierbare Stoffe	[mg/l]	30	113,4	80,6
AOX	[mg/l]	0,5	< 0,02	< 0,02
BTEX	[mg/l]	0,1	< 0,0002	< 0,0002
Cyanid	[mg/l]	0,1	0,02	0,02
Nitrit-N	[mg/l]	10	3,62	4,09
P ges.	[mg/l]	2	1,03	0,32
Ammonium ber. als N	[mg/l]	10	4,63	4,12
Phenolindex	[mg/l]	10	1,56	1,0
pH-Wert	[-]	6,5 - 9,5	6,53	6,59
POX	[mg/l]	0,1	< 0,01	< 0,01
Sulfid ber. als S	[mg/l]	0,2	0,06	0,07
Sulfit (SO ₃)	[mg/l]	20	0,33	0,29
Sulfat (SO ₄)	[mg/l]	2.500	46,4	49,4
TOC	[mg/l]	30	37,6	19,5
EOX	[mg/l]	0,1	< 0,01	< 0,01
Summe KW	[mg/l]	10	0,24	0,06
elektrische Leitfähigkeit	[μS/cm]	k.G.	518	554
Tempertatur	[°C]	35	k.A.	k.A.



1) Grenzwerte gemäß österreichischer AEV Verbrennungsgas für Einleitung in Fließgewässer bzw. öffentliche Kanalisation; k.G. ... kein Grenzwert festgelegt; k.A. ... keine Angabe; ges. ... gesamt; ber. ... berechnet

Bewertung der Technologie - Wirkungsgrade

In **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** Abbildung 20 sind die bilanzierten Primärenergie-Wirkungsgrade des Biomassekessels und des Gesamtsystems und die elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe in Abhängigkeit der Rücklauftemperatur bei verschiedenen Brennstoffwassergehalten bei Nennlast dargestellt. Der Primärenergie-Kesselwirkungsgrad stellt dabei das Verhältnis der Kesselleistung zum Primärenergieeinsatz für den Brennstoff, der Primärenergie-Gesamt-Wirkungsgrad das Verhältnis der Summe aus Kesselleistung und Heizleistung der Wärmepumpe zum kumulierten Primärenergieeinsatz für Brennstoff und Wärmepumpen-Strom dar. Für die Bewertung der Primärenergieeinsätze wurden die Primärenergiefaktoren lt. der OIB-Richtlinie 6 (1,08 für Biomasse und 2,62 für Strom) angesetzt.

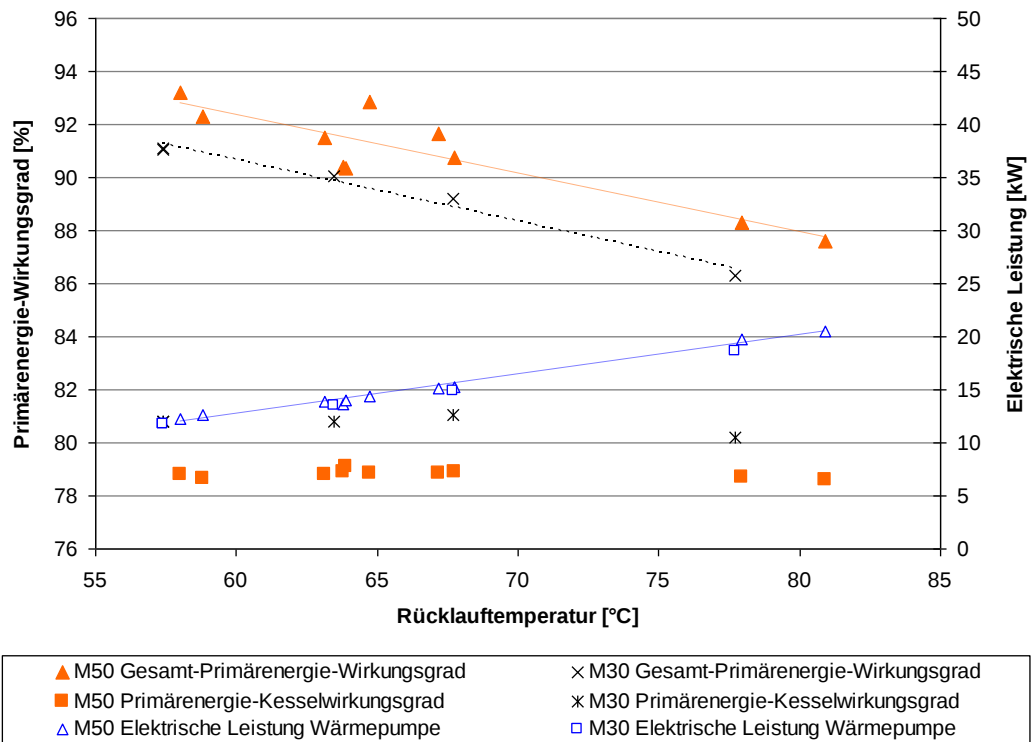


Abbildung 20 Bilanzierte Primärenergie-Wirkungsgrade des Biomassekessels und des Gesamtsystems und elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe in Abhängigkeit der Rücklauftemperatur bei verschiedenen Brennstoffwassergehalten bei Nennlast

Erläuterungen:

Mxx ... Wassergehalt des Brennstoffs in %

Verwendete Primärenergiefaktoren (PEF) lt. OIB-Richtlinie 6; PEF Biomasse 1,08; PEF Strom 2,62

Primärenergie-Kesselwirkungsgrad = $\text{Kesselleistung} / (\text{Brennstoffwärmeleistung} / \text{PEF Biomasse})$

Gesamt-Primärenergie-Wirkungsgrad = $(\text{Kesselleistung} + \text{Heizleistung}$

Wärmepumpe) / $(\text{Brennstoffwärmeleistung} / \text{PEF Biomasse} + \text{elektr. Leistung Wärmepumpe} / \text{PEF Strom})$

Die Gesamt-Primärenergie-Wirkungsgrade fallen mit zunehmender Rücklauftemperatur am Eintritt der Wärmepumpe, da sich die COP-Werte der Wärmepumpe bei steigender Kältemittelkondensationstemperatur verschlechtern. Der bilanzierte Gesamt-Primärenergie-Wirkungsgrad liegt bei Nennlast (Nenn-Rauchgasvolumenstrom) mit einem Brennstoffwassergehalt von ca. 50% (M50) bei einer Rücklauftemperatur von ca. 58 °C bei ca. 93% und fällt auf ca. 88% bei Rücklauftemperaturen um 80 °C. Im Vergleich zum Primärenergie-Kesselwirkungsgrad von ca. 79% ergibt sich damit eine Wirkungsgradsteigerung durch die Wärmerückgewinnung von ca. 9 bis 14 %-Punkte. Bei einem Brennstoffwassergehalt von ca. 30% steigen die Primärenergie-Kesselwirkungsgrade (auf ca. 81%) und fallen die Gesamt-Primärenergie-Wirkungsgrade (um ca. 2%) entsprechend der geringeren übertragenen Wärmeleistungen am Verdampfer bei gleichem Nenn-Rauchgasvolumenstrom (geringere latente Wärmeleistung am Rauchgaskondensator bei geringerem Brennstoffwassergehalt).

Teillastfähigkeit

Als Herausforderung für den Einsatz im großtechnischen Maßstab ist die bei den Versuchsläufen ermittelte Teillastfähigkeit des Systems einzustufen. Das System Rauchgaskondensation/Wärmepumpe konnte bis zu ca. 62% der (entsprechend des über die ERCS-Anlage geleiteten Nenn-Rauchgasvolumenstroms) bilanzierten Kessel-Nennlast von ca. 160 kW (bei einem Brennstoffwassergehalt von ca. 50%; Heizleistung der Wärmepumpe bei Nennlast ca. 60 kW; minimale Kessellast ca. 100 kW; Heizleistung der Wärmepumpe bei minimal möglicher Teillast ca. 40 kW) betrieben werden. Ein stabiler Betrieb der Wärmepumpe (ohne automatische Abschaltung aufgrund einer Envelope-Verletzung) war daher bis ca. 30 kW Verdampferleistung möglich. Zu beachten sind auch die bei Teillast- gegenüber dem Nennlastbetrieb bereits deutlich niedrigeren COP-Werte.

Hydraulische Einbindung der Wärmepumpe mit dem Hochtemperaturkältemittel

Aus Gründen der Effizienzmaximierung ist nur eine serielle Einbindung der Wärmepumpe zur Anhebung des Netz-Rücklaufs vor dem Biomassekessel sinnvoll (sehr niedrige COP-Werte bei paralleler Einbindung mit hohen Vorlauftemperaturen). Aufgrund der Rahmenbedingungen der wasserseitigen Durchströmung des Kältemittelkondensators (Volumenstrom ca. 7 m³/h, Temperatur-Spreizung ca. 7 K im Auslegungspunkt) ist eine maximale Vorlauftemperatur im Erzeugerkreis (Kessel und Wärmepumpe in serieller Verschaltung) von ca. 85 °C (bei 58 °C Netz-Rücklauftemperatur und vollem Netz-Volumenstrom über die Wärmepumpe) möglich. Eine Rücklaufanhebung vor dem Kältemittelkondensator ist (mit diesem Envelope) bei Rücklauftemperaturen aus dem Netz unterhalb von ca. 58 °C notwendig (Einsatzgrenzen des Verdichters bzgl. Kondensationstemperatur), jedoch hinsichtlich der erreichbaren Effizienz nicht sinnvoll.

Kriterienkatalog für die großtechnische Anwendung

Im Praxisbetrieb werden grundsätzlich veränderlichere Parameter bezüglich des Energieangebots am Verdampfer (Brennstoffwassergehalt, Kesselleistung, Rauchgasvolumenstrom) und der Rücklauftemperatur aus dem Netz, als diese bei den Testläufen mit der Versuchsanlage unter „Laborbedingungen“ vorlagen, vorhanden sein. Daher ist aus den Erfahrungen des

Versuchsanlagenbetriebs für die spätere großtechnische Anwendung eine Anpassung des Konzepts in folgenden Richtungen notwendig:

- Änderung des Regelungskonzepts der Wärmepumpe: Regelung/Steuerung der Wärmepumpe prioritär hinsichtlich Einhaltung des Envelope (Vermeidung von Abschaltungen der Wärmepumpe während des Betriebs)
- Steigerung der Teillastfähigkeit des Systems (evtl. stufenlose Leistungsregelung bzw. Drehzahlregelung des Verdichters, Kaskadierung mehrerer Kältemaschinen)
- Steigerung der Performance der Wärmepumpe und damit gleichzeitig der wirtschaftlichen Darstellbarkeit durch Anpassung des Envelope (Kältemittelwahl, Verdichterauslegung) an die im Praxisbetrieb erwarteten Netz-Rücklauf-Temperaturen bzw. Taupunkte des Rauchgases

Technisch, wirtschaftliche und ökologische Bewertung und Marktpotentialanalyse

Die Ergebnisse der Versuchsanlage zeigen ein über den ursprünglichen Erwartungen liegendes Wirkungsgradsteigerungs- und Biomasseeinsparungspotential der Technologie. Weitere Untersuchungen hinsichtlich der richtigen Arbeitsmittelwahl für die Wärmepumpe, der damit erzielbaren Optimierung der COP-Werte des Wärmepumpenbetriebs und der Möglichkeiten zur Steigerung der Teillastfähigkeit des Wärmerückgewinnungssystems sind vor der breiten Umsetzung wichtig. Bezüglich der Kondensataufbereitung sind eine verbesserte pH-Wert-Regelung und die Integration einer Sedimentationsanlage anzustreben.

Die CO₂-Emissionsreduktionspotentiale entsprechend der mit dieser Technologie erzielbaren Brennstoffeinsparung sind im Einzelfall, bei der Fernwärmeversorgung z. B. hinsichtlich der substituierten Heizenergieträger abzüglich der mit dem Stromeinsatz für die Wärmepumpe verbundenen CO₂-Emissionen, zu bewerten und können nicht allgemein gültig dargestellt werden. Beispielsweise kann unter der Annahme der Substitution von Öl und Gas (in der Aufteilung der derzeitigen österreichischen durchschnittlichen Endenergieverteilung für Raumwärme und Warmwasser) durch Biomassefernwärme (Netznutzungsgrad 85 %) mit einem Nutzungsgrad der Heizanlagen vor der Substitution von 75 % bei einer Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe von 5 mit einer spezifischen CO₂-Emissionsreduktion von ca. 150 tCO₂-eq/a/GWh (Tonnen CO₂-Äquivalente pro Jahr und durch die Anlage bereitgestellter GWh Heizwärme) gerechnet werden.

Um die Anlagenkonzeption bereits im Vorfeld auch wirtschaftlich beurteilen zu können, wurden erste Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen durchgeführt. Dazu wurden aufbauend auf einer Kosten- und Erfolgsrechnung auch dynamische Amortisationsrechnungen erstellt. Anschließend an die Wirtschaftlichkeitsberechnung wurden Sensitivitätsanalysen, mit dem Ziel den Einfluss wesentlicher Parameter auf die Wirtschaftlichkeit transparent zu machen, durchgeführt. Die Berechnungen zeigten, dass der COP der Wärmepumpe und der Brennstoffpreis den größten Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit der untersuchten Varianten haben.

Mit den Ergebnissen aus den Testläufen bei der Versuchsanlage bei BIOS wurde die wirtschaftliche Darstellbarkeit des im Projekt untersuchten Systems mit direktverdampfender Wärmepumpe im Vergleich zu alternativen Varianten analysiert. Dabei wurde bei allen Varianten von der 0-Variante einer herkömmlichen Biomassekesselanlage mit etwa 3.670 kW und 5.000 Volllaststunden pro Jahr mit 180 °C Rauchgasaustrittstemperatur ausgegangen (diese Leistungsgröße bzw. Volllaststundenzahl wäre in einem Fernwärmenetz mit ca. 8.700 kW Spitzenlast erreichbar). Dieser 0-Variante sind verschiedene

Systeme der Wärmerückgewinnung (WRG), welche bei allen Varianten insgesamt die (durch den Biomassekessel und die WRG) gleiche Wärmeleistung erzeugen, bezüglich der mit der WRG erreichbaren Brennstoffeinsparung bzw. Einsparung an Kesselleistung gegenübergestellt. Dabei wurde berücksichtigt, dass bei vorhandener Wärmerückgewinnung (mit Wärmepumpe) der Kessel kleiner gebaut werden kann.

Variante I repräsentiert die ICON-Technologie mit der Einbindung der Rauchgaskondensation mit direkt verdampfender Wärmepumpe laut der untersuchten Systemintegrationsvariante I (siehe Abbildung 2). Entsprechend der durchgeführten Cash-Flow-Berechnung erreicht das System ICON in der untersuchten Leistungsgrößenordnung auch ohne Investitionskostenförderung bereits eine Amortisationszeit von ca. 3,2 Jahren (siehe Abbildung 21). Als effizienzsteigernde Maßnahme sollte die Integration der Technologie grundsätzlich gefördert werden. Variante II stellt ein dazu analoges System bei gleicher Netzurücklauftemperatur von 58 °C und einer Rauchgaskondensation mit Wärmepumpe (mit gleichem COP-Wert) und Wasserzwischenkreislauf dar, dessen wirtschaftliche Darstellbarkeit im Vergleich zu Variante I aufgrund der höheren Investitionskosten für den Zwischenkreislauf und der damit verbundenen höheren Temperaturdifferenz zwischen Rauchgas- und Verdampfungstemperatur der Wärmepumpe weniger gut ausfällt (Amortisationszeit ca. bei 4 Jahren). Die Varianten III und IV sind ERCS-Anlagen (inkl. Economizer-Wärmetauscher) mit Rücklauftemperaturen von 58 bzw. 48 °C (bzw. Rauchgasaustrittstemperaturen nach der Wärmerückgewinnung von 68 bzw. 58°C bei angenommenen 10 K Grädigkeit des Rauchgaskondensators). Diese Varianten zeigen den hohen Einfluss der Netzurücklauftemperatur bei herkömmlichen Rauchgaskondensationsanlagen auf deren wirtschaftliches Ergebnis. Die Amortisationszeit liegt bei gleicher Rücklauftemperatur aus dem Netz von 58 °C deutlich höher (bei ca. 5 Jahren) als bei jener des ICON-Systems (Vergleichsvariante I) und bei 48 °C bereits nur mehr bei 2 Jahren.

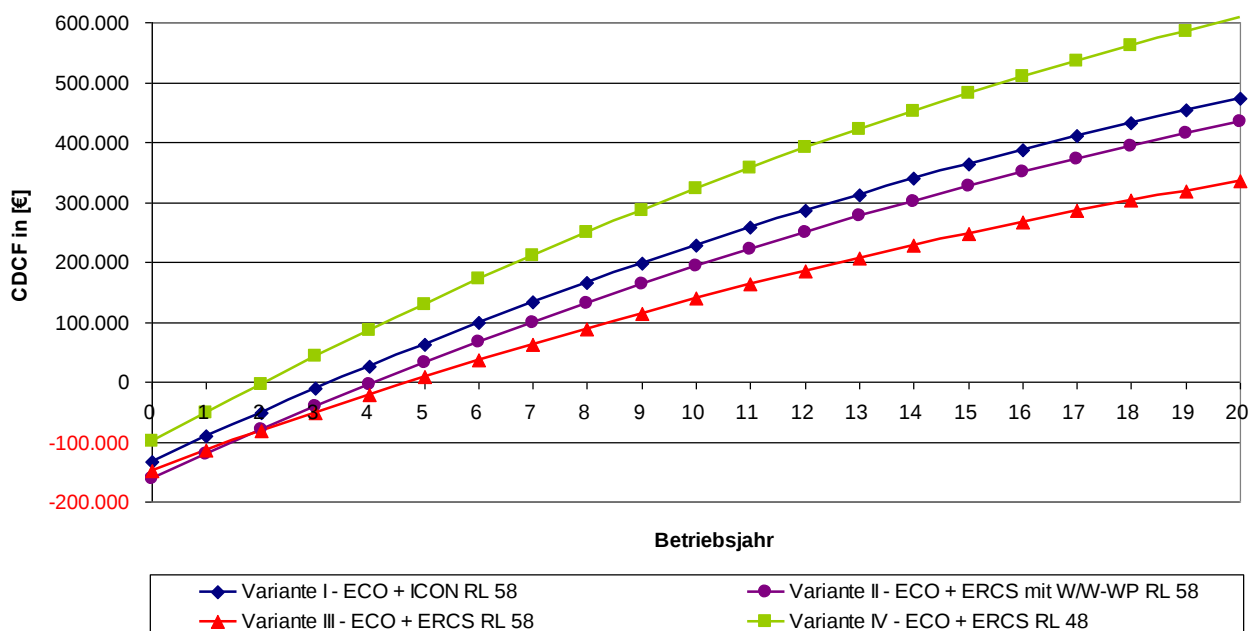


Abbildung 21: Kumulierter diskontierter Cash Flow (CDCF) der Vergleichsvarianten I bis IV

Erläuterungen:

Basisdaten: COP 5,0

Strompreis 110 €/MWh

Ergebnisse im Vergleich zur Variante 0 dargestellt

Biomassepreis 25 €/MWh

Preis-Indexierung 3%/a

keine Investitionskostenförderung

ECO ... rauchgasseitiger (der ERCS-Anlage vorgeschalteter) Economizer-Wärmetauscher

ICON ... System mit Direktverdampfer-Wärmepumpe

ERCS ... Energy Recovery and Cleaning System

W/W-WP ... Wasser/Wasser Wärmepumpe (System mit Zwischenkreislauf)

RL ... Netz-Rücklauftemperatur in °C

4 Ergebnisse und Schlussfolgerungen

Die wesentlichen Erkenntnisse aus dem Projekt sind, dass einerseits die technische Machbarkeit der untersuchten Technologie gezeigt wurde und diese andererseits auch, aufgrund der relativ kurzen Amortisationszeiten von etwas mehr als 3 Jahren, ein großes wirtschaftliches Potential zur Steigerung der Effizienz und Wirtschaftlichkeit von Biomasseheizwerken ab einer thermischen Leistung von 2 MW hat, sofern die Rücklauftemperaturen des Fernwärmenetzes über 50 bis 55 °C liegen, was in Österreich und mitteleuropäischen Ländern sehr häufig der Fall ist. Weiters ist die effiziente Wärmerückgewinnung auch bezüglich der Biomassebrennstoffeinsparung (Ressourcenschonung) und der CO₂-Emissionsreduktion von großer Bedeutung. Die Ergebnisse des Versuchsanlagenbetriebs zeigen Effizienzsteigerungen durch die Wärmerückgewinnung von bis zu 14 %-Punkte (in Bezug auf den Primärenergieeinsatz) gegenüber einer reinen Kesselanlage. Auf Basis dieser Ergebnisse erscheint eine Weiterführung (Demonstration) der neuen Technologie grundsätzlich sinnvoll und möglich.

Auf der methodischen Ebene konnten die Auslegungswerkzeuge für den unter direktverdampfenden Bedingungen arbeitenden Rauchgaskondensator entwickelt und validiert werden. Die Experimente an der Versuchsanlage haben gezeigt, dass damit eine ausreichend genaue Auslegung möglich ist, um die neue Technologie auch im größeren Maßstab zu dimensionieren und auszulegen. Für Detailspekte können die entwickelten CFD-Methoden hier eine sinnvolle, unterstützende Planungshilfe sein. Für die Werkstoffauswahl des neuen Apparates konnten die Korrosionsversuche wertvolle Erkenntnisse liefern.

Weiters wurden auch Fragestellungen der optimierten Abwasserbehandlung und der Sicherheitstechnik ausreichend beantwortet. Auf Basis der Arbeiten im Projekt konnte ein Kriterienkatalog für die spätere großtechnische Anwendung definiert werden. Die wesentlichen Punkte daraus sind bei einer Umsetzung zu beachten, nämlich:

- Änderung des Regelungskonzepts der Wärmepumpe: Regelung/Steuerung der Wärmepumpe prioritär hinsichtlich Einhaltung des Envelope (Vermeidung von Abschaltungen der Wärmepumpe während des Betriebs)
- Steigerung der Teillastfähigkeit des Systems (evtl. stufenlose Leistungsregelung bzw. Drehzahlregelung des Verdichters, Kaskadierung mehrerer Kältemaschinen)

- Steigerung der Performance der Wärmepumpe und damit gleichzeitig der wirtschaftlichen Darstellbarkeit durch Anpassung des Envelope (Kältemittelwahl, Verdichterauslegung) an die im Praxisbetrieb erwarteten Netz-Rücklauf-Temperaturen bzw. Taupunkte des Rauchgases

5 Ausblick und Empfehlungen

Auf Basis der im Projekt ICON erzielten Ergebnisse könnte eine Umsetzung des Konzeptes in einem Demonstrationsprojekt in im großtechnischen Stil erfolgen. Dazu müssen Entwicklungen in folgende Richtungen im Bereich der Wärmepumpe vorgenommen bzw. beachtet werden:

- Änderung des Regelungskonzepts der Wärmepumpe: Regelung/Steuerung der Wärmepumpe prioritär hinsichtlich Einhaltung des Envelope (Vermeidung von Abschaltungen der Wärmepumpe während des Betriebs)
- Erhöhung der Operating Envelope der Verdichter bei schwankenden Rücklaufftemperaturen.
- Steigerung der Teillastfähigkeit des Systems (evtl. stufenlose Leistungsregelung bzw. Drehzahlregelung des Verdichters, Kaskadierung mehrerer Kältemaschinen)
- Steigerung der Performance der Wärmepumpe und damit gleichzeitig der wirtschaftlichen Darstellbarkeit durch Anpassung des Envelope (Kältemittelwahl, Verdichterauslegung) an die im Praxisbetrieb erwarteten Netz-Rücklauf-Temperaturen bzw. Taupunkte des Rauchgases

Des Weiteren sind auch die Integrationskonzepte bei Einsatz des Konzepts bei Biomasse- KWK-Anlagen näher zu untersuchen, da eine Anhebung der Rücklaufftemperatur vor Eintritt in die KWK Anlage zu einer Wirkungsgradverschlechterung dieser führen kann. Hier müsste gegebenenfalls in den Vorlauf eingespeist werden, was wiederum höhere Temperaturhübe für die Wärmepumpe zur Folge hätte, die wiederum auf die Kältekreisconfiguration und Kältemittelauswahl einen Einfluss haben können. Auf jeden Fall müsste hier ein hoch-effizientes Wärmepumpensystem entwickelt und eingesetzt werden.

Wirtschaftlich attraktiv stellt sich die Anwendung der Technologie vor allem bei Fernwärmenetzen ab dem mittleren Leistungsbereich (ab ca. 2 MW Kessel-Nennwärmeleistung) dar. Um die techno-ökonomische Darstellbarkeit zu demonstrieren, wird die Umsetzung des Konzepts in einer Pilotanlage (durch Integration der Technologie bei einer Bestandsanlage) mit entsprechender Leistungsgröße angestrebt.

6 Literaturverzeichnis

Benovsky P., Rusche H., Ridzon M., Popovac M., Reichl C., Fleckl T. (2014) Dropwise Condensation Modeling; Engineering Mechanics 2014, 20th International Conference, Svatka, Czech Republic, Brno University of Technology, 1st Edition (2014), ISBN: 978-80-214-4872-8; pp. 80 to 83

McGraw, R. (1997) Description of Aerosol Dynamics by the Quadrature Method of Moments. Aerosol Science and Technology, 27, pp.255-265.

Rusche, H.(2002). Computational fluid dynamics of dispersed two-phase flows at high phase fractions, PhD Thesis, Imperial College, London.

Ramkrishna, D. (2000) Population balances: Theory and applications to particulate systems in engineering. Access Online via Elsevier.

Seichter, S. (2013) „Development of a wind tunnel to investigate condensation effects on heat exchangers“ Diplomarbeit TU Wien.

7 Anhang

8 Kontaktdaten

DI Dr Thomas Fleckl
Austrian Institute of Technology (AIT)
Energy Department
Sustainable Thermal Energy Systems

Giefinggasse 2
1210 Wien
Tel. +43 50 550 6616
Fax. +43 50 550 6679
E-Mail: thomas.fleckl@ait.ac.at
Web: <http://www.ait.ac.at>

Dipl.-Ing. Alfred Hammerschmid
BIOS BIOENERGIESYSTEME GmbH
FN 208240 k, LG f ZRS Graz

"Forschung, Entwicklung, Planung und Optimierung
von Prozessen und Anlagen zur thermischen Nutzung
von Biomasse zur Wärme- und Stromerzeugung"

Inffeldgasse 21b
A-8010 GRAZ

Neue Energien 2020 - 4. Ausschreibung

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

Austria / Europe

Tel.: + 43 (316) 481300 - 72

Fax.: + 43 (316) 481300 - 4

e-mail: hammerschmid@bios-bioenergy.at

Internet: www.bios-bioenergy.at

Dipl.-Ing. ETH Karl Ochsner

OCHSNER Wärmepumpen GmbH

A 4020 Linz – Krackowizerstraße 4

Firmenbuchgericht Linz, FN 85708t

A 3350 Stadt Haag

Ochsner-Straße 1

Tel.: + 43 5 04245 100

Fax.: + 43 5 04245 349

e-mail: karl.ochsner.sen@ochsner.at

Internet: www.ochsner.at

Thomas Lachmair

Anlagen-, Verfahrenstechnik Rauchgasreinigung

Scheuch GmbH

Weierfing 68

4971 Aurolzmünster, Austria

t.lachmair@scheuch.com

Tel.: +43 7752 905-550

Fax: +43 7752 905-6550

Mobile: +43 664 60905550