BIOMASSE BETRIEBENES WÄRMEPUMPEN- UND KÄLTEANLAGENSYSTEM

- BIOWAP -

Schlussbericht

28.02.2021

Gefördert durch:

Bundesministerium für Wirtschaft und Energie

aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages

Förderkennzeichen: 03KB127 A/B

Laufzeit des Vorhabens: 01.09.2017 – 31.08.2020

Zuwendungsempfänger: Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung e.V.
Bereich Energiespeicherung

Walther-Meißner-Straße 6,
85748 Garching

Zuwendungsempfänger: HDG Bavaria GmbH

Siemensstr. 22
84323 Massing

Autor: Manuel Kausche

Die diesem Bericht zugrundeliegenden Vorhaben wurden mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie (BMWi) mit den Förderkennzeichen 03KB127 A/B gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

ZAE BAYERN
HDG
Komfortabel
heizen. Mit Holz!

Verantwortlicher Autor:
Kausche, Manuel, ZAE Bayern

Weitere Autoren:
Aich, Wolfgang, HDG Bavaria GmbH
Gurtner, Richard, ZAE Bayern
Helm, Martin, ZAE Bayern
Lange, Johannes, ZAE Bayern
Menhart, Florian, ZAE Bayern
Riepl, Manuel, ZAE Bayern
Weinzierl, Manuel, ZAE Bayern

Inhalt

1 ZUSAMMENFASSUNG 8
1.1 Im Funktionsmuster umgesetzte Komponenten 8
1.2 Leistungsfähigkeit des Systems 8
1.3 Potenzialabschätzung 9
1.4 Verwertungsperspektiven 10

2 EINFÜHRUNG 11
2.1 Motivation und Ziel des Vorhabens 11
2.2 Beschreibung des mit Biomasse betriebenen Wärmepumpen- und Kälteanlagensystems. 11
2.3 Aufgabenstellung, Gliederung des Vorhabens und des Abschlussberichts 13

3 PROJEKTORGANISATION 14
3.1 Projektpartner 14
3.2 Zusammenarbeit mit anderen Stellen 15
3.3 Arbeits- und Zeitplan 16
3.3.1 Meilensteine 16
3.3.2 Arbeits- und Zeitplan 17

4 STAND VON WISSENSCHAFT UND TECHNIK 18
4.1 Arbeitsprinzip des im Vorhaben entwickelten Systems 18
4.1.1 Unterscheidung der Bauarten von Wärmepumpen anhand der Antriebsenergie 18
4.1.2 Funktionsweise von Absorptionswärmepumpen mit dem Arbeitsstoffpaar Wasser/Lithiumbromidlösung .. 19
4.1.3 Kennzahlen zur Bewertung des Gesamtsystems 22
4.2 Eigene Vorarbeiten zum Projektvorhaben 25
4.2.1 Vorarbeiten des ZAE Bayern 25
4.2.2 Vorarbeiten der HDG Bavaria GmbH 26
4.3 Stand der Technik 27
4.3.1 Kompressionskältemaschinen und -wärmepumpen 27
4.3.2 Absorptionswärmepumpen 27
4.3.3 Biomassefeuerungen 28
4.3.4 Potenzial holzartiger Biomasse zur Wärmebereitstellung 29
4.3.5 Neuheitsgrad des entwickelten Systems 30

5 KONZEPTPHASE 34
5.1 Umweltwärmequellen für Absorptionswärmepumpen 34
5.1.1 Randbedingungen und Anforderungen 34
5.1.2 Einbindung und Verfügbarkeit der Wärmequelle 44

5.1.3 Richtwerte für Investitionskosten geeigneter Umweltwärmequellen 46
5.2 Anforderungen durch Gebäudearten und Heizungstechnik 48
5.3 Kopplungskonzept des Absorptionswärmepumpensystems 49
5.3.1 Externe, hydraulische Kopplung 49
5.3.2 Interne, hydraulische Kopplung 51
5.4 Brennraum- und Wärmeübertragergeometrie der Hochtemperaturstufe 52
5.4.1 Brennraumkonzept 53
5.4.2 Randbedingungen zur Entwicklung der Wärmeübertragergeometrie 54
5.4.3 Lösungs-, Dampf und Rauchgasführung 57
5.4.4 Konzepte für den Hochtemperaturkondensator 59
5.4.5 Vorversuche zu Korrosion, Material, Verarbeitung und Geometrie an der Hochtemperaturstufe 62
5.5 Konzept für die Bauart von Mittel- und Niederdruckstufe (AWP) 71
5.6 Randbedingungen für das Gesamtsystem 73

6 UMSETZUNGSPHASE 75
6.1 Kopplung der Komponenten 75
6.1.1 Pufferspeicher 75
6.1.2 Rohrleitungen und Instrumentierung *extern*: Prozessschema der Gesamtanlage 77
6.1.3 Rohrleitungen und Instrumentierung *intern*: Prozessschema der Gesamtanlage 80
6.1.4 Externe hydraulische Kopplung: Hydraulikrack 82
6.1.5 Steuerungs- und Messtechnikkonzept 84
6.1.6 Sicherheitskonzept 90
6.2 Hochtemperaturstufe (HTD) 93
6.2.1 Rauchgasseite des Hochtemperaturdesorbers 93
6.2.2 (LiBr-)Lösungsseite des Hochtemperaturdesorbers 98
6.2.3 Festigkeitsüberprüfung und Fertigung der Hochtemperaturstufe 102
6.2.4 Interne Lösungsführung der Hochtemperaturstufe, Standalonekreis 105
6.2.5 Besondere Messstellen an der Hochtemperaturstufe 109
6.3 Absorptionswärmepumpe (AWP) 114
6.3.1 Kreislaufmodell und Flächenoptimierung 114
6.3.2 Festlegung der Prozessführung 118
6.3.3 Finale Konstruktion und Fertigung 120

7 LABORPHASE & MESSERGEBNISSE 125
7.1 Einflussgrößen zur Bewertung des Gesamtsystems 125
7.1.1 Messunsicherheit 125
7.1.2 Leistungsmessung an den Wärmeübertragern 127
7.1.3 Eingesetzter Brennstoff 129
7.2 Performance der einstufigen Absorptionswärmepumpe 131
7.2.1 Abgleich von Messwerten und Modellierung am einstufigen System 132
7.2.2 Charakteristische Gleichung der einstufigen Absorptionswärmepumpe 135
7.2.3 Nomogramm der einstufigen Laboranlage „BioWap“ 137

7.3 Funktionsfähigkeit der Hochtemperaturstufe (HTD und C2) ... 139
7.3.1 An der Verbrennung im HTD beteiligte Aktoren ... 140
7.3.2 Inbetriebsetzung im Heat-Pipe-Modus ... 141
7.3.3 Schadstoffausstoß ... 143
7.3.4 Optimierung der Brennstoffausnutzung ... 145
7.3.5 Verpuffung beim Zünden der Verbrennung ... 153
7.3.6 (Teil-)Automatisierter Betrieb ... 156
7.4 Gekoppelter Betrieb ... 157
7.4.1 Leistungsfähigkeit im Double-Effect-Betrieb ... 158
7.4.2 Leistungsfähigkeit im Double-Lift-Betrieb ... 163
7.4.3 Fragestellungen zur Korrosion und Haltbarkeit des gekoppelten Systems ... 165
7.5 Verbesserungspotenzial und Betriebsempfehlungen ... 168

8 ÖKONOMISCHE & ÖKOLOGISCHE BETRACHTUNG, VERWERTUNGSPERSPEKTIVEN ... 171
8.1 Bewertung von Initial- und Betriebskosten, ökologisches Potenzial ... 171
8.1.1 Anwendungsszenario für die Bewertung ... 171
8.1.2 Ökonomische und ökologische Bewertung bei wärmeseitiger Vollversorgung ... 175
8.1.3 Ökonomische und ökologische Bewertung bei wärmeseitiger Grund- und Mittellastversorgung ... 178
8.1.4 Fazit der ökonomischen und ökologischen Betrachtung eines bioSHC-Systems ... 182
8.2 Marktbewertung ... 182
8.3 Verwertung der Projektergebnisse ... 187
8.4 Erfolgte und geplante Veröffentlichungen ... 189
8.4.1 Bisherige Veröffentlichungen ... 189
8.4.2 Geplante Veröffentlichungen ... 190

9 FAZIT ... 191

10 ANHANG ... 193
10.1 Abbildungsverzeichnis ... 193
10.2 Tabellenverzeichnis ... 197
10.3 Referenzen ... 198

1 Zusammenfassung

Kernziel des Vorhabens „BioWap“ war die Entwicklung eines Funktionsmusters eines mittels holzartiger Biomasse direkt befeuerten, hocheffizienten Absorptionswärmepumpensystems mit einer Heizleistung von ca. 100 kW_{th} und einer Kühlleistung von bis zu 75 kW_{th}. Der Systemwirkungsgrad soll dabei gegenüber konventionellen Systemen etwa verdoppelt werden. Die direkte Kopplung von Verbrennung und Absorptionswärmepumpe (Arbeitsstoffpaar: Wasser und wässrige Lithiumbromidlösung) macht eine Umweltwärmequelle mit niedriger Temperatur nutzbar. Dadurch wird der Brennstoffbedarf halbiert, das begrenzte Biomassepotenzial effizienter genutzt und Emissionen um bis zu 50% verringert. Das System kann ganzjährig auch Kälte für Klimatisierung oder industrielle Zwecke bereitstellen. Dies erweitert den Einsatzbereich und erhöht den Jahresnutzungsgrad.

1.1 Im Funktionsmuster umgesetzte Komponenten

Im Rahmen des Forschungsvorhabens „BioWap“ wurden die notwendigen Komponenten zum Erreichen des Kernziels neu konzeptioniert bzw. entwickelt, konstruiert und gefertigt. Im Wesentlichen waren dies

- Eine einstufige Absorptionswärmepumpe, basierend auf berieselten Rohrbündelwärmetauschern; als Arbeitsstoffpaar werden das natürliche und umweltfreundliche Kältemittel Wasser (R718) und das Sorbens wässrige Lithiumbromidlösung eingesetzt.
- Ein (zusätzlicher) Hochtemperaturdesorber, um eine zweistufige, hocheffiziente Anlagenkonfiguration zu ermöglichen; dieser Desorber und damit das gesamte Wärmepumpensystem wird angetrieben durch direkte Biomassefeuerung.
- Ein integrales Hydraulik- und Steuerungsmodul (Hydraulikrack), welches die Komponenten koppelt und zentral steuert; miteingeschlossen ist hierbei auch die softwareseitige Neuentwicklung der Steuerung und Regelung des gesamten Systems und der einzelnen Komponenten

1.2 Leistungsfähigkeit des Systems

Die drei Hauptkomponenten wurden im Labor des ZAE Bayern aufgebaut, gekoppelt und vermessen.

Es konnte ein brennstoffbezogener Wirkungsgrad zur Wärmebereitstellung von $BUE_h = 1,7$ nachgewiesen werden. Damit konnte der Wirkungsgrad konventioneller biomassegefeuerter Heizkessel ($BUE_h \approx 0,92$) auf das 1,84-fache gesteigert werden. Das Wärmeverhältnis, also die den Wärmepumpenprozess ohne Feuerung bewertende Kennzahl ξ_{heat} erreichte einen sehr guten Wert von $\xi_{heat} = 2,21$. [1]

[1] $BUE_h = \frac{Nutzwärme}{Brennstoffenergie} \parallel \xi_{heat} = \frac{Nutzwärme}{Antriebswärme}$

Die Messungen am Funktionsmuster zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit den in der Vorauslegung simulierten Prozessparametern. In den Laborversuchen wurden hierfür Holzpellets im Brennraum des Hochtemperaturdesorbers bei einer Feuerungsleistung von 56,3 kW umgesetzt. Das System stellte 95,7 kW Heizwärme auf einem Temperaturniveau zwischen 31,5 und 40 °C bereit. Der über den Kaltwasserkreis zwischen 9 und 5,6 °C zugeführte Niedertemperaturwärmeanteil beträgt dabei 52,2 kW. Hervorzuheben sind zudem der geringe elektrische Energiebedarf von etwa 1 % der Nutzwärme und die effiziente Kältebereitstellung.

Die Emissionen (Staub, CO) konnten geringgehalten werden und betrugen damit bezogen auf die Nutzwärmeleistung nur etwa 54 % des Niveaus konventioneller Systeme bei gleicher Heizleistung von etwa 96 kW.

Das Anlagensystem birgt Optimierungspotenzial hinsichtlich des Wirkungsgrades. Bei Wegfall sämtlicher für den Betrieb nicht relevanter Einbauten, Sensoren und Aktoren können thermische Verluste enorm verringert werden. In Kombination mit verbesserter Verbrennungs- und Abbrand-Regelung sowie optimierter Leistungssteuerung könnten somit nochmals etwa 15 % mehr Wärme mit dem eingesetzten Brennstoff bereitgestellt werden.

1.3 Potenzialabschätzung

Nach Ausschöpfen der technischen Optimierungspotenziale könnte das in diesem Vorhaben entwickelte System als Null-Serie in Demonstrationsanlagen eingesetzt werden, vorausgesetzt ein vollautomatisierter Betrieb ohne dauerhafte Aufsicht kann im Feld gewährleistet werden. Hierfür muss unter anderem eine verbesserte Leistungsregelung, insbesondere im Sinne einer verbesserten Kommunikation der einzelnen Anlagenkomponenten erreicht werden.

Der Markt für das im Vorhaben „BioWap“ entwickelte bioSHC-System ist zukünftig durchaus positiv zu bewerten, da der Absatz an Holz- bzw. Pelletfeuerungen ebenso wie der Anteil von Wärmepumpen am Heizungsmarkt steigt. Innovative Wärme- und Kältenetze werden insbesondere für Neubauten gefördert und forciert und der anstehende Austausch alter Heizsysteme mit neuen, erneuerbaren Systemen lässt in den kommenden Jahren zusätzlich steigende Absatzzahlen bei Biomassefeuerungen erwarten. Konkrete Absatzzahlen sind derzeit schwer einzugrenzen, könnten aber nach ersten Schätzungen zukünftig bei etwa 100 Anlagen pro Jahr liegen. Innovationsoffene Gemeinden und Partnerfirmen haben bereits Interesse an einem bioSHC-System bekundet, sodass prinzipiell davon auszugehen ist, dass bereits Feldtests realisierbar sind.

Entsprechend der Zielsetzung der Bundesregierung soll der Ausbau der Nutzung Erneuerbarer Energien effektiv und ökologisch verträglich forciert werden. Gleichzeitig soll der Standort Deutschland wirtschaftlich und sozial gestärkt werden. Das Potenzial des hier entwickelten Systems zur Unterstützung zur Erreichung dieser (Klimaschutz-)Ziele hängt stark von den durch Marktanalysen zu ermittelnden Kundenbedarfen ab und davon, ob eine technische Reifung des Funktionsmusters für den freien Markt gelingt.

1.4 Verwertungsperspektiven

Die Ergebnisse dieses Vorhabens lassen sich auf dreierlei Ebenen verwerten:

- Weiterentwicklung und technische Reifung des Systems angepasst an zu ermittelnden Kundenwunsch und Marktbedarf in potentiellem Folgevorhaben mit dem Ziel einer Demonstrationsanlage
- Nutzung einzelner Ergebnisse für andere, ggf. erst zu skizzierende Forschungsvorhaben
- Wissenstransfer durch Lehre und Ausbildung sowie in Fachforen (Hochschulen, Universitäten, Konferenzen, Messen)

Eine erste Verwertung erfolgt bereits insofern, als dass durch Teilergebnisse dieses Vorhabens eine Ausgründung aus dem ZAE Bayern, die Anbieter innovativer Absorptionswärmepumpen sein wird, inhaltlich unterstützt werden konnte (v.a. Arbeitspaket C). Das Unternehmen befindet sich derzeit in der Gründung, welche voraussichtlich im 1. Quartal 2021 abgeschlossen sein wird.

2 Einführung

2.1 Motivation und Ziel des Vorhabens

Die Minderung des Gebäudeenergiebedarfs ist ein Schlüssel zur Erreichung der Klimaschutzziele und der Erhaltung und Ausbau der Prosperität der Bundesrepublik Deutschland. Der nach wie vor sehr hohe Anteil des Energiebedarfs für Heizen und Kühlen erfordert einerseits enorme Anstrengungen bei der Bedarfsvermeidung, andererseits müssen Technologien zur Energiebereitstellung stetig verbessert werden. Zudem ist der wachsende Kühlbedarf durch klimatische Veränderungen aber auch der vermehrte Einsatz elektronischer Systeme besonders zu berücksichtigen. Die Entkopplung von Wohlstand und Energiebedarf ist nach wie vor die drängendste Fragestellung unserer Zeit.

Regenerativ bereitgestellte Wärme und Kälte aus direkt mit Biomasse befeuerten Absorptionswärmepumpen können in Kombination mit geeigneten Umweltwärmequellen (Geothermie, Grund- oder Abwasser etc.) einen wichtigen Beitrag dazu leisten.

Dieser Zielsetzung folgend wurde im Rahmen des hier beschriebenen Vorhabens „BioWap“ ein direkt mit holzartiger Biomasse angetriebenes, hocheffizientes Absorptionswärmepumpensystem in der Leistungsklasse um 100 kWth entwickelt. Die Kopplung der regenerativen Biomasseverbrennung mit einem Absorptionswärmepumpenprozess macht eine zusätzliche regenerative Umweltwärmequelle mit niedriger Temperatur nutzbar. Dadurch kann eine Brennstoffeinsparung von bis zu 50 % gegenüber einem konventionellen Biomassekesselsystem erzielt werden. Folglich wird das begrenzte Biomassepotenzial effizienter genutzt und damit einhergehend die Emissionen (Feinstaub, NOx, CO) verringert.

2.2 Beschreibung des mit Biomasse betriebenen Wärmepumpen- und Kälteanlagensystems

Das System umfasst eine speziell entwickelte Feuerung bzw. einen Kessel für eine direkt mit holzartiger Biomasse befeuerte, zweistufige Sorptionswärmepumpe sowie alle Peripheriekomponenten, einschließlich der Schnittstellen zur Einbindung der Umweltwärmequelle(n). Dieses System kann ganzjährig zur Gebäudeklimatisierung (Heizen, Kühlen, Entfeuchten) oder zur Bereitstellung von industrieller Prozesswärme oder -kälte eingesetzt werden.

Die in Abbildung 2-1 dargestellten Nutzenergiefaktoren[2], die Systemfunktion und die Betriebscharakteristik werden im Folgenden kurz beschrieben.

[2] Die Nutzenergiefaktoren beziehen sich auf die Einkopplung von einer Einheit Biomasse über das Rauchgas beim Temperaturniveau der Lösung T3.

Systemfunktion „Heizen“

Heizen ist der Betriebsmodus mit dem größten zu erwartenden Energieumsatz. Die Energiewandlungseffizienz des Systems ist für diesen Fall am höchsten (vgl. Abbildung 2-1 links). Wärme kann bei 40 °C (=Temperaturniveau T_2) mit einer Effizienz von 2,2 (bezogen auf die eingesetzte Brennstoffenergie) bereitgestellt werden, wobei neben dem Brennstoff weitere Energie aus der Umwelt bei einem Temperaturniveau von etwa 6 °C (T_1) zuzuführen sind. Dieses Niveau T_1 lässt sich optional zur Kühlung (Kältebereitstellung) verwenden.

Bei temporär nicht verfügbarer Umweltwärmequelle kann das System auch als alleinstehender Kessel mit marktüblichem Wirkungsgrad genutzt werden. Eine zusätzliche Brennwertnutzung könnte besonders in diesem Fall die Effizienz weiter steigern.

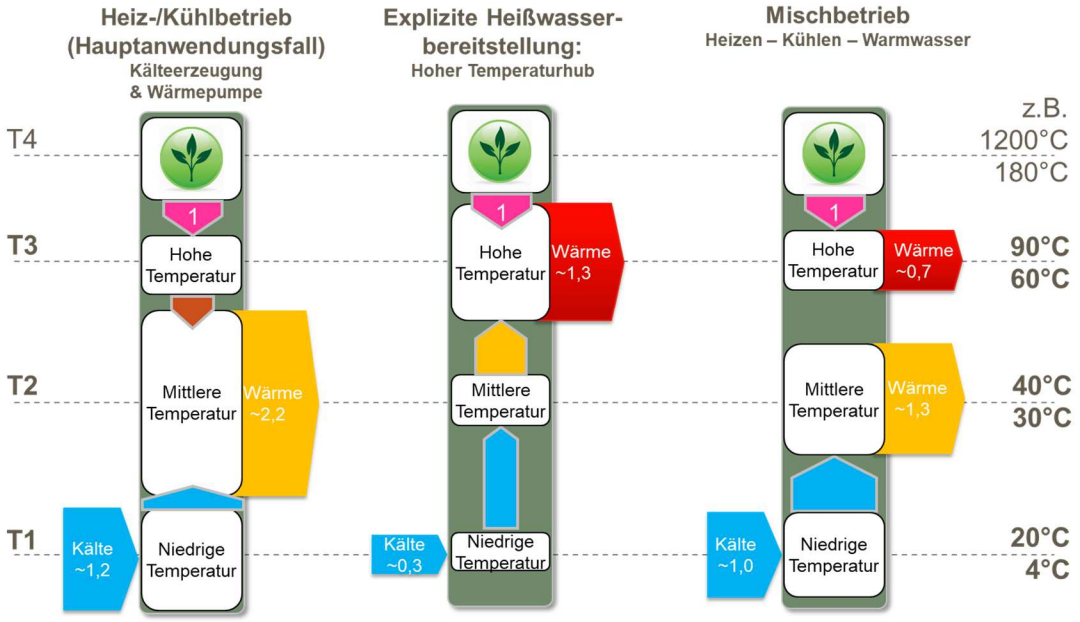


Abbildung 2-1: Nutzenergiefaktoren pro Biomasseeinheit in Bezug auf Wärme und Kälte bei unterschiedlichen Temperaturen

Systemfunktion „Heiß- bzw. Warmwasserbereitstellung“

, um beispielsweise Trinkwasser zu erwärmen (vgl. Abbildung 2-1 rechts). Ist ein besonders großer Bedarf an Warmwasser absehbar (z.B. morgens), wird das System auf einen effizienten Betriebsmodus zur Warmwasserbereitstellung umgeschaltet (vgl. Abbildung 2-1 Mitte). Eine Wandlungseffizienz (Nutzwärme zu effektiver Antriebswärme) von bis zu 1,3 ist dann für Temperaturen bis etwa 90 °C erreichbar.

Systemfunktion „Kühlen“

Das System nutzt im Heizmodus üblicherweise eine Umweltwärmequelle, im Mittel bei etwa 6 °C (=T_1), minimal etwa 4 °C. Dieses Temperaturniveau ist auch optimal geeignet, um Gebäude zu kühlen. Besteht gleichzeitiger Wärme und Kältebedarf, ist das System daher besonders effizient (z.B. Serverkühlung und Gebäudeheizung). Jedoch auch die alleinige Nutzung der Kälte ist attraktiv: durch die direkte, zweistufige

Nutzung der in der holzartigen Biomasse gebundenen Energie kann Kälte bei einer Wandlungseffizienz von bis zu 1,20 erzeugt werden. Die aus dem Gebäude bzw. System auszutragende Wärme wird dann möglichst über die bisherige Umweltwärmequelle abgegeben.

2.3 Aufgabenstellung, Gliederung des Vorhabens und des Abschlussberichts

Es stellte sich für die Durchführung des Vorhabens im Wesentlichen die Aufgabe, die innovativen Anlagenkomponenten zu konzipieren und zu bauen, um das hocheffiziente, direkt befeuerte Absorptionswärmepumpensystem betreiben und vermessen zu können. Die wichtigsten Aspekte dabei waren:

- Festlegung der Temperaturniveaus und der genauen Leistungs- und Schnittstellenbedingungen
- Entwurf, Konstruktion, Fertigung, Aufbau und Test sowie Optimierung eines Hochtemperaturdesorbers (HTD) sowie einer Absorptionswärmepumpeneinheit (AWP)
- Entwurf und Umsetzung eines vorkonfektionierten hydraulischen Systems und einer Gesamtsystemsteuerung zur Kopplung aller Systemkomponenten
- Betrieb und Vermessung aller Anlagenteile im Labor

Der Schwerpunkt der Entwicklung des mit Biomasse betriebenen Wärmepumpen- und Kälteanlagensystems in diesem Vorhaben richtete sich vor allem auf die Entwicklung des Hochtemperaturdesorbers (direkte Biomassefeuerung) und dessen Kopplung mit der Wärmepumpeneinheit.

Ausgehend von den beiden neu zu entwickelnden Hauptkomponenten wurde das Vorhaben in sechs Arbeitspakete („A“ bis „F“, vgl. Abschnitt 3.3.2) aufgeteilt, welche je nach Schwerpunktkompetenz von den beiden Verbundpartnern bearbeitet wurden. Die flankierenden Arbeitspakete A, D und F stellten wichtige Erkenntnisse zur Auslegung und Dimensionierung des eigentlichen Funktionsmusters bereit, welches in den Arbeitspaketen B, C und E schrittweise für den Laborbetrieb umgesetzt wurde.

Einerseits wurde das Projektvorhaben also in Arbeitspakete gegliedert, andererseits verlief das Projekt in unterschiedlichen Phasen. Es wechselte also von der Konzept- über die Auslegungs- in die Laborphase um schließlich in die Beurteilungsphase mündend die Messungen im Gesamtkontext gegenüber stellen zu können. Da die einzelnen Arbeitspakete stark in einander verzahnt sind, werden die bearbeiteten Inhalte im vorliegenden Schlussbericht mittels chronologischer Darstellung der Phasen beschrieben. Dadurch soll dem Leser das Verständnis für die Inhalte erleichtert werden.

3 Projektorganisation

Das ZAE Bayern war Projektkoordinator und übernahm federführend die Entwicklung der übergeordneten Systemlogik und die Entwicklung der Absorptionskältemaschine bzw. -wärmepumpe und deren Anpassung an den Anwendungsfall biomassebetriebener Kühlung und Heizung. Im Hinblick auf den Hochtemperatur-desorber übernahm das ZAE Bayern die zur Einschätzung des lösungsseitigen Wärmeübergangs nötigen Arbeiten. Die Erprobung und Analyse der Anlage sowie deren Komponenten erfolgte im Laborbetrieb ebenfalls durch das ZAE Bayern.

Die HDG Bavaria GmbH beteiligte sich maßgeblich an der Entwicklung, Konstruktion und Fertigung des mit Biomasse betriebenen Hochtemperaturdesorbers. Auch die Arbeiten im Hinblick auf Brennstoffzufüh-rung, Feuerung und Emissionsmessung wurden durch HDG Bavaria übernommen.

Die Arbeitspakete sind eng miteinander verwoben, sodass beide Projektpartner Beiträge zu den Ergebnissen in nahezu allen Arbeitspaketen geleistet haben.

3.1 Projektpartner

Leitung des Verbundvorhabens und wissenschaftliche Begleitung:

Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung e. V,
Bereich Energiespeicherung, Walther-Meißner-Str. 6, D-85748 Garching.

Ansprechpartner: Manuel, Kausche, Manuel.Kausche@zae-bayern.de

Teilvorhaben: Absorptionswärmepumpe, Wärmequelle und Gesamtsystem

Verbundprojektpartner:

HDG Bavaria GmbH,
Siemensstr. 22, D-84323 Massing

Ansprechpartner: Wolfgang Aich, wolfgang.aich@hdg-bavaria.com

Teilvorhaben: Brennstoff-, Feuerungs- und Kesseltechnik der Hochtemperaturstufe

3.2 Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Das Projekt „BioWap“ wurde im Verbund zwischen HDG Bavaria GmbH und dem ZAE Bayern durchgeführt. Aufgrund der inhaltlichen Ähnlichkeit zum Projektvorhaben des von der Hochschule München bearbeiteten Projektes „BreBiSorp“ (FKZ 03KB133) wurde ein reger wissenschaftlicher Austausch gepflegt, da es ebenfalls die Verfahren Absorptionstechnik und Biomasseverbrennung anwendet.

Allerdings verfolgt das Projekt „BreBiSorp“ eine andere Zielsetzung: Durch den Einsatz einer Absorptionswärmepumpe soll das Rauchgas eines Biomassekessels, der gleichzeitig die Antriebsenergie für die Wärmepumpe liefert, bis knapp über Umgebungstemperatur ausgekühlt und der im Abgas enthaltene Wasserdampf auskondensiert werden. Dies stellt eine Optimierung der Brennwerttechnologie dar und betrifft vorrangig den Abgasstrang nach einem konventionellen Wasserheizkessel. Es ließen sich daher Synergien schaffen: Es wurden inhaltlich vor allem Themen wie Benetzung in Verdampfern, Oberflächenstrukturen, und Wärmeübergänge auf Rauchgas- und Lösungsseite erörtert. Auch Konstruktionskonzepte und sowie Ergebnisse wurden gegenseitig diskutiert und ausgetauscht.

3.3 Arbeits- und Zeitplan

3.3.1 Meilensteine

Die unterschiedlichen Arbeitspakete in Tabelle 3-1 bauen aufeinander auf und sind eng verzahnt. Damit bedingt ein erfolgreiches Beenden des vorangegangenen Arbeitsschrittes einerseits die erfolgreiche Weiterführung des Projektplans. Andererseits wurden die Arbeitspakete derart gehalten, dass Verzögerungen möglichst nicht das gesamte Vorhaben behindern. In Anlehnung an den Arbeitsplan (vgl. Tabelle 3-1) wurden fünf Meilensteine gesetzt:

Meilenstein 1: Lastenheft - Festlegung der Anforderungen für das gesamte System

Kriterium: Verbindliche, umfassende Festlegungen (insbesondere in Bezug auf Umweltwärmequelle), mit deren Hilfe eine Anlagendimensionierung für die reale Umsetzung möglich ist

Meilenstein 2: Fertigstellung des finalen Funktionsmusters der AWP

Kriterium: Leckagegeprüfte, vakuumdichte und funktionstüchtige einstufige Absorptionswärmepumpe steht zum Systemtest und anschließender Kopplung bereit

Meilenstein 3: Fertigstellung des finalen Funktionsmusters des HTD

Kriterium: Leckagegeprüfte, vakuumdichte Brenner-/Desorbereinheit steht zum Funktionstest und anschließender Kopplung bereit

Meilenstein 4: Hydraulische Kopplung von HTD und AWP

Kriterium 1: Beendigung der Versuche an den einzelnen Komponenten HTD und AWP

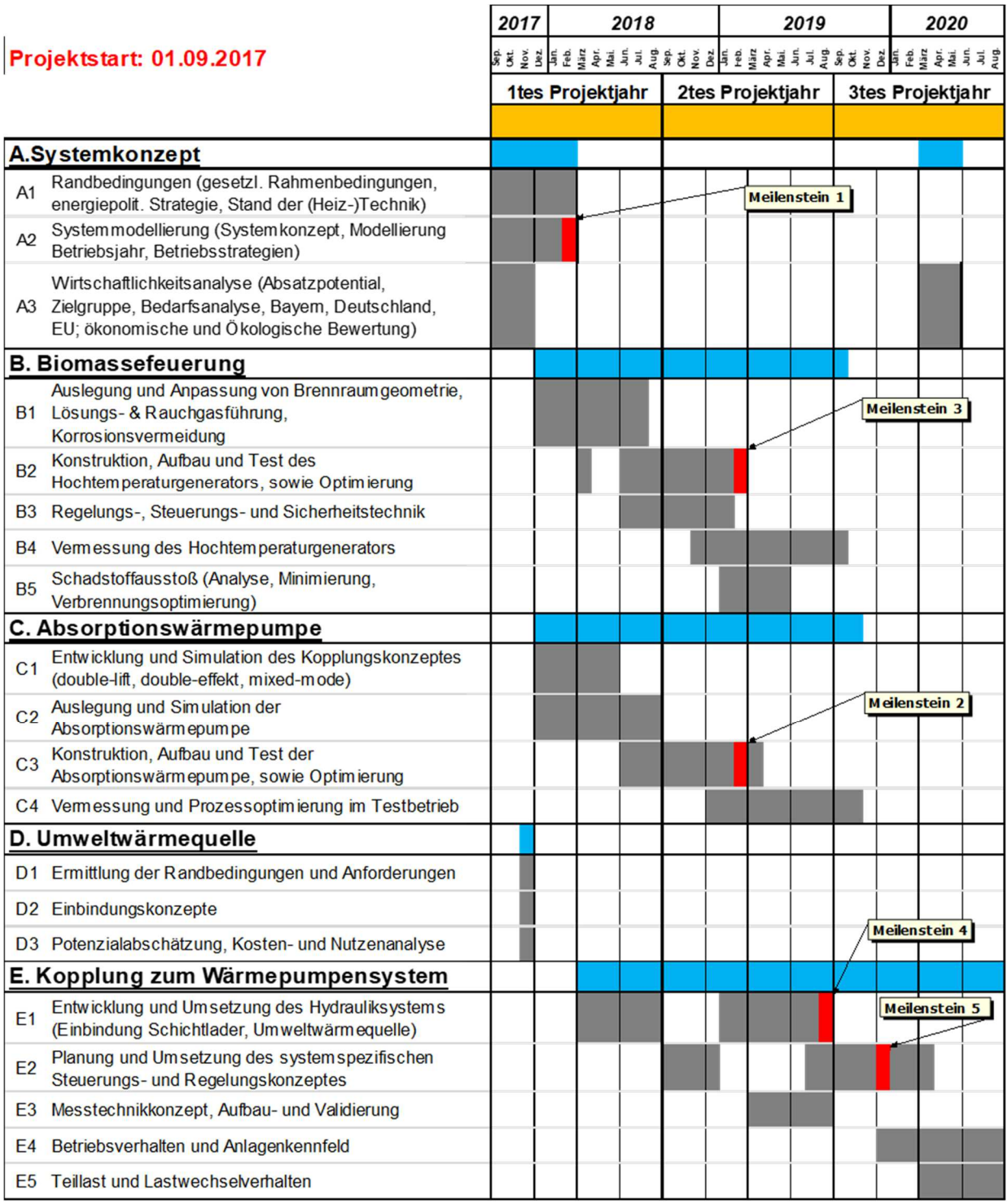
Kriterium 2: Vollständige elektrische und hydraulische Kopplung aller Komponenten zum Test des gekoppelten Betriebes

Meilenstein 5: Funktionsfähiges, automatisiertes System

Kriterium: Das gekoppelte System kann allein mittels Lastanforderung gestartet und betrieben werden. Damit ist die Softwareseitige Verschaltung und Optimierung nahezu abgeschlossen. Die Messkampagne zur Ermittlung des Anlagenkennfeldes ist möglich.

3.3.2 Arbeits- und Zeitplan

Tabelle 3-1: Balkenplan zur Visualisierung der geplanten zeitlichen Abfolge der Arbeitspakete



4 Stand von Wissenschaft und Technik

4.1 Arbeitsprinzip des im Vorhaben entwickelten Systems

Im Folgenden werden einleitend die Grundlagen der Wärmepumpentechnik mit Fokus auf Absorptionswärmepumpen dargestellt. Ausgehend vom Arbeitsprinzip wird auf die Funktionsweise der Basiskomponenten bei Nutzung des Arbeitsstoffpaares Wasser / wässrige Lithiumbromid eingegangen sowie die wichtigsten Kennzahlen zum Vergleich verschiedener Bauarten beschrieben. Diese Grundlagen mitsamt der hier eingeführten Nomenklatur werden im gesamten Schlussbericht konsistent genutzt, sodass dieser Abschnitt auch als erklärende Referenz zu verstehen ist.

4.1.1 Unterscheidung der Bauarten von Wärmepumpen anhand der Antriebsenergie

Wärmepumpen heben Wärme von niedrigen, für Wärmeanwendungen (Heizen, Trocknen, etc.) ungeeigneten Temperaturen auf ein nutzbares Temperaturniveau.

Die Energie, die zum Antrieb dieser Wärme-„Pumpe“ aufgewendet werden muss, kann elektrisch, mechanisch oder thermischer Art sein. Je nach Bereitstellungspfad der Antriebsenergie sind die verschiedenen Wärmepumpen ökonomisch und/oder ökologisch vorteilhafter.

Im Wesentlichen sind die zwei übergeordneten Bauarten nach der Antriebsart zu unterscheiden. Elektromechanisch angetriebene Systeme arbeiten meist mit einem motorgetriebenen Verdichter, auch Kompressor genannt. Demgegenüber erfolgt bei thermisch angetriebenen Wärmepumpen die Zufuhr der Antriebsenergie durch Wärme auf höherem Temperaturniveau – etwa Heißwasser, Dampf oder Rauch- bzw. Verbrennungsgase.

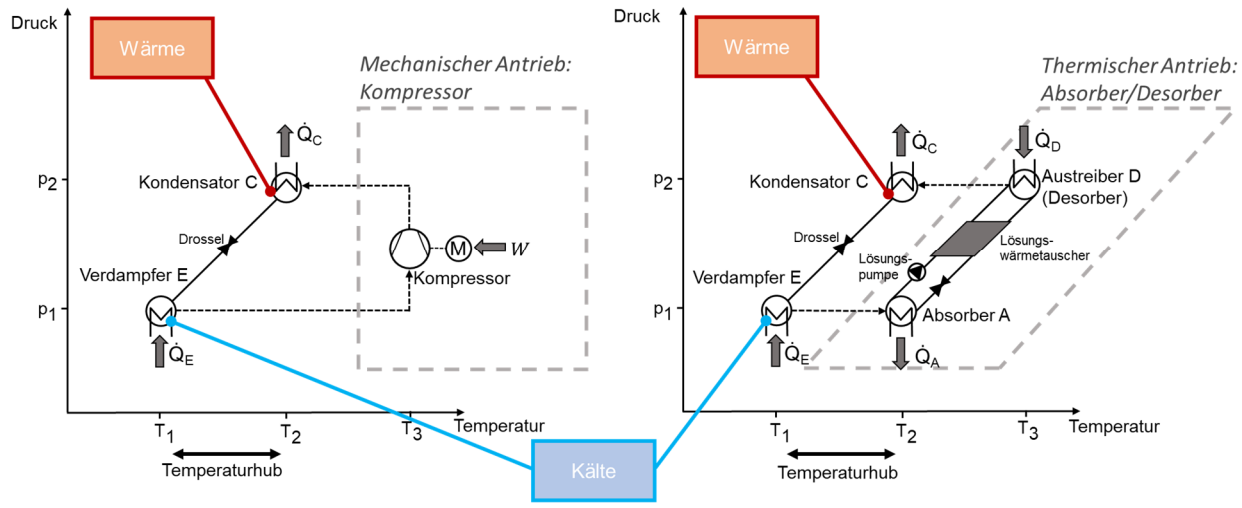


Abbildung 4-1: Arbeits- und Antriebsprinzip von elektrisch und thermisch angetriebenen Wärmepumpen

In beiden Bauarten wird der hohe Energieumsatz beim Phasenwechsel von Fluiden von flüssig zu dampfförmig ausgenutzt. Es wird also Kältemittel an einem Verdampfer-Wärmeübertrager bei niedrigen Tempe-

raturen verdampft, was es ermöglicht niedertemperierte Wärme in den Wärmepumpenprozess einzukoppeln. Damit dieser Vorgang kontinuierlich stattfinden kann, muss das Kältemittel anschließend wieder verflüssigt werden.

Um diese Verflüssigung zu ermöglichen, ist die Antriebsenergie einzusetzen. Da der Zustand eines Fluides (z.B. flüssig oder gasförmig) aber auch dessen Phasenwechselpunkt durch Druck und Temperatur definiert werden, kann durch Änderung des Druckes die Phasenwechseltemperatur geändert werden. Wird nun also das verdampfte Kältemittel auf ein höheres Druckniveau gebracht, so kann es bei höherer Temperatur verflüssigt (auch: *kondensiert*) werden.

Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 4-1 dargestellt. Das Kältemittel wird bei niedriger Temperatur T_1 und niedrigem Druck p_1 verdampft und anschließend auf einen höheren Druck p_2 gehoben. Anschließend wird das Kältemittel bei höherer Temperatur T_2 wieder kondensiert. Die bei der Kondensation freiwerdende Wärmemenge setzt sich aus der im Verdampfer eingebrachten Wärmeenergie und der eingebrachten Antriebsenergie zusammen. Für Wärmepumpen ist diese gesamte Wärmemenge beim Temperaturniveau T_2 die z.B. für Heizzwecke nutzbare Energie. Da beim Verdampfer Wärme entzogen wird, also eine Abkühlung einer niedertemperierten Wärme stattfindet, können sowohl elektrisch als auch thermisch angetriebene Wärmepumpen prinzipiell sowohl zu Heiz- als auch zu Kühlzwecken genutzt werden.

Der Verdichtungsvorgang bei elektrischen Kompressionswärmepumpen benötigt auf Grund der Volumenänderungsarbeit des kompressiblen Kältemitteldampfs eine erhöhte elektrische Leistung. Eine Absorptionswärmepumpe hingegen arbeitet mit einem sogenannten thermischen Verdichter. Dieser besteht aus mindestens einem Desorber und einem Absorber. Hier wird das gasförmige Kältemittel beispielsweise von einer wässrigen Salzlösung aus Lithiumbromid und Wasser absorbiert und somit verflüssigt. Für den anschließenden Hub der inkompressiblen Lösung aus Kältemittel und Sorbens auf das höhere Druckniveau wird nur ein Bruchteil der bei einer Kompressionsanlage einzusetzenden elektrischen Leistung benötigt. Somit ist dieses Antriebsprinzip der Absorptionswärmepumpen zu bevorzugen, wenn der Antrieb nicht primär elektrisch erfolgen kann oder soll. Für diesen Fall eignet sich die in diesem Vorhaben umgesetzte Idee der mittels Biomasseverbrennung direkt betriebenen Absorptionswärmepumpe.

4.1.2 Funktionsweise von Absorptionswärmepumpen mit dem Arbeitsstoffpaar Wasser/Lithiumbromidlösung

Mit Hilfe des Wechsels zwischen der flüssigen und dampfförmigen Phase des Kältemittels und dessen Druckhub wird auch in Absorptionswärmepumpen Energie zwischen verschiedenen Temperaturniveaus ausgetauscht bzw. gehoben. Als Arbeitsstoffpaar wird in diesem Verbundvorhaben wässrige Lithiumbromidlösung (LiBr) und Wasser eingesetzt, wobei das Wasser als Kältemittel fungiert. Dessen Dampfdruck ist unter 100 °C unterhalb von 1 bar_a, so dass alle Anlagenteile subatmosphärisch im Unterdruck betrieben werden (Grobvakuum).

Der für die kontinuierliche Wärme- bzw. Kältebereitstellung nötige Kreislauf, in welchem das verdampfte Wasser wieder verflüssigt wird, erfolgt bei der Bauart des hier entwickelten Absorptionswärmepumpensystems in drei Schritten:

1. Das im Verdampfer (E1, von englisch „Evaporator“) verdampfte Kältemittel Wasser wird im Absorber (A1) bei gleichem Druck aber höherer Temperatur vom hydrophilen Sorbat mit hoher Lithiumbromid-Konzentration absorbiert.
2. Die durch die Aufnahme des verdampften Kältemittels Wasser verdünnte LiBr-Lösung wird mit der Lösungspumpe in einen Behälter mit höherem Druck- und Temperaturniveau gefördert. Der höhere Druck resultiert aus dem zur Wärmeabgabe notwendigen Dampfdruck des Kältemittels. Um das Zweistoffgemisch destillativ wieder zu trennen, das Kältemittel also aus der Lösung zu desorbieren, bedarf es einer Temperatur, welche über der Siedetemperatur der Lösung bei gegebener LiBr-Konzentration und Druck liegt.
3. Das im Desorber ausgetriebene Kältemittel wird anschließend im Kondensator (C1 von englisch „Condenser“) bei gleichem Druck wieder verflüssigt. Die Kondensationstemperatur korreliert hier wiederum mit der Dampfdruckkurve des Kältemittels Wasser. Sie liegt bei gleichem Druck niedriger ist als die Lösungstemperatur im Desorber D1. Die wässrige Lösung ermöglicht gegenüber dem Reinstoff Wasser eine Siedepunkts-Erhöhung.

Der beschriebene Kreislauf ist in Abbildung 4-2 in einem sog. Dühringdiagramm dargestellt.

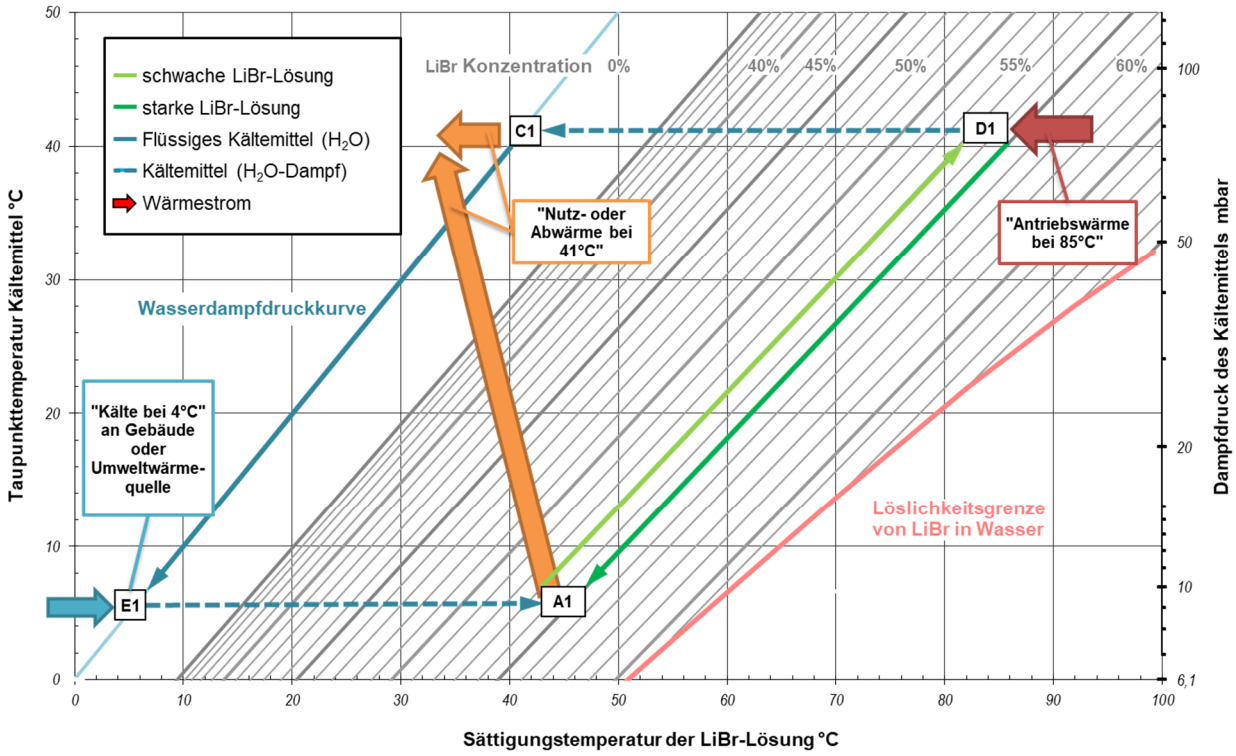


Abbildung 4-2: Single-Effect (SE) Absorptionswärmepumpe im Dühringdiagramm

Die rechte Ordinate gibt den Dampfdruck in logarithmischem Maßstab wieder. Die korrelierende Taupunkttemperatur des Kältemittels ist auf der linken Seite aufgetragen. Horizontal gibt die Abszisse die Sättigungstemperatur der LiBr-Lösung an. Die nahezu parallelen Diagonalen im Diagramm stellen Isosteren, also thermodynamische Gleichgewichtszustände aus konstanter LiBr-Konzentration, Temperatur und

Druck in der gesättigten (siedenden) Lösung dar. Diese in Abbildung 4-2 dargestellte Bauform wird als einstufige AWP bezeichnet (engl.: „Single-Effect“ oder „SE“), da die im Desorber D1 eingebrachte Wärme nur einmalig genutzt wird.

Erweiterung auf eine zweite Stufe

Die Effizienz von Absorptionskältemaschinen lässt sich durch Zweistufigkeit erhöhen. Dadurch kann die Antriebswärme zweifach genutzt werden. Der auch als *Double-Effect* (DE) bezeichnete Prozess basiert auf einer einstufigen Anlage, welche um einen zusätzlichen Kondensator (C2) und einen Desorber (D2, auch Hochtemperaturdesorber „HTD“) erweitert ist.

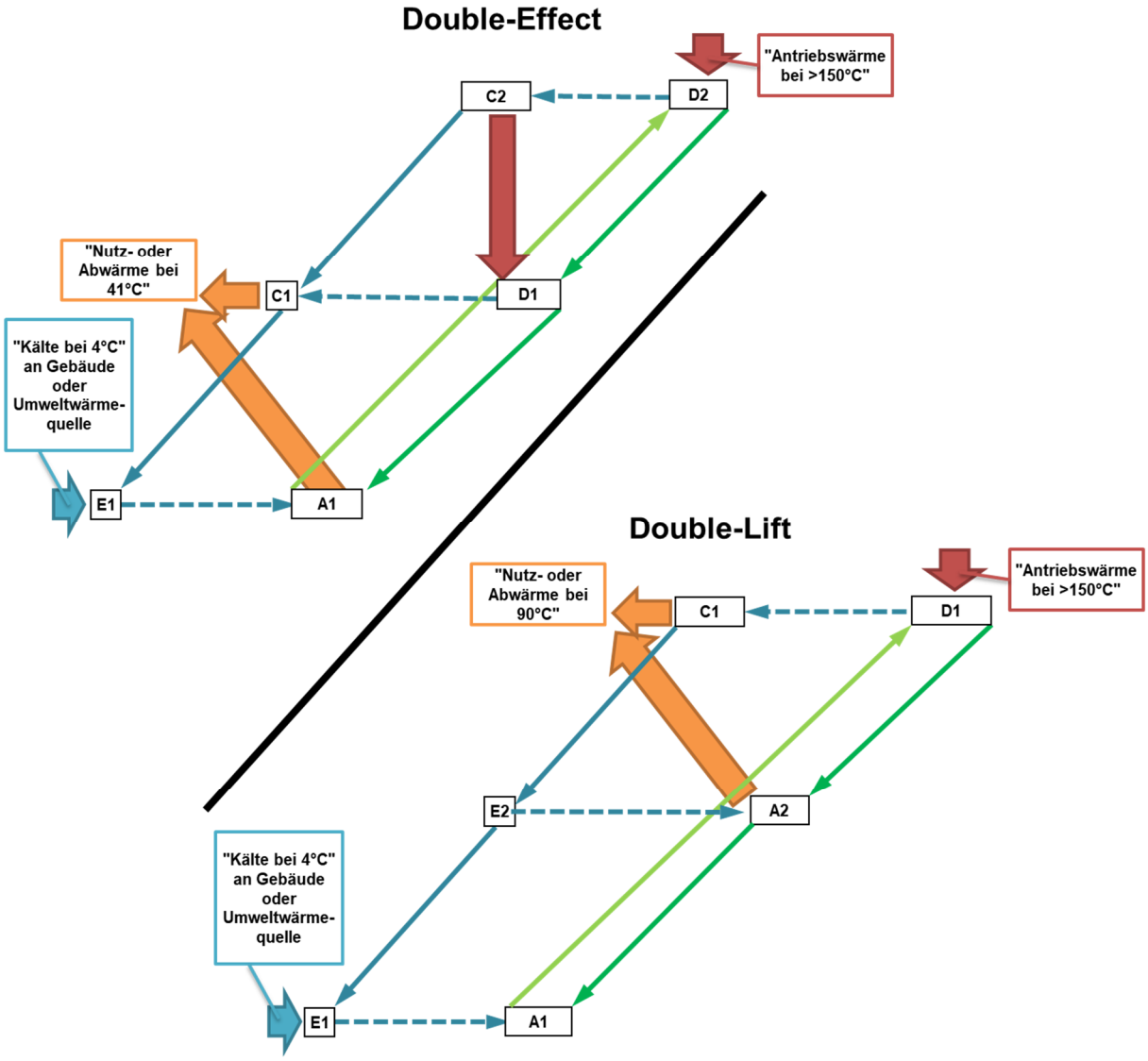


Abbildung 4-3: Double-Effect (DE) und Double-Lift (DL)-AWP als Raute in Anlehnung an Prozessdarstellung im Dühringdiagramm

Wie in Abbildung 4-3 links schematisch dargestellt, wird die Antriebswärme (z.B. aus der Biomasseverbrennung) am Desorber D2 bei einem höheren Temperaturniveau als am Desorber D1 erstmals in die Lösung eingebracht. Das ausgetriebene Kältemittel wird anschließend im Kondensator C2 kondensiert. Die dort freiwerdende Wärme wird dem D1 übergeben, regeneriert wiederum Lösung und stellt Kältemittel bereit. Eine Double-Effect-Kälteanlage hat damit drei verschiedene Druckebenen und nutzt die Antriebswärme auf zwei Temperaturniveaus. Die Effizienz in Bezug auf Kältebereitstellung ξ_{cool} beträgt bis zu 1,45, bei Wärmenutzung (ξ_{heat}) über 2,2.

Ist es notwendig, dauerhaft höhere Temperaturen an Absorber und Kondensator auszukoppeln bzw. die an der Umweltwärmequelle (Verdampfer E1) eingetragene Wärme auf ein höheres Temperaturniveau anzuheben, so kann das System auch als *Double-Lift* –Anlage (DL) betrieben werden. In diesem Fall wird der Desorber D1 als Absorber (A2), der Kondensator C1 als ein Verdampfer (E2) auf höherem Druckniveau betrieben. Der vergrößerte Temperaturhub auf bis zu 95 °C Nutztemperatur wird durch eine dann auf $\xi_{heat} \approx 1{,}3$ verringerte Effizienz erkauft.

Die Kreislaufführung der Lösung und des Kältemittels zwischen den verschiedenen Komponenten kann sowohl für Double-Lift als auch für Double-Effect unterschiedlich realisiert werden, wobei sich diese Varianten wiederum in Anlageneffizienz und im verfahrenstechnischen Aufwand unterscheiden.

Dem zweistufigen Prinzip folgend wird in diesem Vorhaben auch in zwei Hauptkomponenten unterschieden. Diese sind einerseits die Hochtemperaturstufe (Hochtemperaturdesorber „HTD“ und Kondensator 2 C2), welche direkt durch Biomasseverbrennung angetrieben wird und andererseits die Mittel- und Nieder-Temperatur- bzw. -Druck-Stufe (vgl. Abbildung 4-2), welche hier vereinfacht als Absorptionswärmepumpe („AWP“) bezeichnet wird.

Diese Unterscheidung in „AWP“ und „HTD“ ermöglicht es, die beiden Hauptkomponenten getrennt voneinander zu entwickeln, zu testen und zu analysieren. Im Projektplan (vgl. Tabelle 3-1) schlägt sich dies auch in der Differenzierung der Arbeitspakete „B“ für die Hochtemperaturstufe und „C“ für die „restliche Absorptionswärmepumpe“ nieder. Im Folgenden wird daher das gekoppelte System aus Hoch-, Mittel- und Niedertemperaturstufe mit allen internen und externen Verschaltungen sowie der Steuerung als Absorptionswärmepumpensystem bezeichnet.

4.1.3 Kennzahlen zur Bewertung des Gesamtsystems

Im Folgenden werden die wichtigsten Kennzahlen von Wärmepumpen und deren Definition genannt. Anhand dieser ist es möglich, die Leistungsfähigkeit des Systems zu charakterisieren.

Die für Kompressionsanlagen bekannten Leistungszahlen COP (=Coefficient of Performance) und EER (=Energy Efficiency Ratio) sind in der DIN EN 14511-1 klar definiert. Sie beschreiben das Verhältnis von bereitgestellter Wärmeleistung $\dot{Q}_{heat}$ (COP) oder bereitgestellter Kälteleistung $\dot{Q}_{cool}$ zur eingesetzten elektrischen Leistung P_{el} am Verdichter.

Der COP einer Kompressionswärmepumpe (KWP) lässt sich mit der Gleichung 4-1 berechnen.

$$COP_{KWP} = \frac{\dot{Q}_{heat}}{P_{el}} \qquad \textbf{Gl. 4-1}$$

Analog zum COP lässt sich die EER nach Gleichung 4-2 berechnen.

$$EER_{KKM} = \frac{\dot{Q}_{cool}}{P_{el}} \qquad \textbf{Gl. 4-2}$$

Werden nun diese beiden Kennzahlen für Absorptionsanlagen betrachtet, sind diese wesentlich größer als bei Kompressionsanlagen. Dies liegt daran, dass Absorptionsanlagen kaum elektrische Energie, sondern Wärmeenergie zum Antrieb benötigen. Daher wird diese elektrische Energie beim Betrieb einer Absorptionsanlage nur als Hilfsenergie bezeichnet. Ein Vergleich der Anlagentypen über diese Kennzahl ist somit kaum möglich.

Um diesem Problem entgegen zu wirken, wurde bereits die DIN EN 12309 eingeführt. In dieser Norm wurden Kennzahlen für gasbefeuerte Sorptions-Geräte für Heizung und/oder Kühlung festgelegt. Es wurde jeweils ein Wirkungsgrad der Gasausnutzung (Gas Utilisation Efficiency, GUE) und ein Hilfsenergiefaktor für den Heiz- und den Kühlbetrieb definiert. In Gleichung 4-3 wird beispielhaft dargestellt, wie sich der Wirkungsgrad der Gasausnutzung für den Heizfall GUE_h berechnen lässt. Die Hilfsenergiefaktoren werden wie der COP und die EER für Kompressionsanlagen berechnet.

$$GUE_h = \frac{\dot{Q}_{heat}}{\dot{Q}_{gmh}} \qquad \textbf{Gl. 4-3}$$

Die Leistung $\dot{Q}_{gmh}$ ist darin die gemessene, innerhalb der festgelegten Zeitspanne verbrauchte Gasenergie im Heizbetrieb.

In diesem Vorhaben erfolgt die Betrachtung - analog zu der oben genannten Norm für gasbefeuerte Anlagen - über jeweils zwei Kennzahlen für die Heiz- und die Kälteleistung. Allerdings findet eine „Kopplung“ mit der Norm für Kompressionswärmepumpen statt. So bleiben COP und EER gleich definiert und ersetzen die Hilfsenergiefaktoren. Die Wirkungsgrade der externen Wärmenutzung werden nach Gleichung 4-3 berechnet und als thermische Wärmeverhältnisse ξ bezeichnet, wie bereits von Ziegler [1997] verwendet.

Aufgrund dieser Festlegung ergeben sich also folgende Berechnungsgleichungen zur Bestimmung der wichtigsten Kennzahlen des Absorptionswärmepumpensystems. Darin sind die Variablen Y und Z als Indizes nach folgender Tabelle 4-1 je nach Betriebsart des Systems anzuwenden, da sich die Namen der Komponente an ihrer Funktion je nach Betriebsart orientieren:

Tabelle 4-1: Indizes für Kennzahlen zur Bewertung des Gesamtsystems

	Y	Z	Komponentennamen (vgl. Abbildung 4-2 & Abbildung 4-3)
Single-Effect (SE)	1	1	-- -- D1 C1 A1 E1
Double-Effect (DE)	2	1	D2 C2 D1 C1 A1 E1
Double-Lift (DL)	1	2	D1 C1 A2 E2 A1 E1

Wird die ausgekoppelte Wärmeleistung betrachtet, berechnet sich der COP nach der Gleichung 4-4, der das Verhältnis der Nutzwärme zum dafür notwendigen (Hilfs-)Elektroenergiebedarf beschreibt:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{AZ}+\dot{Q}_{C1}}{P_{el}} \qquad \textbf{Gl. 4-4}$$

sowie das Wärmeverhältnis ξ_{heat} (auch Heizzahl genannt) nach der Gleichung 4-5:

$$\xi_{heat} = \frac{\dot{Q}_{AZ}+\dot{Q}_{C1}}{\dot{Q}_{DY}} = \frac{\dot{Q}_R}{\dot{Q}_{DY}} = \frac{\dot{Q}_R}{\dot{Q}_{HTD}} \qquad \textbf{Gl. 4-5}$$

Die neu eingeführte Variable $\dot{Q}_R$ beschreibt darin die Gesamtsumme der ausgekoppelten Wärme an Absorber und Kondensator (Rückkühlwärme). $\dot{Q}_{HTD}$ ist die in den Hochtemperaturdesorber eingekoppelte Antriebsleistung. Wird nun die Kälteleistung am Verdampfer E1 betrachtet, berechnet sich die EER nach Gleichung 4-6:

$$EER = \frac{\dot{Q}_{E1}}{P_{el}} \qquad \textbf{Gl. 4-6}$$

und ξ_{cool} nach der Gleichung 4-7:

$$\xi_{cool} = \frac{\dot{Q}_{E1}}{\dot{Q}_{DY}} = \frac{\dot{Q}_{E1}}{\dot{Q}_{HTD}} \qquad \textbf{Gl. 4-7}$$

Um den Ausnutzungsgrad der Biomasseverbrennung zu beurteilen wird der in der Norm DIN EN 303-5 definierte Kesselwirkungsgrad nach Gleichung 4-8 genutzt:

$$\eta_K = \frac{\dot{Q}_{heat}}{\dot{m}_B \cdot H_i} = \frac{\dot{Q}_{heat}}{\dot{Q}_B} \qquad \textbf{Gl. 4-8}$$

Dieser Wirkungsgrad ist das Verhältnis der abgegebenen nutzbaren Wärmeleistung zur Feuerungsleistung. Die Feuerungsleistung Q_B ist das Produkt aus dem gemessenen Brennstoffmassenstrom und dem unteren Heizwert H_i. Die nutzbare Wärmeleistung ist bei Heizkesseln die nutzbar abgegebene Wärme(menge) an das Wasser, welches den Kessel durchströmt.

Für die Beurteilung der Wärmetauschergüte des Rauchgaswärmeübertragers unabhängig von der nutzbaren Wärmemenge wird für dieses Vorhaben zusätzlich der Wirkungsgrad η_{HTD} nach Gleichung 4-9 eingeführt. Dieser gewährleistet, dass die Brennstoffausnutzung bei der Verbrennung unabhängig vom Betriebsmodus vergleichbar wird, da stets die tatsächlich am HTD eingebrachte Wärme $\dot{Q}_{HTD}$ bilanziert wird.

$$\eta_{HTD} = \frac{\dot{Q}_{DY}}{\dot{m}_B \cdot H_i} = \frac{\dot{Q}_{DY}}{\dot{Q}_B} = \frac{\dot{Q}_{HTD}}{\dot{Q}_B} \qquad \textbf{Gl. 4-9}$$

Für das thermisch getriebene Wärmepumpensystem ist diese Angabe im Hinblick auf die zu Heizzwecken nutzbare Wärme jedoch irreführend, da aus der Kennzahl nicht hervorgeht, dass zusätzlich Wärme aus einer Umweltwärmequelle eingekoppelt wird.

Es wurde daher für dieses Vorhaben in Anlehnung an die DIN EN 12309 die „Biomass-Utilisation-Efficiency“ (BUE) eingeführt. Ist der Brennstoffausnutzungsgrad für Heizzwecke relevant, so setzt sich die Kennzahl BUE_h zusammen nach Gleichung 4-10:

$$BUE_h = \frac{\dot{Q}_{AZ}+\dot{Q}_{C1}}{\dot{m}_B \cdot H_i} = \frac{\dot{Q}_R}{\dot{m}_B \cdot H_i}$$ **Gl. 4-10**

Wird hingegen die Kältebereitstellung quantifiziert, so ist BUE_c nach Gleichung 4-11 zu betrachten.

$$BUE_c = \frac{\dot{Q}_{E1}}{\dot{m}_B \cdot H_i}$$ **Gl. 4-11**

Sollten sowohl Heizen UND Kühlen gleichzeitig genutzt werden, so ist der zusammengesetzte BUE_{hc} nach Gleichung 4-12 heranzuziehen.

$$BUE_{hc} = \frac{\dot{Q}_R + \dot{Q}_{E1}}{\dot{m}_B \cdot H_i}$$ **Gl. 4-12**

Auf die Berechnung dieser Kennzahlen wird bei der Vermessung der Anlage und der damit verbundenen Auswertung sowie Beurteilung zurückgegriffen. Die Ermittlung der einzubeziehenden Leistungen wird in Abschnitt 7.1.2 beschrieben.

4.2 Eigene Vorarbeiten zum Projektvorhaben

4.2.1 Vorarbeiten des ZAE Bayern

Innerhalb eines Unterarbeitspakets des abgeschlossenen Projektes zur „Erweiterung des Anwendungsspektrums optimierter, solarthermischer Systeme und Absorptionswärme-pumpen in Nord- und Zentraleuropa“ am ZAE Bayern (Solar Heating and Cooling in Northern and Central Europe FKZ: 03ET1331A) konnte ein kommerziell erhältlicher Holzpelletkessel zu einem mit Biomasse befeuerten Hochtemperaturdesorber für eine zweistufige Absorptionswärmepumpe umfunktioniert werden. Damit wurde die Machbarkeit des Konzeptes demonstriert („Proof of principle“). Diese Anlage erreichte auf den Brennstoff bezogene Wirkungsgrade BUE_h = 1,60 in Bezug auf Wärmebereitstellung bei 45°C. Wird statt dem Bezug des Nutzens auf den Brennstoff die im Prozess tatsächlich eingekoppelte Wärme betrachtet (analog zu den elektrischen Wärmepumpen), so stellt sich das Verfahren als noch effizienter heraus: Das Verhältnis von Nutzenergie zur Antriebsenergie (Nutzen/Aufwand) lag für den Kühlfall bei ξ_{cool} = 1,1 für den Heizfall bei ξ_{heat} = 2,2.

Dass die auf den Brennstoff bezogenen Wirkungsgrade nicht die erwünscht hohen Werte erreichte, resultierte u.a. daraus, dass die Brennraumgeometrie des alten Kessels nicht angepasst wurde. Die ehemalige Nennlast des genutzten Kesseltyps betrug 30 kW. In der umgesetzten Konfiguration wurden jedoch, aufgrund der Abhängigkeit zum einstufigen Teil, nur 15 kW als Auslegungspunkt veranschlagt. Der Kesselbetrieb fand somit dauerhaft nur im extremen Teillastbereich ≤ 50 % statt. Der Kesselwirkungsgrad η_{HTD} war daher mit ca. 76,9 % vergleichsweise schlecht. Eine Anpassung des Brennraums an die erforderliche Leistungsklasse war nicht möglich; für entsprechende biomasse-spezifische Baugruppen (Förderschnecken, Brennteller, Ascheaustrag etc.) und das verbrennungstechnische Know-How war kein Industrie- bzw. Projektpartner vorgesehen. Die Umsetzung war insofern nur als Vorversuch mit kleinem Budget geplant.

4.2.2 Vorarbeiten der HDG Bavaria GmbH

HDG entwickelt, produziert und vertreibt moderne Kesselanlagen für Pellets, Hackschnitzel und Scheitholz im Leistungsbereich von 10 bis 400 kW, die höchste Wirkungsgrade, niedrigste Emissionen und hohen Bedienkomfort aufweisen. Für seine Innovationen hat HDG schon viele Auszeichnungen erhalten. Sie bestätigen die Bedeutung der HDG Entwicklungen für den Fortschritt der Heiztechnik.

Was HDG macht, soll langfristig Wert und Bestand haben. Das gilt nicht nur für die Produkte. Das gilt vor allem auch für begeisterte Mitarbeiter, für sichere Arbeitsplätze, für kontinuierliche Fortbildung, für Forschung und Entwicklung innovativer Heiztechnologien, sowie für die vertrauensvolle und faire Zusammenarbeit mit den Kunden und Lieferanten.

Um den ständig sich ändernden Anforderungen im Bereich der Holzheiztechnik gerecht zu werden und um seinen Ruf des Vorreiters in der Verbrennung von Holzbrennstoffen gerecht zu werden, ist HDG stets bestrebt neueste Innovationen voranzutreiben.

Vor allem im Bereich der Brennkammergeometrie, der Rosttechnik und in den letzten Jahren auch im Bereich der elektrostatischen Partikelabscheidung versucht HDG kontinuierlich die Verbrennung von Holz voranzutreiben und die hohen Emissionsanforderungen bestmöglich einzuhalten.

Hierzu hat HDG in den letzten Jahren in verschiedenen Forschungsprojekten mitgewirkt und diese Projekte erfolgreich zu Ende geführt. Im Rahmen dieser Projekte wurden verschiedene Komponenten eines Holzheizkessels optimiert.

Dazu zählen unter anderem die Verbrennungstechnik von Stückholzkesseln und wie bereits oben erwähnt einen elektrostatischen Feinstaubabscheider der von der Idee bis hin zur Marktreife geführt wurde. Ebenso wurde die Hackgutzuführung (Austragung aus dem Brennstoffbunker, Zellenradschleuse, Stockerschnecke) zur Verbrennungseinheit weiterentwickelt.

Konkret im Hinblick zur Entwicklung innovativer Brennräume und Regelung sind folgende Projekte zu nennen:

- „LEVS“: Low-Emission-Verbrennungssystem für die Verbrennung von festen Brennstoffen in Vergaserkesseln. (BMWi, FKZ: 03KB093) Im Rahmen dieses Projekts wurde ein innovatives Verbrennungssystems für Vergaserkessel entwickelt und unter praktischen Einsatzbedingungen erfolgreich erprobt, welches sowohl eine Effizienzerhöhung als auch eine stabile, emissionsarme Verbrennung in allen Betriebsphasen unabhängig von dem verwendeten Brennstoff gewährleistet.
- „ScHoK+“: Scheitholzkessel 2020+. (Comet-Kompetenzzentrum BioEnergy2020+ i.V.m. Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft). Entwicklung einer Regelstrategie für Scheitholzkessel basierend auf den Kesselparametern der Steuerung „LambdaControl 2“

4.3 Stand der Technik

4.3.1 Kompressionskältemaschinen und -wärmepumpen

Kompressionskältemaschinen können heutzutage sehr effizient eingesetzt werden, um Fernkälte bereitzustellen. Regionale Energieversorger nutzen optimiert ausgelegte Großanlagen, um mit Leistungskennzahlen (≙ EER) zwischen 5 und 9,3 Kälte in Leistungsklassen von 1 bis 9 MW bei Vorlauftemperaturen von 6°C bis 10°C zu erzeugen. Im realen Betrieb ist bei großen Kompressionskälteanlagen im Mittel mit einem COP von 5,5 zu rechnen.

Elektrisch betriebene Kompressionswärmepumpen unterscheiden sich in ihrem Wirkungsgrad vor allem hinsichtlich der Art der benutzten Umweltwärmequelle. Laut einer Feldmessung des Fraunhofer Instituts in den Jahren 2005 bis 2010 mit 112 Heizanlagen im Leistungsbereich 2 bis 10 kW, variieren die mittleren Jahresarbeitszahlen daher von 2,9 bis 3,9 [Miara, 2011].

Luft/Wasser-Wärmepumpen, die Luft als Umweltwärmequelle nutzen, verschlechtern sich – im Vergleich zum Nennbetrieb - im realen Betrieb je nach Außentemperatur und gefordertem Temperaturhub und –niveau, also besonders in Wintermonaten, sogar auf eine Arbeitszahl von etwa 2,2, während die Arbeitszahlen erdgekoppelter Sole/Wasserwärmepumpen kaum schlechter als 3 ausfallen. Dies führt dazu, dass elektrisch betriebene Wärmepumpen unter Berücksichtigung des aktuellen Strommixes höhere CO2-Emissionen verursachen als reine solarthermische Systeme. Sogar bei jahresbilanziellem Anteil von 100 % erneuerbarem Strom sind mit Luft/Wasser-Wärmepumpen nur bei maximaler Effizienz ähnlich geringe Emissionen wie bei solarthermischer Wärmebereitstellung zu erreichen.

Da die Hersteller diese Erkenntnisse bereits in ihre Entwicklungsprozesse einfließen lassen, werden zunehmend Verbesserungen insbesondere im Luft/Wasser-Wärmepumpen-Segment erreicht. Ganz entscheidenden Einfluss hat diesbezüglich die Wahl, Auslegung und Anbindung der Umweltwärmequelle.

Die Kombination von Kompressions- und Absorptionskältetechnik gibt die Möglichkeit, ausfallsensible Anwendungen, etwa in Serverzentren oder Krankenhäusern, energetisch zu optimieren. Dabei lässt sich beispielsweise die Abwärme der Kompressionsmaschine zum Antrieb der Absorptionsanlage nutzen. Bei Ausfall einer Technologievariante, kann die zweite weiterhin Kälte bereitstellen, die Effizienz wird durch den Hybridbetrieb insgesamt erhöht.

4.3.2 Absorptionswärmepumpen

Moderne Absorptionskälteanlagen bzw. wärmepumpen sind seit über 70 Jahren insbesondere am asiatischen Markt verfügbar. Als Arbeitsstoffpaar wird üblicherweise Wasser / wässrige Lithiumbromidlösung (H_2O/LiBr) und Wasser verwendet, da dieses Stoffpaar insbesondere hinsichtlich Leistungsfähigkeit des Absorptionsprozesses kaum zu übertreffen ist.

Als weiteres populäres Stoffpaar ist Ammoniak/Wasser (NH3/H2O) zu nennen. Die Grenztemperatur des Kältemittels NH3 liegt bei etwa -60 °C, weshalb damit vor allem Prozesse zur Erzeugung tiefer Temperaturen realisiert werden.

Forschung zu sogenannten ionischen Flüssigkeiten, welche weniger korrosiv und umweltschädlich wären, führte bis heute zu keiner kommerziellen Umsetzung.

Einstufige Kälteanlagen mit dem Arbeitsstoffpaar Wasser/LiBr-Lösung erreichen meist Wärmeverhältnisse von $\xi_{cool} \approx 0{,}7\ldots0{,}8$ ($\xi_{heat} \approx 1{,}7$). Je nach Prozessbedingungen und Lastzustand variiert dieser Wert. Absorptionskältemaschinen weisen in der Regel im Vergleich zu Kompressionskälteanlagen erhöhte Bauvolumina auf.

Kälteanlagen mit Wasser als Kältemittel sind im Normalfall auf Temperaturen über 0°C limitiert, weshalb es bereits Untersuchungen gab, ohne Kristallisation auf bis zu -4°C abzukühlen und damit weitere Anwendungsfelder zu erschließen. Hierzu wird aktuell auch unter anderem am ZAE Bayern im Projekt „GALuWap“ (FKZ 03EN2005A) geforscht.

Mehrstufigkeit bei Ammoniak-Absorptionskälteanlagen für sehr niedrige Temperaturen bis -30°C könnte zukünftig serienmäßig bei einem $\xi_{cool} \approx 0{,}6$ möglich sein. Einstufige NH3-Anlagen erreichen je nach Temperaturniveau einen $\xi_{cool} \approx 0{,}4$.

In der Double-Effect-Konfiguration mit Wasser/LiBr-Lösung sind bereits verschiedene Anlagen in hohen Leistungsklassen (~1 MW) verfügbar. Laut Hersteller erreichen die direkt-, rauchgasgefeuert oder heißwasserbetriebenen Anlagen bei Leistungsklassen bis 5,3 MW einen ξ_{cool} von bis zu 1,4.

Im Mittleren Leistungssektor (~100 kW) werden gasbetriebene Wärmepumpen von verschiedenen Herstellern angeboten. Dabei handelt es sich um hocheffiziente Nischenanwendungen die oftmals Kombinationen aus Solarthermie, Zeolith und Gas-Brennwerttechnologie in einem System verbinden. Die Firma Buderus bietet eine Luft/Wasser-Absorptionswärmepumpe mit Ammoniak als Kältemittel an. Durch Zusammenschalten mehrerer Einheiten lassen sich 123 kW Leistung bei einem Wirkungsgrad von 165 % und einer maximalen Vorlauftemperatur von 70°C erreichen. Auch Hybridsysteme mit einer Kombination aus Gas und Strom sind verfügbar.

Am ZAE Bayern wurden bereits verschiedene Konzepte für effizientere, mehrstufige Anlagen entwickelt und prototypisch umgesetzt. So wurden bereits 1999 Single-Effect/Double-Lift-Anlagen eingesetzt ein, um Klimakälte mit Hilfe von Fernwärme bereitzustellen. Kren untersuchte eine rauchgasbetriebene Absorptionskälteanlage mit stehenden Siederohren [2009]. Plura verbesserte ein konventionelles Kraft-Wärme-Kälte-Kopplungs-konzept durch die Erweiterung des einstufigen zu einem „angepassten“ zweistufigen Absorptionskreislauf [2008]. Derzeit werden diese Forschungsansätze in mehreren Projekten am ZAE Bayern weitergeführt.

4.3.3 Biomassefeuerungen

Biomassekessel erreichen derzeit einen Wirkungsgrad „im Volllast- und Teillastbereich zwischen 90 und 93 %“ [FNR, 2020], werden also nahe an der optimalen Ausnutzung des Brennstoffheizwertes betrieben . Einige Hersteller und aktuelle Forschungsvorhaben versuchen diesen hohen Wirkungsgrad durch Regelungs- und Anlagenoptimierung oder mittels Brennwerttechnologie noch weiter zu steigern. Vereinzelte Anlagentypen erreichen bereits Wirkungsgrade bis zu 95 %. Durch die Verschärfung der Bedingungen der

1. BImschV im Jahr 2015 werden zudem intensive Untersuchungen zur weiteren Senkung der Schadstoffemissionen betrieben.

Daneben wird die Optimierung hinsichtlich der Effizienz der Kessel im tatsächlichen Einsatzumfeld vorangetrieben. Verbesserungen werden von den Herstellern vor allem mittels überarbeiteter oder neuer Regelstrategien sowie auf der primären Verbrennungsseite zur Vermeidung von Schadstoffen als auch auf der sekundären Seite zur Reduzierung von Emissionen erwartet.

Daneben gibt es bereits Hersteller, welche die Brennwertnutzung des holzartigen Brennstoffes anbieten. So können auf den Heizwert bezogen Wirkungsgrade bis 106 % erzielt werden [HERZ Energietechnik, 2020].

4.3.4 Potenzial holzartiger Biomasse zur Wärmebereitstellung

Die Deckung des Wärme- und Kältebedarfs für Gebäudeklimatisierung, macht etwa ein Drittel des gesamten Energiebedarfes aus. Um Treibhausgasemissionen zu vermeiden, werden heutzutage vorrangig Geothermie, Sonne, Biomasse oder durch Wärmepumpen aufgewertete Umgebungswärme eingesetzt. Der Energiequellenmix ist nach wie vor unausgeglichen und wird wohl erst nach einer langanhaltenden Übergangsphase ein ausgeglichenes Niveau erreichen. So deckte beispielsweise im Jahr 2016 die holzartige Biomasse 10,7 % des gesamten Wärmebedarfs in Deutschland und ist damit nach wie vor die bei weitem dominierende Energiequelle für erneuerbares Heizen [Pelkmans, 2018].

Holz gilt gemeinhin als ein klimafreundlicher Brennstoff. Dies trifft jedoch nur dann zu, wenn höchstens so viel Holz aus dem Wald entnommen wird wie im gleichen Zeitraum nachwächst. Auch leistet die stoffliche Nutzung von Holz einen größeren Beitrag zum Klimaschutz, da hierbei ebenfalls fossile Alternativen ersetzt werden können, das CO_2 jedoch im Baustoff gebunden bleibt. Wenn Stamm- und Schwachholz energetisch genutzt werden, sollte dies so effizient und emissionsarm wie möglich geschehen.

Beim Vergleich der verschiedenen Techniken zur Nutzung erneuerbarer Energien ist die jeweilige Flächeninanspruchnahme ein wichtiges Kriterium. Denn insbesondere fruchtbare Flächen sind zunehmend knappe Ressourcen mit entsprechendem Konfliktpotenzial. In „Langfristszenarien und Strategien für den Ausbau der erneuerbaren Energien“ [DLR, IWES, IFNE, 2012] wird gezeigt, dass Wind- und Solarenergie der Biomasse in der Flächeneffizienz um ein Vielfaches überlegen sind. Dies gilt auch für die Umwandlung des Wind- und Solarstroms in chemische Energieträger wie Methan oder Wasserstoff. Aufgrund des enormen Flächenbedarfs kann die Anbaubiomasse auch künftig rein rechnerisch nur sehr gering zur Energieversorgung beitragen.

Laut einer Studie des FNR aus dem Jahr 2015 liegt das ungenutzte Biomassepotenzial in Deutschland bei etwa 30 % der derzeitigen Nutzung [Brosowski et al., 2015]. Die Hälfte dieses Potenzials stellt Landschaftspflege- und Waldrestholz. Die Szenarien zur Erreichung der energiepolitischen Ziele der Bundesregierung sehen eine Halbierung des derzeitigen Primärenergieverbrauchs bis 2050, sowie eine biogene Deckung zu ¼ des Verbrauchs vor. Selbst bei Nutzung aller brachliegender biogenen Potenziale wären dann noch 25 % des Biomassebedarfs zusätzlich erforderlich. Derzeit werden bereits 7 % des Bioenergieanteils importiert.

In den letzten Jahren bewirkten große Trockenheit, starke Stürme und Schneebruch sowie zunehmender Schädlingsbefall der Wälder ein Überangebot an holzartiger Biomasse. Zukünftig ist jedoch davon auszugehen, dass genau diese jetzt sehr kostengünstig erhältliche Biomasse knapper wird.

Es ist somit unabdingbar, Biomasse für thermische Nutzung bereits jetzt, als Brückentechnologie und in Zukunft so effizient und schadstoffarm wie möglich zu nutzen.

4.3.5 Neuheitsgrad des entwickelten Systems

Direkt mit Biomasse befeuerte Wärmepumpen- und Kälteanlagensysteme wie in diesem Forschungsvorhaben untersucht wurden kommerziell bisher nicht umgesetzt. Zu nennen ist hier nur ein in Bangkok, Thailand installierter, Labor-Prototyp zur Unterstützung solarer Kühlung. Dieser besteht aus einem Vergaser zum Umsetzen von Holzkohle, um den Desorber bei Spitzenlast mit ausreichend Heißwasser versorgen zu können.

Auch gab es bereits den Versuch, einen Desorber bei Temperaturen über 100 °C zu betreiben. Eine Kooperation der TU Graz mit dem Kesselhersteller KWB verfolgte das Ziel, einen handelsüblichen Kessel zu modifizieren und damit eine mit Thermoöl versorgte AKM zu betreiben. Eine detaillierte Veröffentlichung, Projektergebnisse oder andere weiterführende Informationen sind jedoch nicht verfügbar.

Trotz intensiver Recherche konnte kein realisiertes, direkt mit Holzhackschnitzeln befeuertes Wärmepumpen- und Kälteanlagensystem, oder darauf abzielende Projekte identifiziert werden. Im Hinblick auf den Wärmepumpenmarkt scheint diese Technologie für Deutschland und Europa jedoch vielversprechend. Gegenwärtig zeigen sowohl Forschung und Entwicklung zur energieeffizienten Nutzung von Biomasse im Wärmemarkt als auch marktreife Produkte die Bedeutung der Thematik: etwa eine mit elektrischer Wärmepumpe ergänzter und mit Holzpellets befeuerte Heizeinheit. Vertreter der Industrie, namentlich der Bundesverband Wärmepumpe e.V. (BWP) und der Deutsche Energieholz- und Pellet-Verband e.V., weisen gemeinsam verstärkt auf das Potenzial der energetischen Biomassenutzung in Deutschland hin.

Eine genauere Untersuchung einer mit Biomasse direkt befeuerten, zweistufigen Absorptionswärmepumpe ist somit trotz vielfältiger Anwendungen der Absorptionstechnik und einer großen Anzahl verschiedener Produkte am Markt auf Grund der besseren Effizienz und den Vorteilen der direkten Kopplung sinnvoll und gerechtfertigt. Der Forschungsbedarf auf diesem vielversprechenden Einsatzgebiet ist nach wie vor hoch.

Abgrenzung zu anderen Technologien und Vorhaben

Die Abgrenzung des hier vorgestellten Entwicklungsvorhabens zu am Markt verfügbaren Produkten zur Wärmebereitstellung wurde bereits in den Abschnitten 4.3.1 und 4.3.2 impliziert. Diesbezüglich lässt sich zusammenfassend festhalten:

- Einstufige (Ab-)Sorptionstechnik ist weltweit verfügbar, jedoch weniger effizient als mehrstufige, Technologien, die aber nur in hohen Leistungsklassen (>500 kW) vor allem zur Kälteerzeugung angeboten werden.

- Elektrisch betriebene Wärmepumpen finden vor allem in Einzelhaushalten Anwendung (< 15 kW); die erreichten Jahresarbeitszahlen hängen stark von den Systembedingungen ab und variieren zwischen 2 und 4; eine alleinige Wärmebereitstellung mittels Elektrizität ist fragwürdig (Problematik der Energiespeicher- bzw. Reservelastkapazität, Transportinfrastruktur und „Dunkelflaute“)
- Thermisch betriebene Wärmepumpen arbeiten meist mit fossilen Energieträgern, teilweise mit dem weniger effizienten und giftigen Arbeitsstoff Ammoniak
- Wärmebereitstellung durch einfache Verbrennung fester Biomasse ist eine ausgereifte, jedoch nur schwer weiter zu optimierende Technologie
- Mit Biomasse direkt betriebene Wärmepumpen wurden bisher weder fundiert untersucht noch professionell umgesetzt

Das „Biomasse betriebene Wärmepumpen- und Kälteanlagensystem - BioWap“ stellt somit eine Innovation dar. Die Vorteile wurden in den vorangegangenen Abschnitten bereits erläutert, im Wesentlichen sind dies:

- Einsatz eines regenerativen Brennstoffs
- Starke Minderung von Brennstoffbedarf und Emissionen
- (Nahezu) Stromnetzunabhängigkeit
- Flexible Bereitstellung von Wärmen auf drei Temperaturniveaus
- Einfache Einbindung verschiedenster (Ab-)Wärmequellen und Hub auf brauchbare Temperaturniveaus
- Direkte Erzeugung von Klimakälte aus biogenem Brennstoff
- Die Kombination verlässlicher Technologien ermöglicht ein neues und robustes System
- Stärkung der regionalen Wertschöpfung und des Ressourcenkreislaufs ländlicher Regionen und städtischer Randgebiete

Insofern lässt sich das System auch gegenüber weiter gefassten Wärme- und Kältebereitstellungsarten abgrenzen:

Für das BMWi-Förderprogramm „Energetische Biomassenutzung“ hat das bearbeitete Konzept Alleinstellungsanspruch in Bezug auf vorrangig hocheffiziente Bereitstellung von Wärme (und Kälte) mittels Festbrennstoffen. Bisherige Forschungsarbeiten zielten vor allem auf die Kopplung von Wärme und Strombereitstellung, Untersuchung und Optimierung von Technologien zur Holzvergasung oder Emissionsminderung und der Bereitstellung homogener Brennstoffe durch Aufbereitung minderwertiger Qualitäten.

Im Gegensatz zu den weiterhin erarbeiteten Studien und Systemkonzepten zur Wärmebereitstellung, welche bestehende Komponenten optimal kombinieren, wurde mit dem Projekt „BioWap“ eine neuartige Technik (weiter-)entwickelt.

Zweistufige Absorptionswärmepumpe

Erst durch das hier vorgeschlagene Projektvorhaben wird das innovative Heiz- und Kühlsystem auf Basis einer zweistufigen Absorptionswärmepumpe und einer direkt gekoppelten Biomassefeuerung verfügbar gemacht.

Bisher werden zweistufige, direkt beheizte Systeme meist fossil und als Kaltwassersätze betrieben. Der in diesen Fällen vorgesehene Zweck ist damit die Nutzung von (Ab-)Wärme zur Bereitstellung von Kälte mit der Option einer stromnetzunabhängigen, fossilen Erzeugung von Kälte. In dem hier dargestellten Projektvorhaben soll die Anlage explizit auf die effiziente Bereitstellung von Wärme und damit einhergehend explizit auf die Einbindung der Umweltwärmequelle abgestimmt werden.

Konventionelle elektrische Wärmepumpen sind im Temperaturhub sehr stark limitiert. Je größer die Spreizung zwischen Temperatur der Umweltwärmequelle und Nutztemperatur („Temperaturhub“), desto geringer deren Effizienz. Ist das Bedarfsniveau zu hoch (> 50 °C) oder die Quellentemperatur zu niedrig, scheidet der Einsatz elektrischer Wärmepumpen meist aus oder wird insbesondere bei Einbezug der Strombereitstellungskette sehr ineffizient.

Zudem werden Niedertemperaturheizsysteme häufig grenzwertig (~45 °C) ausgelegt, sodass die elektrischen Wärmepumpen kaum die Effizienz im Nennbetriebszustand erreichen (~32 °C). Konventionelle elektrische Wärmepumpen haben zudem keine hohe Effizienz bei der Warmwasserbereitstellung (>60 °C). Für Trinkwasser ist dieses Temperaturniveau zur Legionellenvermeidung jedoch täglich notwendig. Häufig wird dieses dann mittels einfachem elektrischem Heizstab erzeugt.

Gegenüber den bisher erhältlichen zweistufigen Sorptionswärmepumpen sowie gegenüber elektromechanischen Wärmepumpen zeichnet sich das geplante System durch folgende Eigenschaften aus:

- Direkte Nutzung von Biomasse ohne Umwandlungsverluste, folglich hohe auf Brennstoff bezogene Effizienz
- Wärmepumpenbetrieb mit Wandlungseffizienzen bis 2,2 für den Betrieb von Niedertemperaturheizsystemen
- Wesentlich höherer Temperaturhub und damit breiteres Anwendungsfeld, gleichzeitig Verringerung der Kosten für Niedertemperaturheizsysteme (z.B. Fußbodenheizung) durch minimalen Heizflächenbedarf mit konstanter Effizienz der Wärmepumpe
- Im Wärmepumpenbetrieb können zusätzlich etwa 40 % der Nutzwärme für Hochtemperatursysteme – statische Heizflächen und Brauchwassererwärmung – ausgekoppelt werden. Die Heizzahl für die Hochtemperaturwärme (bis 90 °C) beträgt etwa 1,3.
- Bei begrenzter Wärmezufuhr aus der Umweltwärmequelle kann zusätzlich direkt Heizwärme aus der Biomassefeuerung bezogen werden. Damit ergibt sich ein monoenergetisches bivalentes Heizsystem. Im Gegensatz zu elektrischen Wärmepumpen ergibt sich jedoch unterhalb des Bivalenzpunktes – d.h. bei besonders niedrigen Außentemperaturen – kein Nachteil gegenüber konventionell gefeuerten Heizsystemen.

- Optimale Anlagenkonzeption (*besonders:* Wärmetauschergeometrie, Fluidführung, Anschlüsse) für den zweistufigen Betrieb mit einer Biomassefeuerung

Direkt mit Biomasse befeuerter Hochtemperaturdesorber (HTD)

Der *direkt* befeuerte HTD bringt vielfältige Vorteile mit sich:

- Kompakte Bauart und verringerter Installationsaufwand durch Vereinigung von Feuerung, Desorber und ggf. Kondensator
- Optimale Auskühlung des Rauchgases nahezu auf Prozesstemperatur durch Wegfall mindestens eines Wärmeübertragers und dessen Grädigkeit bzw. Pinchpoints
- Direkte Nutzbarmachung des Strahlungsanteils in der Feuerung und somit Verkleinerung der Wärmeübertragerfläche
- Betrieb des Kessels im Unterdruck und damit Wegfall der zwingenden Auflagen aus der Druckgeräterichtlinie (DGRL)
- Wegfall einer Zirkulationspumpe durch Konzeption als Naturumlaufprinzip
- Verringertes Flüssigkeitsvolumen und damit Steigerung der Kesseldynamik
- Wegfall von Energieumwandlungsverlusten über den elektrischen Transportpfad

Bei einem für den zweistufigen Prozess notwendigen Antriebstemperaturniveau von ca. 150 °C kann Wasser nicht mehr konventionell als Wärmeträger genutzt werden. Folglich wäre ein Kesselbetrieb bei vergleichsweise hohem Druck oder der Betrieb mit Thermoöl nötig. Beides erhöht den Konstruktions-, Material-, und Sicherheitsaufwand erheblich und lässt die Rentabilität unrealistisch erscheinen. Um beispielsweise eine mit Thermoöl versorgte AKM zu betreiben, muss berücksichtigt werden, dass feuerbeheizte Erhitzer mit organischen Wärmeträgern nach der DIN 4754 gegebenenfalls für einen Druck von mindestens 10 bar auszulegen sind, also mehr als das doppelte des üblichen Kesselbetriebsdruckes.

Das untersuchte Konzept für den Hochtemperaturdesorber wurde in dieser Bauart bisher weder realisiert noch untersucht und stellt somit eine Innovation dar. Gleichzeitig birgt es das Potenzial, mit überschaubarem Aufwand wirtschaftlich hergestellt und betrieben zu werden.

5 Konzeptphase

Die im vorliegenden Bericht beschriebene Systementwicklung wurde mit grundlegendsten Festlegungen begonnen. Ausgangspunkt der Arbeiten war die Idee, eine hocheffiziente und mit holzartiger Biomasse gefeuerte Anlage zur Wärmebereitstellung mit etwa 100 kW zu entwickeln. Da kein konkreter Auslegungsfall vorlag, mussten zunächst die wichtigsten Anwendungsfälle und physikalischen Randbedingungen für ein möglichst breites Anwendungsspektrum festgelegt werden.

Für das thermisch angetriebene Wärmepumpensystem waren folgende Einflussfaktoren zu diskutieren:

- Nutzbarkeit von Umweltwärmequellen
- Limitierungen durch das Arbeitsstoffpaar Wasser und Lithiumbromidlösung
- Relevante Gebäudearten und Anforderungen durch deren Beheizung

Aus der Gegenüberstellung und Untersuchung dieser Aspekte ergibt sich eine Schnittmenge für ein ökonomisch darstellbares Anlagenkonzept.

Daneben galt es, die „Antriebseinheit“ des Systems, also Brennraum und Rauchgaswärmetauscher zu gestalten und Schrittweise für eine stimmige Konstruktion auch im Sinne der Fertigbarkeit vorzubereiten.

Im folgenden Kapitel sind die für die entscheidenden Randbedingungen erarbeiteten Erkenntnisse zusammengefasst.

5.1 Umweltwärmequellen für Absorptionswärmepumpen

Die verschiedenen, für konventionelle Wärmepumpen üblichen Umweltwärmequellen wurden auf Eigenschaften wie Verfügbarkeit, Temperaturniveau und rechtliche sowie praktische Aspekte untersucht. Es zeigt sich, dass im Fall der zu entwickelnden Absorptionswärmepumpe die Wahl der Wärmequellen deutlichen Einschränkungen unterliegt, manche auch gar nicht nutzbar sind. Erfahrungen mit den Wärmequellen in Kombination mit Kompressionswärmepumpen können nicht direkt auf die Absorptionswärmepumpen übertragen werden, was vor allem am verdampferseitigen, unteren Temperaturlimit (Gefahr des Einfrierens des Kältemittels Wasser) liegt. Eine geschickte Wahl der Wärmequellen sowie der Einsatz der Gesamtanlage mit Fokus auf die Vorteile im Vergleich zur Kompressionstechnologie versprechen dennoch einen erfolgreichen Beitrag zur Energieeinsparung.

5.1.1 Randbedingungen und Anforderungen

Anders als bei Kompressionswärmepumpen ist der Wirkungsgrad bei Absorptionswärmepumpen weitgehend unabhängig von den Temperaturniveaus der Wärmequellen und Wärmesenken und damit im Allgemeinen näherungsweise konstant. Allerdings verändert sich die Leistung der Anlage mit dem Temperaturhub, weshalb die Bedeutung des Temperaturniveaus der Wärmequelle untersucht wird.

Weitere Anforderungen an die Umweltwärmequelle resultieren aus dem Kältemittel und dem eingesetzten Verdampfer. Da in diesem Vorhaben Wasser als Kältemittel zum Einsatz kommt, muss die Temperatur im

Verdampfer einen gewissen „Sicherheitsabstand“ zum Gefrierpunkt des Wassers bei 0 °C aufweisen. Zudem ist der Wärmetransport von der (Umwelt-)Wärmequelle zum verdampfenden Arbeitsmedium wichtig. Ausschlaggebend sind hier der UA-Wert[3], die internen und externen Volumenströme sowie die treibende Temperaturdifferenz.

Der UA-Wert eines Wärmetauschers ist durch die Festlegung der Wärmetauschergeometrie eingeschränkt, die externen Volumenströme lassen sich zur Verbesserung des u-Wertes aufgrund der Druckverluste in den Rohrleitungen und Apparaten nicht beliebig erhöhen. Dies führt zu einem unteren Limit für das Temperaturniveau der Wärmequelle, bei dem noch genug Wärme übertragen werden kann. Dieses Limit wird von der Verdampfertemperatur und einer der Wärmequelle entsprechenden Grädigkeit (z.B. 5 K) beschränkt.

Die minimale interne Verdampfertemperatur, also die Temperatur, bei welcher das Kältemittel Wasser bei gegebenem Druck im Verdampfer von der flüssigen in die Gasphase wechselt, wurde für die Betrachtungen der Umweltwärmequellen auf 3 °C festgelegt. Dieser Wert wurde aus regelungstechnischen Gründen angenommen: Temperaturschwankungen bei instationärem Betrieb führen dann nicht zum Einfrieren an Teilen des Verdampfers. Im Betrieb konnten jedoch auch mittlere Temperaturen bei ca. 1 °C ohne Einschränkungen erreicht werden. Für den Einzelfall sind die hier gemachten Bewertungen der Umweltwärmequellen also hinsichtlich der Verdampfertemperatur lediglich als Tendenz zu interpretieren.

Neben den thermodynamischen Anforderungen spielt auch die Verfügbarkeit der Umweltwärmequelle eine Rolle. Fällt ihre Temperatur an kalten Tagen unter das genannte anlagenseitige Minimum, muss die Heizwärme notfalls ausschließlich direkt aus der Biomasseverbrennung bereitgestellt werden. Allerdings ist dies mit Einbußen verbunden, da die reine Verbrennungsleistung deutlich unter der Heizleistung des gesamten Wärmepumpensystems liegt. Außerdem verringert sich dadurch die Jahresarbeitszahl.

Ein weiterer Gesichtspunkt sind rechtliche Rahmenbedingungen. Beispielsweise wird die oberflächennahe Geothermie[4] grundsätzlich von zwei Gesetzen auf Bundesebene reguliert, dem Bundesberggesetz (Bergrecht) und dem Wasserhaushaltsgesetz (Wasserrecht). Hinzukommen die jeweiligen Gesetze der Bundesländer. Um die Anwendung von oberflächennaher Geothermie zu erleichtern, haben die Bundesländer zusätzlich Leitfäden veröffentlicht, die über die jeweils im Bundesland herrschenden Gesetze sowie deren Interpretation informieren.

Auf diesen Anforderungen aufbauend werden folgend einige Umweltwärmequellen auf ihre Eignung hin erörtert und bewertet:

[3] Als UA-Wert wird hier das Produkt aus Wärmedurchgangskoeffizienten U und konkret betrachteter Fläche A (Einheit: W/K) verstanden.

[4] Unter oberflächennaher Geothermie versteht man im Allgemeinen die energetische Nutzung des Erdreichs bis 400 m also u.A. Erdwärmesonden, Erdwärmekollektoren und Grundwasser.

Erdwärmesonden

Im Allgemeinen können Erdwärmesonden die Absorptionswärmepumpe zuverlässig mit Umweltwärme versorgen und einen monovalenten[5] gewährleisten. Die richtige Dimensionierung spielt hier jedoch eine besonders wichtige Rolle, denn während bei Kompressionswärmepumpen bei falscher Dimensionierung die Soletemperatur und damit der COP sinken kann (Effizienzeinbußen), kann es bei Absorptionswärmepumpen zu Leistungseinbrüchen oder gar einem Stillstand kommen (Komfort- und damit Akzeptanzeinbußen).

Dies hängt mit der geringen Grädigkeit zwischen Verdampfer und Erdreich aufgrund der limitierenden Verdampfertemperatur zusammen und wirkt sich wegen der geringen Wärmeleitfähigkeit des Untergrunds von ca. 2 W/mK und einer mittleren Erdreichtemperatur zwischen 9 °C und 11 °C besonders gravierend aus. Lastspitzen, die bei konventionellen Wärmepumpen durch eine temporäre Unterkühlung des Erdreichs unterhalb des Gefrierpunkts abgefangen werden können, sind mit dem Absorptionswärmepumpensystem auf diese Weise nicht regulierbar.

Resultierend sollte im Hinblick auf die Wirtschaftlichkeit berücksichtigt werden, dass der Vorteil der eigentlich günstigeren Umweltwärmequelle (geringerer Flächen- und damit Bohrlochbedarf) bei Absorptionswärmepumpen aufgrund des im Vergleich zu Kompressionswärmepumpen geringeren Umweltwärmebedarfs für die gleiche Heizleistung geschmälert oder sogar ganz kompensiert wird.

Erdwärmekollektoren

Eine weitere Möglichkeit zur Nutzung der oberflächennahen Geothermie stellen Erdwärmekollektoren dar. Diese können sowohl direkt als auch indirekt ausgeführt sein und werden meist zwischen 1-2 m unter der Erdoberfläche angebracht. Die Kollektoren nutzen hauptsächlich die Energie aus dem Bereich oberhalb der neutralen Zone, wo die Regeneration durch Solarstrahlung und Sickerwasser geschieht. Daher ist eine Bebauung nicht sinnvoll, auf ausreichende Sonneneinstrahlung sollte geachtet werden.

Die Einbindung von Erdwärmekollektoren in das geplante Absorptionswärmepumpensystem gestaltet sich jedoch schwierig. Dies liegt einerseits am Temperaturniveau, denn Erdwärmekollektoren beziehen ihre Energie zum Großteil aus der latenten Wärme aus der Erstarrung der Feuchtigkeit im Boden. Die Wärme wird also bei Temperaturen um den Nullpunkt entzogen, während die Verdampfertemperatur der Absorptionswärmepumpe nicht unter 3 °C liegen sollte.

Zu Beginn der Heizperiode könnte dennoch zunächst die sensible Wärme des Bodens genutzt werden, wenn die Bodentemperatur in 2 m Tiefe noch über 10 °C liegt. Allerdings ist bei Wärmeentzug ab Dezember

[5] Zur Wärmeerzeugung wird bei monovalenter Betriebsweise nur ein Heizsystem bzw. ein Energieträger eingesetzt. Dies ist der Fall, wenn ein Wärmeerzeuger den gesamten Wärmebedarf allein decken kann und wenn keine weitere Energieart oder Anlage zusätzlich eingesetzt wird. Benötigen Heizsysteme die Unterstützung durch einen zweiten Wärmeerzeuger, handelt es sich um ein bivalentes System.

regelmäßig mit Frost und Temperaturen um den Gefrierpunkt zu rechnen, wodurch die Umweltwärmequelle nicht mehr genutzt werden kann. Außerdem ist in der geforderten Leistungsgröße der Flächenbedarf nicht unerheblich. Somit ist kein monovalenter Betrieb möglich.

Energiepfähle und erdberührte Bauteile (z.B. Tunnel)

Grundsätzlich lassen sich Energiepfähle und erdberührte Bauteile gut mit der zu entwickelnden Absorptionswärmepumpe kombinieren, indem in die Armierung entsprechende Wärmetauscherstrukturen eingebettet werden. Da die Verdampfertemperatur nicht weniger als 3 °C betragen sollte bzw. kann, ist ein Einfrieren der Pfähle und damit eine Beeinflussung der Statik ausgeschlossen.

Die tatsächliche Anwendbarkeit hängt jedoch auch stark vom Gebäudetyp ab. Gründungspfähle und andere erdberührte Bauteile kommen nur zum Einsatz, wenn der Untergrund dies aus Gründen der Statik erfordert. Auch die Form des Gebäudes spielt eine entscheidende Rolle. Da Energiepfähle deutlich kürzer als Erdwärmesonden sind, wird eine entsprechend hohe Anzahl benötigt, um den Wärmebedarf zu decken. Bei Hochhäusern beispielsweise, die ein großes Verhältnis von zu beheizender Fläche zu Grundfläche aufweisen, kann dies problematisch werden.

Grundwasser

Eine offene Form der Geothermienutzung stellen Brunnenanlagen dar. Dabei wird Grundwasser in einem Förderbrunnen an die Oberfläche gepumpt, im Verdampfer der Wärmepumpe abgekühlt und anschließend über einen Schluckbrunnen wieder dem Grundwasserleiter zugeführt. Förder- und Schluckbrunnen zusammen werden auch als Dublette bezeichnet.

Das Grundwasser besitzt über das Jahr hinweg eine relativ konstante Temperatur, die je nach Tiefe zwischen 7 und 12 °C schwankt. Insbesondere in Städten und deren Randgebieten ist die Grundwassertemperatur erhöht. Das hohe Temperaturniveau verspricht für Grundwasserwärmepumpen hohe Jahresarbeitszahlen, die allerdings durch den erhöhten Pumpaufwand gemindert werden. Grundwassernutzung bedarf zudem einer Genehmigung (i.d.R. Wasserwirtschaftsamt).

Die thermische Nutzung des Grundwassers ist auf die Absorptionswärmepumpe bezogen sehr vielversprechend. Aufgrund der hohen und relativ konstanten Quellentemperatur kann die Wärmepumpe monovalent über die gesamte Heizperiode betrieben werden, wenn die Ergiebigkeit des Grundwasserleiters gegeben ist und die Lizenzen erteilt werden.

Solarthermie

Im Winter besteht in Europa generell das Problem, dass nur wenig Solarstrahlung verfügbar ist und die Solarkollektorwirkungsgrade aufgrund der schwächeren Einstrahlung geringer sind. Zudem sind stets ausreichend große Pufferspeicher für den Nachtbetrieb notwendig.

Anstelle der konventionellen Heizungsunterstützung kann Solarstrahlung zur Bereitstellung von Umweltenergie für eine Wärmepumpe genutzt werden. Während für die direkte Warmwasserbereitung oder -vorwärmung ein möglichst hohes Temperaturniveau wünschenswert ist, kann die Absorptionswärmepumpe

bereits mit niedrigeren Temperaturen arbeiten. Dies führt zu geringeren Wärmeverlusten im Kollektor und somit zu einem höheren Kollektorwirkungsgrad.

Trotz dieser Vorteile eignen sich Solarkollektoren ohne saisonalen Speicher nicht zum monovalenten Betrieb der Wärmepumpe. Unter Verwendung eines Saisonalspeichers kann das Solarfeld hingegen kleiner dimensioniert und ein höherer Nutzungsgrad erreicht werden. Eine derartige Ausführung wurde im Projekt „Solare Nahwärme Ackermannbogen“ [Schweigler et al., 2011] realisiert: Über den Sommer heizen Solarkollektoren einen großen Saisonalspeicher auf. Zu Beginn der Heizperiode wird das Warmwasser zunächst solange direkt genutzt, bis die Speichertemperatur unter die benötigte Vorlauftemperatur sinkt. Anschließend macht eine einstufige, mit Fernwärme angetriebene Absorptionswärmepumpe die restliche Wärme nutzbar. Als Backup bei zu niedriger Quellentemperatur steht zusätzlich eine Koppelstelle des Fernwärmeanschlusses zur Verfügung.

Prinzipiell ist daher eine bivalente Anwendung mit solarthermischem Anteil denkbar, muss jedoch durch ausreichend große Speicher und Backupsystem ausfallsicher gestaltet werden.

Abwasser

Abwasser weist das ganze Jahr über Temperaturen zwischen 10 °C und 20 °C auf. Die darin enthaltene, nutzbare Energiemenge reicht laut einer Studie des Bundeslands Nordrhein-Westfalen aus, um jedes zehnte Gebäude in Deutschland mit Heizwärme zu versorgen. Aus diesem Grund ist die Wärmerückgewinnung besonders interessant. Für die thermische Nutzung kommen prinzipiell drei Einsatzorte in Frage. Die Wärme kann direkt im Gebäude, im Entwässerungssystem oder auf beziehungsweise nach der Kläranlage zurückgewonnen werden.

Bei der Rückgewinnung direkt im Gebäude weist das Abwasser die höchsten Temperaturen auf. Die Transportwege sind kurz und es findet keine Vermischung mit kühlem Niederschlagswasser statt. Die anfallenden Wassermengen schwanken über den Tagesverlauf jedoch sehr, weshalb eine Nutzung nur bei Gebäuden mit hohem Wasserverbrauch sinnvoll ist. Dies sind hauptsächlich Hotels, Schwimmbäder, Heime und Krankenhäuser.

Bei der Nutzung im Gebäude wird zwischen Schwarz- und Grauwasser unterschieden. Schwarzwasser enthält fäkale Feststoffe, Grauwasser hingegen nur geringere Verschmutzungen, wie sie beim Duschen oder Waschen anfallen. Aus praktischen Aspekten ist die thermische Nutzung des Grauwassers daher zu bevorzugen und lässt sich gerade in Neubauten mit getrennten Leitungen für Schwarz- und Grauwasser einfach realisieren. Für die Abwasserwärmerückgewinnung direkt im Gebäude eignen sich vor allem Spiralrohrwärmeübertrager, die in einen Schacht mit aufgestautem Abwasser eingebaut sind.

Die derzeit am weitesten verbreitete Methode zur thermischen Abwassernutzung stellt der Einbau von Wärmetauschern in die Kanalisation dar. Hier sind die Wassermengen größer und zeitlich konstanter, allerdings ist das Temperaturniveau aufgrund der Wärmeverluste und der Vermischung mit Regenwasser geringer als bei der direkten Nutzung im Gebäude. Zudem ist eine Zustimmung des Kanalnetz- und Kläranlagenbetreibers notwendig.

Für einen zuverlässigen Betrieb sollten im Tagesmittel bei trockenem Wetter mindestens 10-15 l/s Abwasser anfallen, was bei einer oberseitigen Abwassereinleitung von ca. 5.000 bis 10.000 Einwohnern der Fall ist. Unterhalb dieser Wassermenge sind ein wirtschaftlicher Betrieb und eine konstante Benetzung der Wärmeübertrager nicht gewährleistet. Als Richtwert für die Distanz von der Wärmepumpe zum Kanal gelten 100-300 m. Hierbei ist vor allem die Bebauung des Gebiets ausschlaggebend, da diese das Verlegen von Rohrleitungen erschwert.

Abwasser als Umweltwärmequelle kann sowohl beim Bestandskanal als auch beim Kanalneubau genutzt werden. Bei Bestandskanälen kann der nachträgliche Einbau eines Wärmeübertragers besonders kostengünstig erfolgen, wenn der Kanal saniert oder erneuert wird. In der Regel werden Rinnenwärmeübertrager verwendet, die an die Geometrie des Kanals anpassbar sind. Ebenso ist der Einbau von Rohren möglich, die mit Spezialmörtel in die Kanalsohle eingegossen werden. Aufgrund des zusätzlichen Wärmeleitwiderstandes des Mörtels sind Rinnenwärmeübertrager jedoch zu bevorzugen. Bei einem nachträglichen Einbau müssen die verkleinerte Querschnittsfläche und die damit verminderte Abflusskapazität berücksichtigt werden.

Zu beachten ist außerdem der Einfluss des Wärmeentzugs auf die Abwasserreinigungsanlage. Kläranlagen sind in der Regel auf eine minimale Wassereintrittstemperatur von 8 °C bis 10 °C ausgelegt. Die Eintrittstemperatur des Wassers darf diesen Wert nicht unterschreiten, beziehungsweise durch den Wärmeentzug um nicht mehr als 0,5 K verändert werden. Die thermische Abwassernutzung in oder nach der Kläranlage bietet daher den Vorteil, dass die Reinigungsleistung der Anlage nicht tangiert wird. Außerdem ist das Temperaturniveau im Ablauf im tageszeitlichen Mittel höher und konstanter.

Mit Abwasser steht für die zu entwickelnde Absorptionswärmepumpe also eine sehr vielversprechende Wärmequelle zur Verfügung. Durch das ganzjährig hohe Temperaturniveau kann die Wärmepumpe über die gesamte Heizperiode zuverlässig betrieben werden. Die mittlerweile marktreifen Wärmeübertrager ermöglichen eine hohe Planungssicherheit und einen geringen Wartungsaufwand. Bei Investitionskosten von 500-1000 €/kW Wärmequellenleistung ist die Abwasserwärmenutzung durchaus wirtschaftlich, zumal die Lebensdauer der Wärmeübertrager bei 30 bis 50 Jahren liegt. Da die Leistungsgröße verglichen mit anderen Projekten klein ist, sollte der Einbau der Wärmeübertrager einer 100 kW-Wärmepumpe jedoch nur im Rahmen von Sanierungen oder Neubauten stattfinden. Größere bauliche Maßnahmen und Abwasserumleitungen reduzieren die Wirtschaftlichkeit drastisch. Prinzipiell ist die Nutzung nach der Kläranlage erstrebenswert, da hier das Temperaturniveau am höchsten ist und die Reinigungsleistung nicht beeinflusst wird. Sind in der Nähe keine Abnehmer vorhanden, ist die Wärmegewinnung im Abwasserkanal zu empfehlen. Eine direkte Nutzung im Gebäude sollte nur bei entsprechend großen Abwassermengen realisiert werden, da ansonsten kein konstanter Betrieb der Wärmepumpe gewährleistet werden kann.

Meerwasser

In Küstengebieten ist die thermische Nutzung des Meerwassers möglich. Mit einer relativ hohen Temperatur und Wärmekapazität sowie einem niedrigen Gefrierpunkt bei unter -1°C stellt Meerwasser eine potenzielle Umweltwärmequelle dar, wenn die technischen Herausforderungen bewältigt werden.

Während beispielsweise die Außentemperaturen an der Nordsee in den Wintermonaten Dezember und Februar teils im zweistelligen Minusbereich liegen, weist das Meerwasser selbst im Februar in Küstennähe noch eine Monatsmitteltemperatur von ca. 4 °C auf. Im Winter kann zudem während der kalten Jahreszeit von einer vertikalen Durchmischung ausgegangen werden, während sich im Sommer eine Temperaturschichtung ausbildet [Bundesamt für Seeschifffahrt und Hydrographie, 2016, S. 85].

Neben den thermodynamisch vorteilhaften Eigenschaften stellen Meerwasserwärmepumpen allerdings eine große technische Herausforderung dar. Aufgrund der gelösten Chlorionen wirkt das Salzwasser stark korrosiv, sodass Rohrleitungen, Pumpen und Wärmeübertrager korrosionsbeständig ausgeführt sein müssen. Außerdem befinden sich im Wasser Verunreinigungen und Mikroorganismen wie Algen und Plankton, die zu Ablagerungen und Verstopfungen führen können. Daher sollte die Entnahmestelle 15-20m unter der Meeresoberfläche liegen und mit einem groben Filter ausgestattet sein. Dieser hält größere Objekte wie Fische oder Verunreinigungen ab und besitzt einen großen Querschnitt, um Druckverluste zu verringern. Kurz vor dem Verdampfer befindet sich ein Feinfilter, der vor Sand und Mikroorganismen schützt. Ein weiterer Vorteil der Wasserentnahme in der Tiefe ist die konstantere Temperatur.

Alternativ kann die Anlage indirekt ausgeführt werden. Durch die großflächigen Wärmeübertrager ist eine geringe Grädigkeit zwischen Meerwasser und Sole möglich. Auf der Gebäudeseite hingegen muss ein Kompromiss gefunden werden zwischen Baugröße und Grädigkeit des Verdampfers. Unter Berücksichtigung des unteren Temperaturlimits im Verdampfer von 3 °C und den minimalen Meerwassertemperaturen von ca. 4 °C ist die indirekte Variante in Deutschland kritisch zu betrachten; auf europäischer Ebene hingegen ist eine Anwendung relevanter: So liegen die mittleren Wassertemperaturen an der niederländischen und der britischen Küste die teilweise einige Grad höher.

Ein alternativer Ansatz zur Meerwassernutzung wird häufig in China realisiert. Bei sogenannten beach-well-infiltration-Systemen wird das Grundwasser in Küstennähe jedoch „an Land“ angezapft. Vorteile sind hier die Vorfilterung des Wassers durch den Untergrund und ein konstanteres, höheres Temperaturniveau [Jia et al., 2017]. Diese Variante ähnelt den geothermischen Brunnenanlagen, die verfügbare Wassermenge ist in Küstennähe jedoch höher.

Der Wärmeentzug im Winter beziehungsweise der Wärmeeintrag im Sommer stellen einen Eingriff in das Ökosystem der Meere dar. Seitens des Wasserhaushaltsgesetzes ist geregelt, dass bei der Benutzung von Küstengewässern keine Erlaubnis für das Einbringen und Einleiten von Stoffen erforderlich ist, „wenn dadurch keine signifikanten nachteiligen Veränderungen seiner Eigenschaften zu erwarten sind.“ [§ 43 WHG]. Darüber hinaus bestimmt Abschnitt 3a des WHG die Bewirtschaftung von Meeresgewässern, zu denen auch die Küstengewässer zählen. Nach § 45a Abs. 1 sind die Meeresgewässer so zu bewirtschaften, dass „ein guter Zustand [...] erhalten bleibt“.

Es kann also davon ausgegangen werden, dass aufgrund der deutlich niedrigeren Temperaturveränderungen durch die Wärmepumpe der Einfluss auf das Ökosystem vernachlässigbar ist beziehungsweise in einem Rahmen bleibt, innerhalb dessen die Wassertemperatur jährlich schwankt.

Die thermische Nutzung von Meerwasser durch die zu entwickelnde Absorptionswärmepumpe gestaltet sich trotz des relativ hohen Temperaturniveaus schwierig. Für die direkte Meerwassernutzung sind sehr

hochwertige Komponenten und Schutzvorrichtungen zu verwenden, die regelmäßig inspiziert und gereinigt werden müssen. In Skandinavien wird diese Bauart daher in der Regel bei sehr großen Anlagen im Bereich von mehreren Megawatt realisiert.

Binnen- bzw. Oberflächengewässer

Mittels Wärmepumpen lässt sich auch See- und Flusswasser thermisch nutzbar machen. Das Temperaturniveau der Wärmequelle hängt dabei von unterschiedlichen Faktoren wie dem Schmelzwasserabfluss und externen Wärmeeinträgen ab, beispielsweise durch Kraftwerke oder industrielle Abwässer. Sowohl Seen als auch Fließgewässer unterliegen starken jahreszeitlichen Schwankungen.

Die direkte Nutzung ist verglichen mit Meerwasser leichter umzusetzen, da das Süßwasser nicht so stark korrosiv wirkt. Mit einem direkten System kann eine geringe Grädigkeit zwischen Verdampfer und Wärmequelle erreicht und die Verfügbarkeit im Winter erhöht werden. Da sich der Verdampfer außerhalb des Gewässers befindet, besteht bei geringen Wassertemperaturen keine Frostgefahr an diesem.

Bei indirekten Systemen befindet sich der Wärmeübertrager im Gewässer. In Flüssen sind Schutzvorrichtungen einzubauen, um Beschädigungen durch Treibgut zu verhindern. In Seen hingegen ist die Strömungsgeschwindigkeit sehr gering, wodurch der Wärmeübergang schlechter ist und sich Ablagerungen bilden können. Je nach Gewässer ist bei indirekten Systemen auf eine frostsichere Ausführung zu achten.

Die tatsächliche Anwendbarkeit von Flusswasser als Wärmequelle wird letztendlich von mehreren Faktoren bestimmt. Der wichtigste Faktor ist die minimale Wassertemperatur im Winter, die wiederum vom Standort und Gewässer abhängt. Die maximal zulässige Temperaturspreizung beeinflusst hingegen die Effizienz zu Zeiten höherer Wassertemperatur. Weitere, nicht zu vernachlässigende Aspekte sind die regelmäßige Wartung und Reinigung der Armaturen und die über die Jahre variierende Wassertemperatur. Aus diesem Grund sollte stets geprüft werden, ob der Grundwasserbegleitstrom des Fließgewässers über eine Brunnenanlage einfacher genutzt werden kann.

Umgebungsluft

Umgebungsluft ist die Umweltwärmequelle mit der größten Verfügbarkeit. Sie ist jederzeit und in unbegrenzter Menge vorhanden, weist aber gleichzeitig auch die höchste Temperaturvariation auf. Die Erschließung ist unkompliziert, da lediglich ein Luft-Wasser-Wärmetauscher mit Lüftern benötigt wird. Im Vergleich zu flüssigkeitsbasierten Umweltwärmequellen wie Brunnenwasser ist die wesentlich geringere Wärmekapazität der Luft zu beachten. Daraus resultiert einerseits ein notwendigerweise höherer Volumenstrom, andererseits eine üblicherweise höher gewählte Auskühlungsrate. Bei Lufttemperaturen um den Gefrierpunkt kommt es beim Abkühlen der Luft bei hoher Luftfeuchtigkeit zur Eisbildung. Der Wärmeübertrager muss dann regelmäßig abgetaut werden, wodurch der Energiebedarf ansteigt und die Verfügbarkeit der Wärmequelle sinkt.

Es existieren drei Arten der Aufstellung von Luftwärmepumpen. Bei der Außenaufstellung befindet sich das komplette Wärmepumpensystem außerhalb des Gebäudes. Vorteile sind die Geräuschminderung und ein geringerer Flächenbedarf im Haus. Die Heizungsrohre müssen allerdings gut isoliert sein. Die Split-Aufstellung umgeht die Frostgefahr in den Rohrleitungen. Es befindet sich nur der Verdampfer außerhalb

des Gebäudes, die restliche Anlage im Inneren. Bei der Innenaufstellung ist die komplette Wärmepumpe ins Gebäude integriert, die Zu- und Abluft strömt über Luftkanäle ein und aus. In dieser Ausführung ist die Wärmepumpe vor Witterungseinflüssen geschützt, benötigt aber auch mehr Platz im Gebäude.

Aus rechtlicher Sicht sind Luftwärmepumpen unkompliziert, da sie nicht genehmigungspflichtig sind. Es müssen jedoch die Schallemissionen berücksichtigt werden.

Da die Effizienz und Leistungsfähigkeit der Wärmepumpen abhängig vom Temperaturniveau der Umweltwärmequelle sind, werden sie nur bis zu einer gewissen Außentemperatur monovalent ausgelegt. Unterhalb des sogenannten Bivalenzpunktes /z.B. 3 °C) wird die Wärme dann teilweise oder komplett über ein Spitzenlastsystem (Heizstab, Brennkessel) bereitgestellt.

Der Deckungsanteil des Grundlastwärmeerzeugers hängt neben dem Bivalenzpunkt auch vom Betriebsmodus ab. Im bivalent-parallelen Betrieb arbeiten beide Wärmeerzeuger unterhalb des Bivalenzpunktes gleichzeitig, beim bivalent-alternativem Betrieb wird der Grundlastwärmeerzeuger vom Spitzenlastwärmeerzeuger abgelöst.

Aufgrund der seitens der Absorptionswärmepumpe geforderten Verdampfungstemperatur von mindestens 3 °C ist die Verwendung von Umgebungsluft für das in diesem Vorhaben angestrebte System derzeit nicht möglich. Die geringe Dichte und Wärmekapazität der Luft erfordern für ökonomisch und technisch sinnvolle Luftwärmetauscher eine Abkühlung der Luft um 5 K. Daher muss die Umgebungsluft zum Betrieb der Absorptionswärmepumpe mindestens 8 °C betragen. Da unterhalb dieser Temperatur die Wärmepumpe nicht betrieben werden kann, ist dieser Wert als Bivalenztemperatur anzusetzen.

Während Kompressionwärmepumpen bei geringen Außentemperaturen im bivalent-parallelen Betrieb gefahren werden, muss die zu entwickelnde Absorptionswärmepumpe im bivalent-alternativen Modus laufen, um ein Einfrieren des Verdampfers zu verhindern. Mit einer Bivalenztemperatur von 8 °C ist der Deckungsanteil nach DIN V 4701-10 mit weniger als 15 % jedoch extrem gering. Selbst ein Absenken der Verdampfungstemperatur auf -3 °C (+2 °C Bivalenztemperatur) würde nur zu einem Deckungsanteil von 46% führen.

In einem derzeit am ZAE Bayern laufenden Forschungsprojekt (GaLuWap, FKZ 03EN2005, Projektlaufzeit 1.12.2019 bis 30.11.2022) werden Möglichkeiten untersucht, um Außenluft von minimal -10 °C als Umweltwärmequelle in Absorptionwärmepumpen mit dem Kältemittel Wasser nutzbar zu machen. Spätestens zum voraussichtlichen Projektende im Jahr 2022 empfiehlt es sich daher, eine neue Bewertung dieser Umweltwärmequelle für das in diesem Schlussbericht beschriebene System vorzunehmen.

Abwärme

Abwärme fällt bei vielen Industrieprozessen und Betrieben an und lässt sich je nach Temperaturniveau auf verschiedene Arten nutzbar machen, z.B. in Form von Strom, Wärme und Kälte.

Für Abwärme als Umweltwärmequelle kommen vor allem Abluft und Kühlwasser in Frage. In der Lebensmittel- und Papierindustrie fällt ein Großteil der Abwärme bei Trocknungsprozessen zwischen 20 °C und 80 °C an. Auch bei Hochtemperaturprozessen wie der Aluminiumherstellung treten kühlere Abluftströme

von 40 °C bis zu 80 °C auf. Ebenso lässt sich Abwärme aus Serverräumen und Ventilationsanlagen thermisch nutzen. Hier wird allerdings oft die direkte Wärmerückgewinnung mittels Wärmeübertrager in Lüftungsanlagen realisiert, zudem sind die anfallenden Wärmemengen in der Regel kleiner als der Heizwärmebedarf.

Bei der Nutzung von Abwärme sind nicht nur die untere, sondern auch eine obere Temperaturgrenze für diese Umweltwärmequelle zu beachten. Ist die Quellentemperatur zu hoch und eine Auskühlung nicht ausreichend niedrig möglich, so ist oftmals eine anderweitige Abwärmenutzung energetisch, ökonomisch aber auch im Sinne der Komplexitätsminderung sinnvoller.

Für das hier entwickelte System sind Verdampfungstemperaturen in der Anlage höher als 48°C prozesstechnisch limitierend, da im Absorberkühlkreis Temperaturen über 95 °C erreicht würden. Damit ist dort die Wärmeabgabe nur an Wasser im Überdruck oder an ein anderes Wärmeträgermedium, etwa Thermoöl möglich. Für eine effektive Abwärmenutzung sind drei Parameter ausschlaggebend: Die Wärmequellentemperatur, die Vorlauftemperatur des Heizsystems und der jährliche Wärmebedarf. Je höher die jährliche Auslastung des Systems ist, desto eher ist der Aufwand der Anlageninstallation nahe der oberen Verdampfungstemperatur gerechtfertigt.

Rauchgaskondensation

Die Kondensation von in Rauchgasen enthaltenen Flüssigkeiten kann als Sonderform von Abwärme betrachtet werden. Für den im Vorhaben eingesetzten holzartigen Brennstoff ist diese Art der Umweltwärmequelle besonders attraktiv: Konventionelle Brennwertnutzung ist häufig limitiert auf Anwendungen mit niedrigen Vorlauftemperaturen in Heizanlagen, idealerweise kleiner 40 °C. Bei diesem Temperaturniveau kann entsprechend dem relativ hohen Feuchtegehalt des Abgases folgend ein Teil des im Abgas dampfförmig enthaltenen Wassers kondensiert werden. Folglich ist die Energieausbeute durch Kondensation niedriger, je höher die Kondensationstemperatur.

Im hier entwickelten System kann jedoch die Verdampfertemperatur wesentlich niedriger festgelegt werden. Somit lässt sich nahezu die gesamte latente und sensible Energie aus dem Rauchgas nutzen. Das Abkühlen des Rauchgases eines holzhackschnitzelbefeuerten Desorbers auf 25 °C ermöglicht eine Wärmequelleneinsparung von bis zu 18 % im Hocheffizienzmodus mit hoher Leistung (*Double-Effect*), wenn das Abgas als Umweltwärmequelle genutzt wird. Für hohe Temperaturhübe (*Double-Lift*) könnten bis zu 70 % der benötigten Umweltwärmequellenleistung nur durch Auskühlen des durch den „eigenen“ Antrieb erzeugten Rauchgases erfolgen. Dies resultiert insbesondere aus dem üblicherweise hohen Feuchtegehalt des Brennstoffes. Wird neben der Biomassewärmepumpe ein konventioneller Hackschnitzelkessel betrieben, so könnte je nach Betriebsmodus der gesamte Umweltwärmequellenbedarf durch Rauchgaskondensation gedeckt werden.

Problematisch dabei könnten jedoch die Abgasführung im Kamin sowie anfallendes Kondensat werden, auch wenn eine Neutralisationspflicht des Kondensats bei Holzbrennstoffen in der Regel für Anlagen in der vorliegenden Leistungsklasse nicht gegeben ist [Hartmann, 2004]. Da das Kondensat häufig sauer und relativ korrosiv ist, müssen Rauchgaskondensationsanlagen innen mit korrosionsbeständigen Materialien wie Edelstahl oder Keramik verkleidet sein. Auch das gesamte Abgassystem muss feuchteunempfindlich

und korrosionsbeständig sein. Da der Kamineffekt durch heißes Rauchgas ausbleibt, muss zusätzlich ein Rauchsauger am Kamin installiert sein, um die Abgase nach oben abzuleiten. Zudem muss eine regelmäßige, automatische Abreinigung des Wärmetauschers gewährleistet sein, um Fouling oder „Zusetzen“ der Wärmetauscheroberfläche zu vermeiden. Entsprechend sind nur wenige Wärmetauscher kommerziell erhältlich.

Konkrete Praxiserfahrungen sind zum Projektende eines Forschungsprojektes an der Hochschule München (FKZ 03KB133, vgl. auch Abschnitt 3.2) zu erwarten, da hier gezielt Rauchgaskondensation am Verdampfer untersucht werden soll.

5.1.2 Einbindung und Verfügbarkeit der Wärmequelle

Die am Verdampfer einzubindende Umweltwärmequelle hat einen bedeutenden Einfluss auf die Auslegung der Absorptionswärmepumpe. Durch die Wahl von Wasser als Kältemittel sind von den untersuchten Wärmequellen Grundwasser, Abwasser, Erdwärmesonden, Energiepfähle, Abwärme und die Rauchgaskondensation monovalent nutzbar. Das Temperaturniveau von Erdwärmekollektoren, Meerwasser, Umgebungsluft und Oberflächengewässer ist im Winter nicht ausreichend und würde zu einem Einfrieren des Verdampfers führen. Solarkollektoren als direkte Umweltwärmequelle liefern im Winter zu wenig Energie und können nur als Unterstützung oder in Kombination mit einem Saisonalspeicher verwendet werden.

Die Verdampfungstemperaturen liegen für die nutzbaren Wärmequellen zwischen 3 und 7 °C, bei Abwärmenutzung sind auch höhere Temperaturen möglich. Die Absorptionswärmepumpe sollte auf die niedrigste Verdampfungstemperatur ausgelegt werden, um die Auswahl an Umweltwärmequellen nicht weiter einzuschränken. Ein erhöhter Flächenbedarf in den Wärmetauschern ist dabei zu tolerieren. Das Temperaturniveau der Umweltwärmequelle beeinflusst des Weiteren den Betriebsmodus der Wärmepumpe (Double-Effect oder Double-Lift). Bei niedrigen Wärmequellentemperaturen wird im Double-Effect-Betrieb unter Umständen auch bei modernen Heizungsanlagen die benötigte Vorlauftemperatur nicht erreicht. Die Wärmepumpe muss dann im Double-Lift-Modus oder im Heat-Pipe-Modus mit verringerter Effizienz betrieben werden oder wirkungsgradmindernd Heizwärme ausgekoppelt werden.

Bei Erdwärmesonden, Energiepfählen und Abwasserwärmetauschern handelt es sich um indirekte Systeme mit Wasser oder Sole als Wärmeträgermedium, welche problemlos an den Verdampfer angeschlossen werden können. Im Fall von Abwärme muss zwischen Abluft und Kühlwasser unterschieden werden. Kühlwasser kann ebenfalls direkt im Verdampfer genutzt werden, bei Abluft ist ein Luft-Wasser-Wärmetauscher notwendig. Um ein vorkonditioniertes System für alle Wärmequellen entwickeln zu können, sollte der Luft-Wasser-Wärmetauscher in einem Zwischenkreislauf eingebaut sein.

Grundwasser sollte direkt genutzt werden, um vom hohen Temperaturniveau zu profitieren. Da im Wasser jedoch Mineralien und andere Inhaltsstoffe gelöst sind, die im Brunnen nicht komplett herausgefiltert werden können, kann es mit der Zeit im Verdampfer zu Verunreinigungen und Ablagerung kommen. Zudem besteht erhöhte Korrosionsgefahr durch gelöste Ionen und Sauerstoff im Brunnenwasser. Auf eine entsprechende Zugänglichkeit zur Wartung und Reinigung sowie Materialauswahl ist daher zu achten.

Im Hinblick auf die Verfügbarkeit sind Erdwärmesonden zu bevorzugen. Sie sind prinzipiell überall einsetzbar, in Heilquellen- und Wasserschutzgebieten können jedoch Einschränkungen vorliegen. Außerdem existieren Gebiete mit Bohrtiefenbegrenzungen sowie länderspezifische Regelungen, die den Einsatz von Erdwärmesonden limitieren.

Grundwasser ist in vielen Regionen schon in geringen Tiefen anzutreffen. Wesentlich wichtiger als die Verfügbarkeit an sich sind jedoch die Wasserqualität und -menge, um einen zuverlässigen Betrieb der Wärmepumpe zu gewährleisten. Die Ergiebigkeit des Brunnens ist mittels eines Pumpversuchs nachzuweisen, eine genaue Analyse der Wasserinhaltsstoffe zu empfehlen. Thermisch aktivierte Gründungspfähle kommen nur dann zum Einsatz, wenn der Untergrund eines zu errichtenden Gebäudes eine geringe Tragfähigkeit besitzt. Ist der Heizwärmebedarf größer als das Angebot durch die Energiepfähle, kann das System mit zusätzlichen Erdwärmesonden erweitert werden.

Die thermodynamischen Vorteile der Abwassernutzung werden durch eine relativ starke Standortbegrenzung geschmälert. Für eine sinnvolle Abwassernutzung müssen ca. 10-15 l/s bei trockenem Wetter anfallen, was einer Einleitung von ca. 5.000 bis 10.000 Einwohnern stromauf der Entnahmestelle entspricht. Zudem müssen sich die Wärmeabnehmer in der Nähe der Kanalisation befinden. Da es sich mit 50 kW Verdampferleistung um einen verhältnismäßig kleinen Wärmeübertrager handelt, ist eine Installation nur im Rahmen einer Kanalinspektion, -sanierung oder eines Neubaus zu empfehlen.

Die Nutzbarkeit der Abwärme hängt von mehreren Faktoren ab. Erstens muss in der näheren Umgebung Wärmebedarf bestehen. Zweitens darf das Temperaturniveau nur so hoch sein, dass die Nutzung über eine Wärmepumpe sinnvoller als der Antrieb der Absorptionsmaschine selbst oder die direkte Nutzung ist.

Ein wichtiger Aspekt bei der Bewertung der Verfügbarkeit ist der Zusammenhang mit dem Temperaturniveau. Mit steigender Verdampfungstemperatur der Wärmepumpe sind weniger Wärmequellen nutzbar. Da Erdwärmesonden im Allgemeinen die höchste Verfügbarkeit aufweisen, ist die Verdampfungstemperatur so zu wählen, dass deren Nutzung möglich bleibt. Eine Auslegung auf eine Verdampfungstemperatur von 3°C oder niedriger ist daher empfehlenswert.

Die reale Verfügbarkeit wird häufig durch rechtliche Aspekte und Interessenskonflikte geschmälert. Die einzige genehmigungsfreie Wärmequelle stellt die Abwärme dar. Bei der thermischen Abwassernutzung existieren keine gesetzlichen Regelungen, allerdings müssen die Interessen des Kläranlagen- und des Kanalnetzbetreibers gewahrt bleiben. Die Reinigungsleistung der Kläranlage sowie die Abflusskapazität der Kanäle dürfen durch den eingebauten Wärmeübertrager nicht negativ beeinflusst werden. Aus diesem Grund ist eine enge Zusammenarbeit mit dem Kläranlagen- und Kanalnetzbetreiber notwendig.

Die größten rechtlichen Hürden treten bei den drei geothermischen Wärmequellen Erdwärmesonden, Grundwasserbrunnen und Gründungspfähle auf. Gründungspfähle und Erdwärmesonden sind in jedem Fall wasserrechtlich anzeigepflichtig. Kommt es zusätzlich zu Kontakt mit Grundwasser, ist eine wasserrechtliche Erlaubnis notwendig. Erdwärmesonden tiefer als 100 m fallen unter das Bergrecht. Grundwasserbrunnen erfordern stets eine wasserrechtliche Erlaubnis. Da es sich um eine Wärmequellenleistung von weniger als 50 kW handelt, ist beispielsweise in Bayern ein Gutachten eines privaten Sachverständigen der Wasserwirtschaft einzureichen.

5.1.3 Richtwerte für Investitionskosten geeigneter Umweltwärmequellen

Im Vergleich zum COP einer guten Kompressionswärmepumpe (ca. 4) ist das Wärmeverhältnis ξ bei einer Absorptionswärmepumpe mit einem Wert von 2 deutlich geringer. Dadurch fällt auch die Umweltwärmequelle im Hinblick auf die zu erschließende Leistung kleiner aus, was sich in den Investitionskosten widerspiegeln sollte. Im Fall der zu entwickelnden Absorptionswärme-pumpe wird im Double-Effect-Betrieb eine Wärmequellenleistung von rund 50 kW benötigt. Im Double-Lift-Modus kann die Umweltwärmequelle aufgrund des geringeren Wärmeverhältnisses kleiner dimensioniert werden. Dies wirkt sich hauptsächlich auf die Gesamtinvestitions- und Betriebskosten aus. Die spezifischen Investitionskosten steigen leicht, da die fixen Kosten schwächer abnehmen. In der folgenden Bewertung wird ein Wärmeverhältnis von 2 angesetzt.

Aus wirtschaftlicher Sicht sind Grundwasserbrunnen und Abwasserwärmeübertrager klar zu bevorzugen. Ausgehend von den oben erarbeiteten Kennzahlen liegen diese inklusive Installation preislich zwischen 20.000 € und 50.000 €. Eine Extrapolation der spezifischen Kosten für einen Grundwasserbrunnen liefert bei einem benötigten Volumenstrom von 15 m³/h Investitionskosten von 32.100 €.

Bei Energiepfählen sind die Kosten nicht exakt zu beziffern, da sie mit den Baukosten des Gebäudes verschmelzen. Der Mehraufwand zur thermischen Aktivierung ist mit ca. 15 €/m Pfahllänge jedoch gering. Unter der Annahme einer Entzugsrate von 25 W/m beträgt die gesamte Länge an Energiepfählen 2000 m und der Mehraufwand 30.000 €. Hinzu kommen die Kosten für die horizontale Anbindung, die von der Gebäudelänge und der Anzahl an Pfählen abhängt. Energiepfähle stellen somit eine vielversprechende Alternative zu den anderen Umweltwärmequellen dar.

Bei Erdwärmesonden sind die Entzugsraten aufgrund der hohen Soletemperatur sehr gering. Hier ist mit Kosten von 130.000 € zu rechnen. Eine Wärmerückführung im Sommer wird vorausgesetzt. Ohne Wärmerückführung steigen die Investitionskosten auf 160.000 €.

Im Fall von Abwärme können keine Richtwerte angegeben werden, da diese vom speziellen Anwendungsfall abhängen. Prinzipiell wird jedoch nur ein Wärmetauscher beziehungsweise ein Zwischenkreislauf benötigt.

Tabelle 5-1 fasst die wichtigsten Erkenntnisse über Umweltwärmequellen zusammen und gibt Richtwerte Investitionskosten wider.

Tabelle 5-1: Überblick über die untersuchten Wärmequellen

Wärmequelle	Auslegungstempe-ratur Verdampfer	Spezifische Entnahmeleistung	Spezifische Investitions-kosten	Leistungsspez. Investitionskosten
Erdwärme-sonden	3 ℃	15 bis 20 W/m	50 bis 70 €/m	2600 bis 3200 €/kW
Erdwärmekol-lektoren	-3 ℃	10 bis 40 W/m²	-	380 bis 530 €/kW
Grundwasser	6 ℃	1,2 bis 7,1 kW/(m³/h)	2140 €/(m³/h)	300 bis 1780 €/kW
Gründungs-pfähle	3 ℃	25 bis 50 W/m	15 €/m [a]	300 bis 600 €/kW
Solarkollekt-oren	einstellbar	-	-	6000 bis 7540 €/kW [b]
Meerwasser	1 bis 4 ℃	1,2 bis 7,1 kW/(m³/h)	-	-
Umgebungs-luft	- [c]	1,75 kW/(1000 m³/h)	-	-
Abwasser	6 bis 7 ℃	2,4 bis 4,9 kW/m² [d]	2500 bis 5700 €/m	400-1000 €/kW
Oberflächen-gewässer	1 bis 2 ℃	1,2-7,1 kW/(m³/h)	-	5070 €/kW [e]
Abwärme	>10 ℃	Vgl. Wasser o. Luft	-	-

[a] zuzüglich 10 € pro Meter für den horizontalen Anschluss

[b] in Kombination mit Saisonalspeicher

[c] Die Auslegungstemperatur hängt vom gewünschten Deckungsgrad im bivalent-alternativen Betrieb ab

[d] alternativ auf Kanallänge bezogen 1,4-7,7 kW/m

[e] Wert aus Referenzprojekt inklusive Wärmepumpe und Nahwärmenetz

5.2 Anforderungen durch Gebäudearten und Heizungstechnik

Gebäudeheizung soll behagliches Raumklima bereitstellen und aufrechterhalten. Die Raumlufttemperatur sollte den Anforderungen des Nutzers entsprechen und liegt meist bei 15 bis 25 °C. Sie sollte aber bedarfsgerecht eingestellt werden können. Gebäudeheizung trägt auch zu einem dauerhaften Erhalt des Gebäudes durch Verhindern bauphysikalischer Schäden (Feuchtigkeit) an der Gebäudehülle bei.

Die Anforderung verschiedener Gebäudetypen (Altbauten, Sanierungen und Neubauten sowohl als Wohn- als auch als Nichtwohngebäude) im Hinblick auf Heizungs- sowie Brauchwarmwasserbedarf ergeben sehr unterschiedliche Bedarfstemperaturniveaus für die Wärmeverbraucher. Als Wärmeverbraucher wird hier insbesondere die Übergabe von Heizwärme an den Raum verstanden. Hierfür werden Wärmeübertragungsflächen verwendet welche je nach Geometrie und Wirkprinzip unterschiedlich hohe Heizwassertemperaturen benötigen. Folgende Tabelle 5-2 macht die Unterschiede in den geforderten Temperaturniveaus je nach Baujahr des Gebäudes deutlich:

Tabelle 5-2: Beheizungsarten verschiedener Gebäudetypen nach Baujahr und Temperaturen[6]

Beheizungstyp	Vor-/ Rücklauf-temperatur	Baujahr ca.
Guss- & Stahlheizkörper	90/70	1930-1970
Radiatoren & Konvektoren	80/60	1970-2000
Heizkörper-NT	70/55	1970-2000
Heizkörper-BW	60/45, 55/45	1990-2010
Heizkörper (neu)[1) 2)]	45/35[1)], 40/30 oder 35/30[2)]	2010-Aktuell
Fußbodenheizung alt	45/ 35	1970-2000
Fußbodenheizung neu	35 (32)/ 28	2000-Aktuell
1) reine Heizkörpersysteme 2) Heizkörper mit FBH in Kombination oder Wärmepumpenheizkörper		

Als Folge divergieren Effizienz und Leistung des geplanten Systems stark. Daher wurde der Fokus der Entwicklung auf ein möglichst effizientes System mit hoher Leistung und mittlerer bis niedriger Heiztemperatur gelegt. Die Hauptrandbedingungen, wie sie in Abschnitt 5.6 umrissen werden, ermöglichen bei einer Vorlauftemperatur von 41°C eine Versorgung der meisten modernen Heizsysteme wie Deckensegel, Fußboden- und Wandheizungen sowie einige Radiatorentypen. Durch eine Festlegung auf 41°C werden zudem etwaige Wärmeverluste bei der Zuleitung zum Verbraucher kompensiert, sodass 40°C an der Entnahmestelle zur Verfügung stehen.

[6] Die Übersicht der Wärmeübertragerarten, Temperaturen und Baujahre wurden nach den einschlägigen Normenreihen DIN 4704 sowie DIN EN 442 , Recknagel Taschenbuch [2009], Herstellerangaben sowie Sanitär-Heizung-Klima -Fachforen, abgeschätzt und eingeteilt.

Die Warmwasserbereitstellung mittels lokaler Frischwassererwärmung am Zapf-Ort umgeht die Problematik der Legionellenbildung. Mittels vollelektronischer Durchlauferhitzer wird die für Duschen und Waschbecken ausreichende Entnahmetemperatur von bis zu 45°C erreicht: Die dafür nötige, tatsächliche elektrische Leistung beträgt beispielsweise etwa 1 kW bis 3,5 kW, für eine Erwärmung um 5 K (von 40 °C auf 45 °C) bei einer üblichen Durchflussmenge von 3 bis 10 Liter pro Minute [SIEMENS - Durchlauferhitzer, 2021].

Ein weiterer Vorteil der niedrigen Vorlauftemperatur sind die verringerten Wärmeverluste der Zuleitung. Auch können Niedertemperatur-Nahwärmesysteme bedient werden. Nichtsdestotrotz wurden in der Entwicklung Konzepte für eine zentrale Warmwasserbereitstellung berücksichtigt, wenngleich hintangestellt.

5.3 Kopplungskonzept des Absorptionswärmepumpensystems

Die einzelnen Komponenten des Systems müssen miteinander verbunden werden, um den Stoff- und Energieaustausch zu ermöglichen. Unterschieden wird hier zwischen der externen und der internen Kopplung. Die externe Kopplung bzw. die externen Kreise umfassen alle Wärmeträgerkreise, die die Absorptionswärmepumpe mit den Quellen und Senken verbinden, wie z.B. der externe Verdampferkreis, der die Umweltwärmequelle mit dem Verdampfer verbindet. Die interne Kopplung bzw. die internen Kreise umfassen alle prozessinternen Verbindungen der Absorptionswärmepumpe, wie z.B. Leitungen für den Transport von LiBr-Lösung vom Absorber zum Desorber.

Die externen Kreise arbeiten über Atmosphärendruck, während die internen Kreise für den Betrieb evakuiert und im Unterdruck betrieben werden. Die interne Kopplung betrifft damit alle Elemente, die direkt mit wässriger Lithiumbromidlösung und/oder dem Kältemittel Wasser in Berührung kommen. Die Externe Fluidführung ist in diesem Vorhaben mit dem Wärmeträgermedium Wasser bei etwa drei bar ausgeführt.

Prozessexterne stoff- und wärmestromführende Komponenten bei Umgebungsbedingungen bzw. Atmosphärendruck, etwa Brennstoff, Verbrennungsluft und Rauchgas, werden jeweils gesondert und explizit bezeichnet, sodass die Unterscheidung zwischen interner und externen Kreisen eindeutig bleibt.

Das System ist prinzipiell für zwei Hauptbetriebsweisen gedacht, wobei die Antriebswärme stets im Hochtemperaturdesorber (D2) eingebracht wird. Im sogenannten Double-Effect-Modus (DE) wird die am D2 eingekoppelte Wärme erneut am D1 und damit „doppelt“ genutzt, um den Wärmepumpenprozess anzutreiben. Ist ein größerer Temperaturhub nötig, so wird die Anlage im Double-Lift-Modus (DL) betrieben. Um die Umschaltung zwischen diesen beiden Modi sowohl im internen (Lösungs-)Kreislauf als auch auf der externen Medienseite (Kalt-, Kühl- und Heißwasser) zu realisieren, sind beide Betriebskonzepte in je ein Prozessschema für externe und interne Fluidführung zusammenzuführen.

5.3.1 Externe, hydraulische Kopplung

Abbildung 5-1 zeigt das Prinzipschema für die externe Verschaltung der Komponenten im Double-Effect-Modus, Abbildung 5-2 den Double-Lift-Modus. Einstufiger Betrieb (Single-Effect, „SE“) ist möglich, wenn der Desorber 1 (D1) in Abbildung 5-1 lediglich mit Heizwasser angetrieben wird, der D2 und der C2 also nicht aktiv sind.

In den Abbildungen sind die Stoffströme intern auf Kältemittelseite mittels blauen Pfeilen dargestellt. Der Kältemitteldampf (gestrichelte Pfeile) koppelt beispielsweise in Abbildung 5-1 die am Verdampfer 1 (E1) aufgenommene Wärme am Absorber 1 (A1) ein. Kondensat wird beispielsweise vom Kondensator C1 zum Verdampfer E1 geleitet (durchgezogene Pfeile).

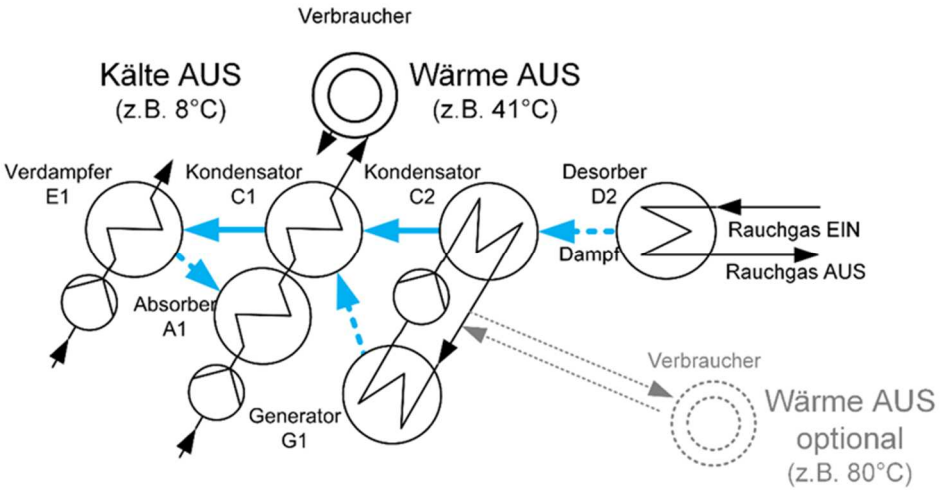


Abbildung 5-1: Externe Fluidführung und Kältemittelfluss für den Double-Effect-Modus (DE)

Beim hocheffizienten DE-Modus (Wärmeverhältnis ξ_{heat} ≥ 2,2) bezieht der Verbraucher Wärme auf dem mittleren Temperaturniveau von z.B. 41 °C. Die Heizwärme wird mittels Warmwasser an den Verbraucher ausgekoppelt, während das Wärmeträgermedium Heißwasser zwischen C2 und D1 im Kreis zirkuliert. Zusätzlich soll eine teilweise Auskopplung von Wärme auf höherem Temperaturniveau (z.B. 80 °C oder 90 °C) nach dem Kondensator 2 (C2) möglich sein, um geringe Mengen Heißwasser bereitzustellen oder das mittlere Temperaturniveau teilweise durch Mischen anzuheben. Eine derartige Auskopplung ist jedoch mit einer Minderung des Wärmeverhältnisses und letztlich der Jahresarbeitszahl verbunden.

Die Reihenfolge der Durchströmung an C1 und A1, also welche Komponente „als erste“ kühles Warmwasser vom Verbraucher erhält, ist vom internen Prozess abhängig, da dies die maximal zulässige Lösungskonzentration aber auch die Effizienz beeinflusst. Meist ist die parallele Durchströmung dieser Komponenten die nachteiligste Variante. Die wichtigsten Aspekte sind in Tabelle 5-3 zusammengefasst:

Tabelle 5-3: Vor- und Nachteile der Durchströmungsreihenfolge von Kondensator und Absorber

Reihenfolge	Vorteile	Nachteile
Kondensator-Absorber (CA)	Größere Menge KM erzeugt, stärker abgekühlt Verringerte Verluste durch „Flashen“	Kristallisationsgefahr der Lösung steigt
Absorber-Kondensator (AC)	Höhere Absorptionsrate im Absorber Kristallisationsgefahr der Lösung sinkt	Gefahr des Einfrierens im Verdampfer E1 Hohe Verluste durch „Flashen“

Höhere Nutztemperaturen (bis 95 °C) sind im DL-Modus unter Effizienzeinbußen (Wärmeverhältnis ξ_{heat} ~ 1,3) möglich. Diese in Abbildung 5-2 gezeigte Betriebsweise ist bei niedriger Quellentemperatur am Verdampfer oder bei hohen Nutztemperaturen, z.B. für die Beheizung von Altbauten oder Brauchwarmwasserbereitung sinnvoll.

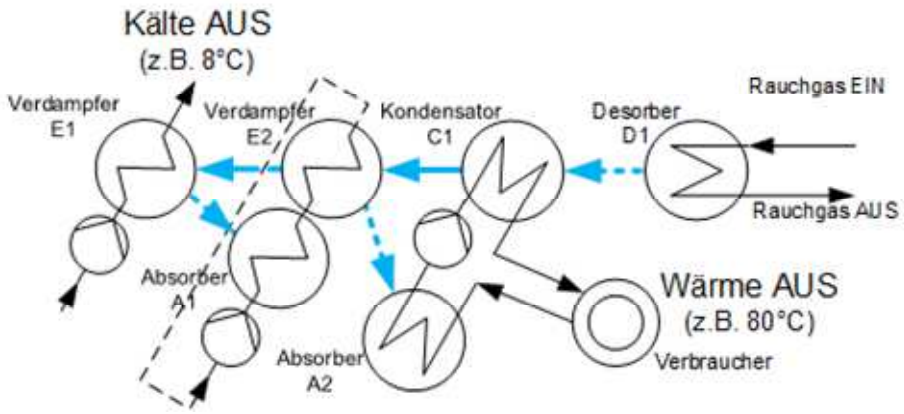


Abbildung 5-2: Externe Fluidführung für den Double-Lift-Modus (DL)

Hier sind Absorber A1 und Verdampfer E2 im Kreis geschaltet, während die Nutzwärme am Absorber A2 und Kondensator C2 ausgekoppelt wird und an den Verbraucher abgegeben wird.

Für alle Betriebsmodi wird am Verdampfer E1 stets niedertemperierte Wärme von außen eingekoppelt. Dies ist auch als Bereitstellung von Kälte am Verdampfer zu verstehen. Der externen niedertemperierten Quelle wird Wärme durch den Verdampfer entzogen, sie kühlt ab. Auch muss stets die Option bestehen, den direkt befeuerten Hochtemperaturdesorber D2 z.B. über den Hochtemperaturkondensator kühlen zu können, da eine Notabschaltung der Feuerung bzw. Feststoffverbrennung nicht zu sofortigem Ende der Wärmezufuhr bzw. einem Antriebsstopp führt (Verbrennungsnachlauf).

5.3.2 Interne, hydraulische Kopplung

Die zwei Hauptbetriebsweisen (DE und DL) bringen unterschiedliche Fluidführungen der LiBr-Lösung und des Kältemittels im internen Kreislauf mit sich. LiBr-Lösungs-seitig sind viele verschiedene Varianten möglich. Üblich sind die in Abbildung 5-3 skizzierten Möglichkeiten.

Die interne Führung der Lösung im Parallel-Flow (PF) bedient nur im Double-Effect-Modus sowohl D1 als auch D2 parallel mit der kältemittelreichen, sog. schwachen Lösung aus dem Absorber. Aus beiden Komponenten (D1&D2) fließt die aufkonzentrierte Lösung zurück in den Absorber A1. Nachteilig dabei ist, dass der Double-Lift-Modus in dieser Fluidführung nicht ohne weiteres nutzbar ist. Im Series-Flow (SF) wird zuerst der D2 und anschließend der D1 mit Lösung bedient, während der Reverse-Flow (RF) zunächst D1 und anschließend D2 bedient.

Diese Varianten sollten zu Testzwecken möglichst alle in das Gesamtkonzept integriert werden. Die Kombination der Varianten bietet damit auch die Möglichkeit, An- und Abfahrvorgänge zu verbessern oder einen Betrieb überhaupt zu erreichen.

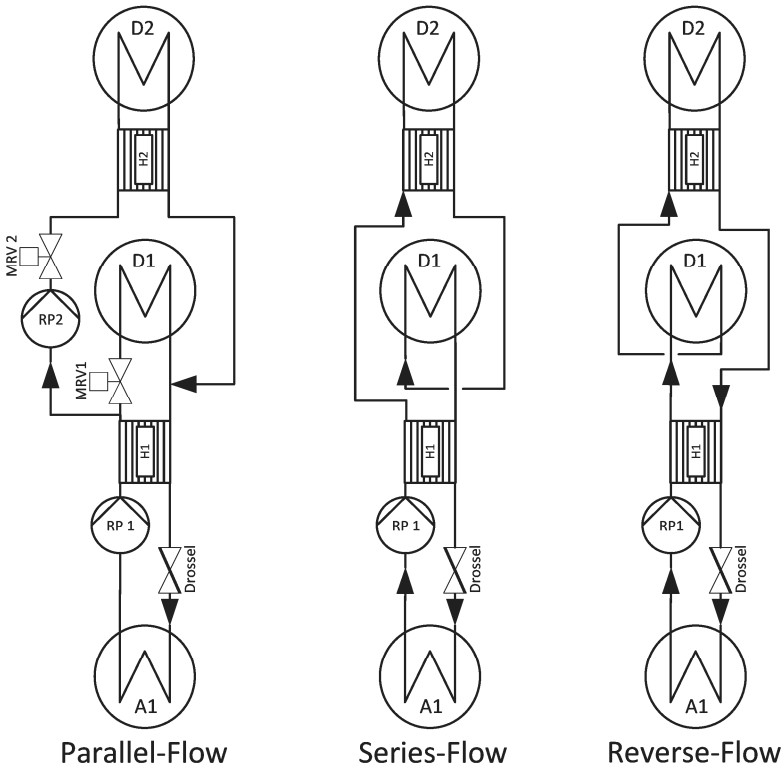


Abbildung 5-3: mögliche und übliche Lösungsführung der internen Kreisläufe

Die Führung des Kältemittels erfordert lediglich Verbindungsleitungen zu den jeweiligen Komponenten sowie geeignete Drucktrennung (U-Rohr und/oder spezielles Drosselventil). Für den Double-Lift-Modus ist eine zusätzliche Umlaufpumpe zur Benetzung des zweiten Verdampfers E2 nötig.

5.4 Brennraum- und Wärmeübertragergeometrie der Hochtemperaturstufe

Als Hochtemperaturstufe wird in diesem Projektvorhaben die gesamte Einheit aus Brennraum, Rauchgaswärmeübertrager, Dampfführung und Kältemittelkondensator C2 bezeichnet. Alle Bauteile der Hochtemperaturstufe arbeiten auf dem höchsten internen Kältemitteldruck des gesamten Systems.

Als Brennraum bzw. Feuerraum wird hier der Teil der Feuerung bezeichnet, in dem die Verbrennung mit offener Flamme stattfindet. Der Zweck des Feuerraumes besteht darin, dem Brennstoff genügend Verweilzeit in der Flamme zu gewähren, bevor das Abgas auf Konvektionsheizflächen, den Rauchgaswärmeübertrager trifft. Auf diese Weise wird der vollständige Ausbrand und damit ein hoher Wirkungsgrad sowie schadstoffarme Verbrennung sichergestellt. Insofern ist der Brennraum als zentrales Element des Hochtemperaturdesorbers zu sehen. Abhängig von dessen Geometrie sind alle weiteren Komponenten, etwa die vom Rauchgas beheizten Wärmetauscherflächen, Dampfkanäle oder der Kondensator zu entwickeln.

An den Brennraum angeschlossen folgt der Rauchgaswärmeübertrager, welcher die Energie des heißen Rauchgases direkt an die LiBr-Lösung abgibt und diese zum Sieden bringt. Das aus der LiBr-Lösung ausgetriebene Kältemittel wird über Dampfkanäle und eine Dampfjalousie zum Abscheiden von Lösungstropfen zum Kondensator geleitet, welcher für die Verflüssigung des Kältemittels sorgt. Kältemittel, hochkonzentrierte, starke Lösung, Rauchgas und Asche werden aus der Hochtemperaturstufe kontinuierlich abgeführt. Brennstoff, Luft und niedrig konzentrierte Lösung werden kontinuierlich zugeführt. Ein Kühlkreislauf am Kondensator angeschlossen sorgt für das Abführen eines Großteils der Verbrennungswärme aus der Hochtemperaturstufe (vgl. Abbildung 5-4 und Abbildung 5-8).

5.4.1 Brennraumkonzept

Für die bei holzartiger Biomasse vorliegende Feststoffverbrennung ist die Geometrie des Brennraumes besonders entscheidend. Durch den geringen Zerteilungsgrad und die daraus resultierende geringe spezifische Oberfläche des Brennstoffs läuft der Abbrand mit geringer Geschwindigkeit ab. Somit ist eine lange Verweilzeit des Brennstoffes in der Feuerung erforderlich, um einen guten Ausbrand sicherzustellen. Dies gilt umso mehr, da keine Vormischung von Brenngas und Sauerstoff oder Luft möglich ist. Eine Feststoffverbrennung kann in 3 Phasen eingeteilt werden:

1. Brennstofftrocknung (~120 °C): Der Brennstoff wird z.B. auf einen Rost gefördert, wo er durch die bereits bestehende Flamme indirekt erwärmt und getrocknet wird
2. Pyrolyse (~600 °C): Durch die Zufuhr einer geringen Luftmenge, die nur eine unterstöchiometrische Verbrennung erlaubt. Hierbei entstehen brennbare Gase, die im nächsten Schritt verbrannt werden.
3. Verbrennung (800 bis 1400 °C): die Brenngase werden mit der zur Verbrennung nötigen Luft oder Luftüberschuss (überstöchiometrisch) vermischt und abgebrannt.

Daraus ergibt sich eine stark vom Brennstoff abhängige Brennraum- und Rostgeometrie, also eine sehr komplexe Entwicklungsaufgabe. Verweilzeit, Temperatur und Vermischungs- bzw. Turbulenzgrad müssen gut übereinstimmen, weshalb in diesem Zusammenhang häufig der Begriff „3-T-Regel“ genannt wird („Time / Temperature / Turbulence“). Da im Feuerraum je nach Brennstoff und Luftüberschuss üblicherweise eine Temperatur von etwa 800 bis 1400 °C mit intensiver Wärmestrahlung herrscht, ist es notwendig, dass die Feuerraumwände feuerfest ausgekleidet sind und/oder gekühlt werden. Im letzteren Fall findet im Brennraum bereits ein Übergang der Wärmeenergie auf den Wärmeträger bzw. hier die LiBr-Lösung statt.

Die Brennraumgeometrie des Hochtemperaturdesorbers ist in diesem Vorhaben aus einer Weiterentwicklung bestehender Geometrien des Kesselsortiments der HDG Bavaria GmbH erarbeitet worden. Diese Vorgehensweise bot eine Reihe von Vorteilen:

- Verwendung von sofort verfügbaren Standardkomponenten (Brennkammersteine, Zuführungen, Rostsysteme etc.) stellt eine zügige Umsetzbarkeit sicher
- Etablierte, schnelle Herstellungsprozesse und -geometrien können bevorzugt werden

- Nutzbarkeit der bestehenden Kesselregelung sowie vorhandene Kenntnisse in Bezug auf einzustellende Steuerungs- und Regelparameter
- Einsatz bestehender Kessel mit schadstoffarmer, optimierter Verbrennung verringert das Risiko aufwändiger Entwicklungsiterationen und ermöglicht eine Fokussierung auf die Kopplung der Technologien „Verbrennung“ und „Absorptionswärmepumpe“
- Brennstoffflexibilität: Bestehende Brennräume können mittels kleiner Modifikationen am Rostsystem sowohl für Holzhackschnitzel als auch für Pellets verwendet werden.

Als Entwicklungsgrundlage wurde der robuste und schadstoffarm verbrennende Kessel HDG Compact 50 ausgewählt, welcher als Schnitt in Abbildung 5-4 dargestellt ist. Der Brennraum inklusive des Kipprostsystems ermöglicht eine große Lastflexibilität (Nennlastbereich zwischen 50 und 65 kW, 30% teillastfähig) und ist damit für das Gesamtsystem besonders geeignet.

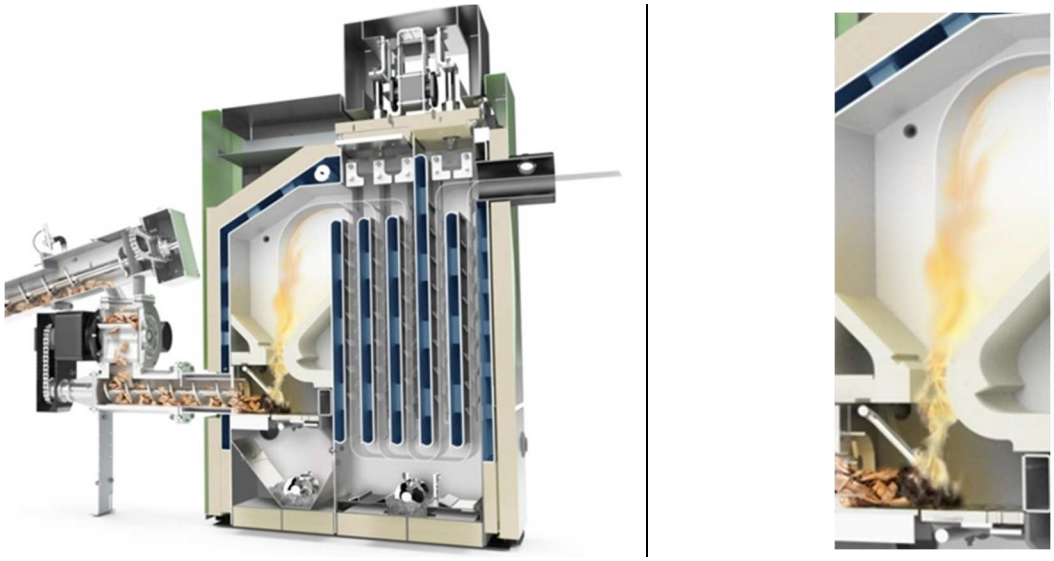


Abbildung 5-4: 3D-CAD-Schnitt des HDG C-50, rechts: beizubehaltende Brennraumgeometrie

Somit musste darauf aufbauend vorrangig ein geeigneter Rauchgaswärmeübertrager, also die Geometrie um und nach dem Brennraum neu erarbeitet werden.

5.4.2 Randbedingungen zur Entwicklung der Wärmeübertragergeometrie

Für das in diesem Vorhaben entwickelte System stellte sich die Problematik, dass für die Kombination aus Absorptionswärmepumpe und Feststoffverbrennung als Unterdruckbehälter derzeit keine eindeutige Norm bzw. Verordnung existiert. Damit muss eine Entwicklung auf Grundlage bestmöglicher ingenieursmäßiger Praxis erfolgen. Dies eröffnet einerseits großen Gestaltungsspielraum, andererseits ist ein sicherer Betrieb nur mit größtmöglicher Sorgfalt und entsprechendem Aufwand zu erreichen. Für die Gestaltung von Brennraum und Rauchgaswärmetauscher konnte die DIN EN 303-5 als zentrale Norm für die Entwicklung des Hochtemperaturdesorbers genutzt werden. Diese gibt beispielsweise die Wandstärken abhängig vom Material und Einsatzort der Wärmetauscherfläche vor, wie in Tabelle 5-4 aufgelistet:

Tabelle 5-4: Mindest-Wanddicken für Kessel aus DIN EN 303-5 (Stand 2012)

Nennwärmeleistung	Kohlenstoff-Stähle					Nichtrostende und korrosionsgeschützte Stähle				
kW	a mm	b mm	c mm	d mm	e mm	a mm	b mm	c mm	d mm	e mm
$Q_N \leq 100$	5	4	3,2	3	4	3	2	1,5	2	3
$100 < Q_N \leq 300$	5	4	3,2	4	4	3	2	1,5	2	3

Spalte a: für feuer- und wasserberührte Wände des Füll- und Brennraumes
Spalte b: für Wände der Konvektionsheizflächen (ausgenommen runde Rohre) außerhalb des Brennraumes
Spalte c: für runde Rohre der Konvektionsheizflächen außerhalb des Brennraumes
Spalte d: für nur wasserberührte Wände
Spalte e: für wassergekühlte Rostrohre

Daneben sind in dieser Norm die Anforderungen für eine Zulassung von Heizkesseln für feste Brennstoffe bis 500 kW festgelegt. Somit ist ein Mindestmaß an Sicherheit gewährleistet. Gleichzeitig sind dadurch auch beispielsweise Blechteil-Kombinationen durch vorgeschriebene Schweißnahtpositionen eingeschränkt. Diese Randbedingungen wurden bereits in der Konzeptphase berücksichtigt.

Als Werkstoff wurde der für Biomassekessel übliche Kohlenstoffstahl S235JR (1.0038) unter dem Vorbehalt gewählt, dass dieser keiner extremen Korrosion durch die Lithiumbromidlösung bei hohen Temperaturen unterliegt. Als Schweißverfahren wurde das MAG-Verfahren festgelegt. Die in Abschnitt 5.4.5 beschriebenen Tests sollten vorab ergeben ob und unter welchen Bedingungen eine ausreichende Vakuumdichtheit erreicht werden kann und welche Korrosionsbeständigkeit zu erwarten ist.

Die Fertigbarkeit und Wartung wurden ebenfalls bereits in der Konzeptphase berücksichtigt: Schweißnähte müssen für das MAG-Verfahren mindestens 20 mm voneinander entfernt sein, ein entsprechender Überstand von 5 mm ist einzuhalten und Kehlnähte sind zu bevorzugen. Gleichzeitig ist Spaltkorrosion mittels innenliegender oder durchgehende Nähte zu vermeiden. Bewegte oder montierbare Teile, etwa Abreinigungs- bzw. Turbulatorfedern müssen leicht zugänglich sein, der Rauchgaswärmetauscher muss insgesamt leicht zu reinigen sein.

Da im Falle des hier entworfenen Hochtemperaturdesorber - im Gegensatz zu einem Standard-Wasser-Biomassekessel - Dampf erzeugt und abgeleitet werden muss, wurde diese Sonderbedingung ebenfalls mit aufgenommen: Voruntersuchungen (vgl. Abschnitt 5.4.5) ergaben eine gute Dampfableitung bei einem Blechanstellwinkel von 15° zur Horizontalen. Darüber hinaus ist ein möglichst geringes Flüssigkeitsvolumen zu erreichen um einerseits Kosten bei der Befüllung mit dem Arbeitsstoffpaar Wasser/Lithiumbromid einzusparen und andererseits An- und Abfahrvorgänge im Betrieb zu beschleunigen sowie energetisch günstiger zu gestalten.

Um die benötigte Wärmeübertragerfläche für die gewünschte Antriebsleistung von etwa 50 kW abzuschätzen, wurden Flächen bestehender Kessel angesetzt.

Tabelle 5-5 listet die wichtigsten limitierenden Anforderungen in Bezug auf die Neuentwicklung des Rauchgaswärmetauschers auf und unterteilt diese in zwingend (F=Forderung) und wünschenswert (W=Wunsch):

Tabelle 5-5: Ausgewählte Anforderungen an den Rauchgaswärmeübertrager im HTD

Fa.	Anforderung	W/F
ZAE	Kondensator(-auslass) oberhalb Lösungsspiegel (Kristallisationsschutz!)	F
ZAE	So wenig Lösung wie möglich (min. mögl.:(WT-Fläche + 10 mm benetzt) x 3)	F
ZAE	Ausdehnungsvolumen von ca. 15% oberhalb des Lösungsspiegels	F
ZAE	Naturumlauf: Keine Zwangskonvektion im Kessel voraussetzen!	F
ZAE	„Toträume“ sind zu vermeiden (Kristallisationsgefahr) oder mittels Einströmungsrichtung der zugegebenen Lösung zu eliminieren	F
ZAE	Der Dampf muss am höchsten Punkt der Lösung möglichst leicht abströmen können von der Erzeugungsstelle (z.B. Rauchrohr)	F
ZAE	Siederohrbauart (statt Pooldesorber) ist wünschenswert, da Vergleichswerte und ähnliche Anlagen mit Gasfeuerung am ZAE gebaut und untersucht wurden; Siederohrbauart bedingt außerdem tendenziell geringeres Lösungsvolumen und geringere Wärmetauscherfläche	W
ZAE	Nutzen der Strahlungswärme im Brennraum zur Übertragung auf die Lösung (Effizienzmaßnahme!), anstatt auf Heißwasser	W
ZAE	Ausgetriebenen Dampf möglichst nicht mehr überhitzen, als durch Lsg.temp. nötig	W
HDG/ ZAE	Sicherheitswärmetauscher gegen Kesselüberhitzung (z.B. Nachbrand bei Stromausfall) notwendig, außer Berstscheibe ermöglicht sicheren Betrieb, ggf. Sicherheitskondensator einplanen!	W
HDG	Abreinigung der Asche in den Wärmeübertragern ist zwingend notwendig	F
HDG	Wartungsklappe **oben** für Ausbau der Reinigungsfedern (Biegeradius der Turbulatoren kann ggf. leichte Überdeckung ermöglichen; Mehrteilige Reinigungselemente sind denkbar)	F
HDG	Runde Reinigungsgeometrie (z.B. Rauchrohre), KEINE Taschen	F
HDG	Rauchrohre müssen senkrecht stehen (Abaschung durch Schwerkraft! Maximale Anstellung 20°bzw.80°zur Horizontalen)	F
HDG ZAE	Sehr heiße Wärmeübertragerflächen / Rohre müssen von Flüssigkeit umspült sein (z.B. Lösung, Warmwasser)	F
HDG	Abreinigungssystem: Federn (keine Druckluft, keine Rotation…)	F
HDG	Brennraumkühlung: Lösung kann auch kühlen, muss aber der Kühlung bei 95℃ entsprechen	F
HDG	Kompakte Bauweise (Grundgeometrie geringfügig größer als HDG Compact 50): **Einbauhöhe** ca. max.: 2 m (ABER: anderer Anwendungsfall/Kunde bei thermischer Leistung ca. 100 kW!) Transport**breite** (über alles): 1,00 m (*ohne* Gebläse, Aschekasten etc.) Transport**länge** (über alles): 1,90 m („Flansch zu Flansch“)	F/W
HDG	Abgasstutzen unten/oben, senkrecht/schräg etc. möglich; unten wünschenswert für ggf. Anschluss Staubabscheider/Filter	W

Das vom ZAE Bayern favorisierte Konzept eines Siederohrdesorbers wurde in der Konzeptphase frühzeitig zurückgestellt. Der Hauptkonflikt der in Abbildung 5-5 links skizzierten Bauart liegt in der bei Biomassekesseln zwingend erforderlichen automatischen Abreinigung, ohne die die Wärmeübertragerflächen mit Asche, Staub und Verteerung zubacken und erheblich an Effizienz verlieren würden.

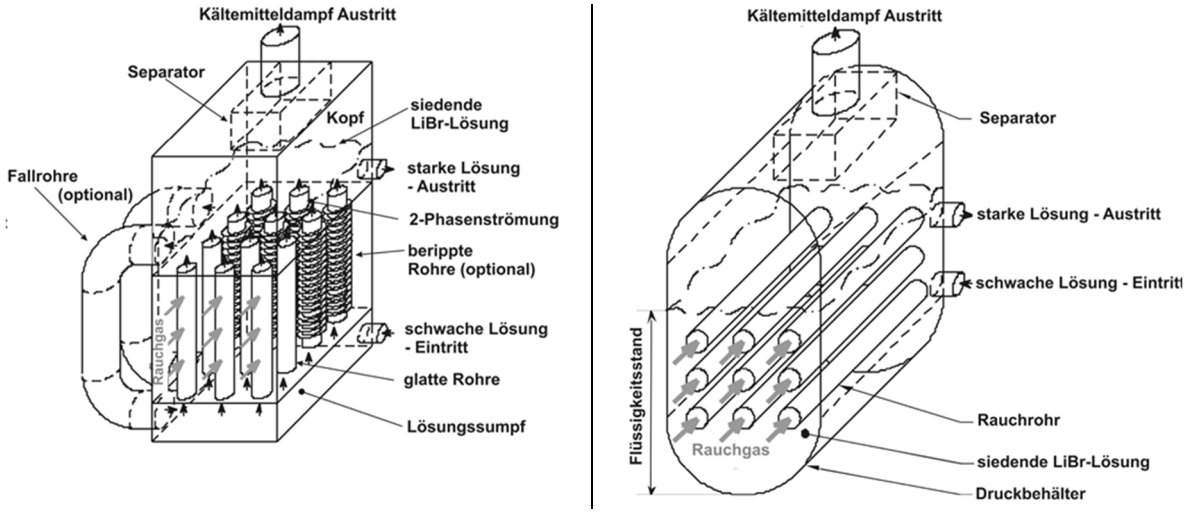


Abbildung 5-5: Hochtemperaturdesorber, links Siederohr-, rechts Rauchrohrprinzip

Die Vorteile des Siederohrkonzeptes (Erfahrungsschatz ZAE, geringeres Lösungsvolumen, optimierter Wärmeübergang etc.) stehen risikoreichen Nachteilen einer neu zu entwickelnden und zu testenden Abreinigungsart (Druckluft, teilbare Reinigungsfedern etc.) gegenüber. Außerdem lässt sich eine Rauchrohrbauart konstruktiv so umsetzen, dass Schweißnähte von außen zugänglich sind, Druck- und Vakuumtests also nach vollständiger Fertigung durchgeführt werden können und nicht unterbrechend im Fertigungsprozess stattfinden müssen. Daher wurde das Prinzip „Rauchrohrkessel“ beibehalten.

5.4.3 Lösungs-, Dampf und Rauchgasführung

Aufbauend auf den festgelegten Randbedingungen wurden Skizzen erarbeitet und diskutiert sowie in 3D-CAD-Entwürfe umgesetzt um die Kombinierbarkeit mit dem oben in Abbildung 5-4 gezeigten Brennraum zu überprüfen. Die 11 unterschiedlichsten Skizzen wurden möglichst neutral mittels Bewertungsmatrix beurteilt. Als wichtigste Bewertungskriterien galten insbesondere:

- möglichst geringes Lösungsvolumen
- gute Zugänglichkeit Reinigungselemente (Federn)
- gute Ähnlichkeit zur Brennraumgeometrie des C50-Kessels
- gute interne Abführung des Dampfes
- gute Ausbildung von Naturkonvektion möglich (keine Totbereiche)

Abbildung 5-6 zeigt 3D-Skizzen favorisierter aber verworfener Konzepte:

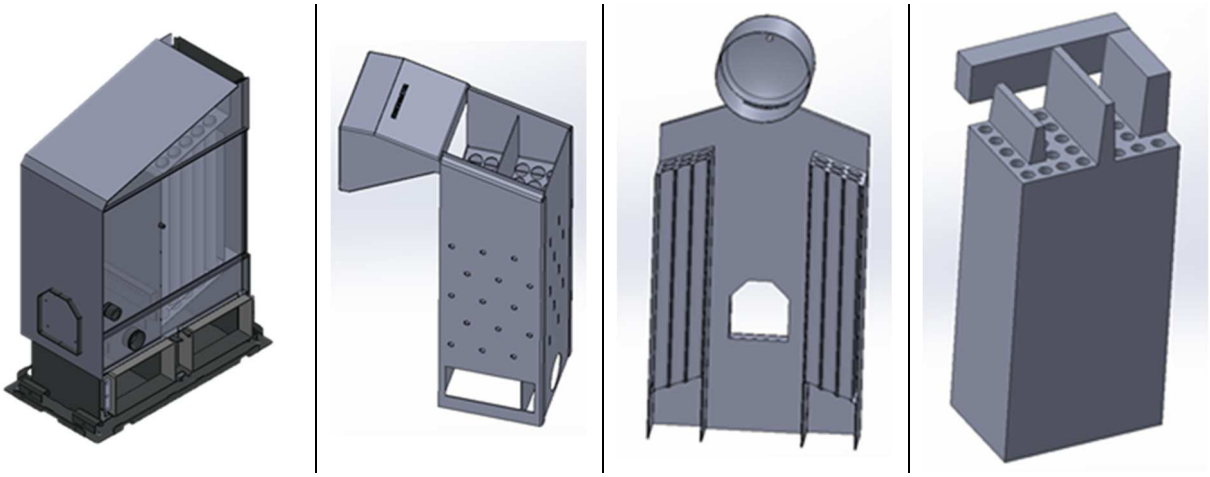


Abbildung 5-6: Skizzen verworfener Hochtemperaturdesorber-Konzepte

Die Bauart nach dem in Abbildung 5-7 gezeigten Konzept wurde schließlich für die Weiterentwicklung ausgewählt. Durch die „V-Bauart“ können Dampfblasen seitlich in Dampfkanäle abströmen. Die voraussichtliche Aufteilung der Rohrreihen bietet etwas weniger Wärmetauscherfläche als voraussichtlich für optimalste Auskühlung des Rauchgases nötig. Um jedoch das mit Salzlösung auszufüllende Volumen nicht weiter zu erhöhen, wurde auf eine fünfte Rohrreihe verzichtet.

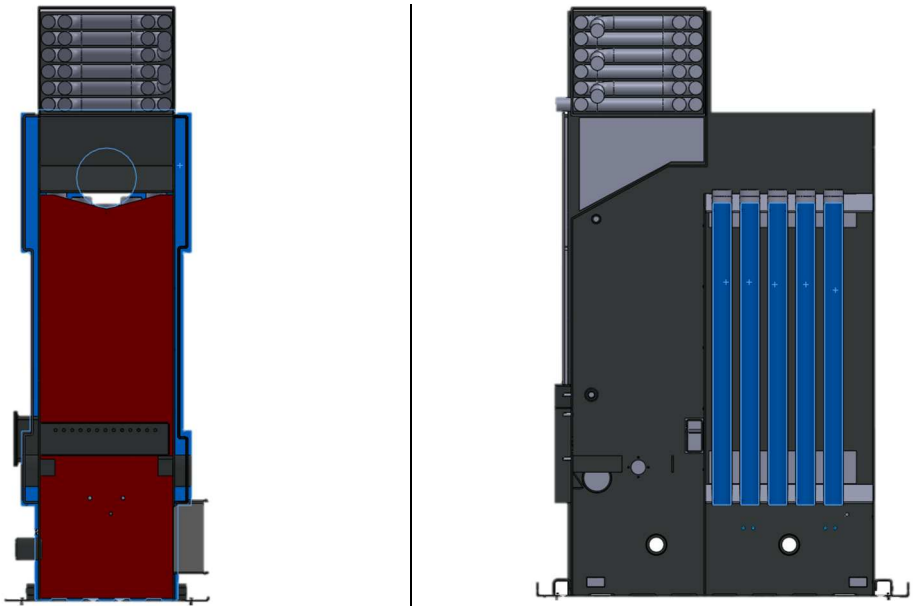


Abbildung 5-7: 3D-Skizze des ausgewählten Konzeptes für den Hochtemperaturdesorber

Durch die Position des Kondensators über dem Brennraum ist die Integration des Abreinigungssystems von oben möglich. Asche kann von unten abgezogen werden. Der Brennraum sowie die Anschlusskomponenten (Brennstoffein- und Ascheaustrag, Verbrennungsluftanschlüsse etc.) können aus den Vorhandenen Bauteilen des C-50-Kessels übernommen werden. Außerdem ist die gezielte Behälterkonstruktion zur Ausbildung von Naturkonvektion im Betrieb möglich. Der symmetrische Aufbau bietet Vorteile bei zukünftigen Anlageninstallationen.

Abbildung 5-8 zeigt eine schematische Darstellung des ausgewählten Konzeptes und verbildlicht die beschriebenen Vorteile:

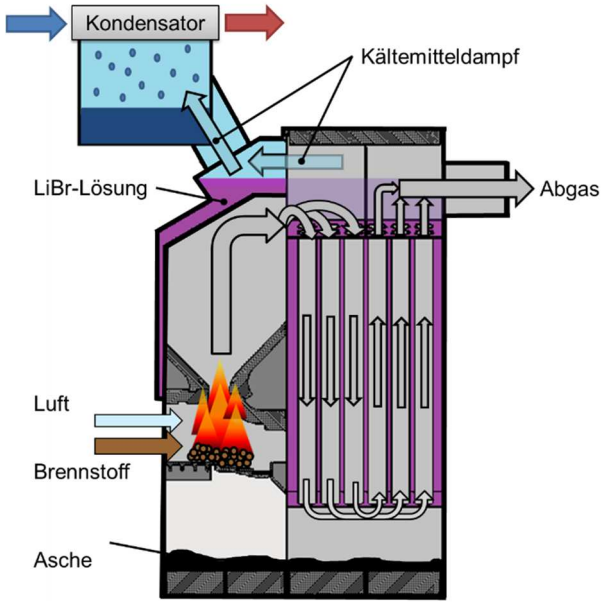


Abbildung 5-8: Schema des ausgewählten Konzeptes für den Hochtemperaturdesorber

Erkennbar ist in dieser Abbildung die Herausforderung, den Kältemitteldampf gleichmäßig vom linken und rechten Teil des Desorbers zum Kondensator zu führen, die Rauchgasabreinigungssysteme in den Rauchrohren zu berücksichtigen und gleichzeitig für eine gleichmäßige Kühlung der Wärmeübertragerflächen zu sorgen. Zudem gestaltet sich eine gleichmäßige Umwälzung des gesamten Kessels durch Naturumlauf komplex:

Die Ein- und Auslässe müssen umlaufbegünstigend angeordnet werden, die Strömungskanäle ein Vermischen des brennraumkühlenden Flüssigkeitsbereiches mit dem rauchrohrkühlenden Siedebereich ermöglichen. Gleichzeitig sind stabilisierende Konstruktionselemente („Druckanker“) im Flüssigkeitsbereich zu ermöglichen.

Um den Hochtemperaturkondensator unabhängig vom Rauchgaswärmeübertrager weiterentwickeln zu können, wurde das verbindende Rohr zur Führung des Kältemitteldampfes mittels Flanschverbindung trennbar geplant.

5.4.4 Konzepte für den Hochtemperaturkondensator

Als Kondensator zur Verflüssigung des Kältemittels im Hochtemperaturkreis wurden verschiedene Bauarten diskutiert, ausgelegt und teilweise angefragt. Infrage kamen Platten-, Rohrbündel- und Wellrohrwärmetauscher.

Als Randbedingungen für die Konzeptfindung galten Vakuumeignung und -dichtheit, ein niedriger dampfseitiger Strömungsdruckverlust (max. 50 mbar bei ca. 800 mbar Absolutdruck) und die Kennzahlen in folgender Tabelle 5-6:

Tabelle 5-6: Randbedingungen für Konzepte des Hochtemperaturkondensators

Wert	Primärseite	Sekundärseite
Medium	Wasserdampf (H2O)	(Kühl-)Wasser
Eintrittstemperatur	160℃	85℃ (83℃)
Austrittstemperatur	93℃	90℃
Massenstrom	0,02 kg/s	~ 2,4 kg/s (1,7 kg/s)
Volumenstrom	Dampf: 153 m³/h Kondensat: 0,075 m³/h	~ 9 m³/h (6,4 m³/h)
Druck	p_{max} = 800 mbar (absolut)	p_{max} = 3 bar (ggf. Prüfdruck = 4,5 bar)
max. Druckverlust	0,05 bar	0,3 bar
Leistungsumsatz	50 kW	
Fläche (ca.)	3 m²	
Außenabmaße (ca.)	LxBxH = 500 mm x 500 mm x 500 mm (WUNSCH)	

Favorisiert wurde von Anfang an eine Bauart mit einseitig offenen Plattenwärmetauschern, da diese eine einfache Integration in ein Gehäuse bei hoher volumenspezifischer Fläche, günstige Beschaffungskosten und sehr geringe Vakuumleckanfälligkeit versprachen. Eine Auslegungsoptimierung ergab für die anzunehmenden Betriebsparameter eine Fläche von ca. 3 m² zur Kondensation eines Dampfmassenstroms von maximal 20 g/s, wobei eine Kühlwassererwärmung von 5 K vorausgesetzt wurde. Aus umfangreichen Recherchen und Anfragen bei Herstellern ergab sich zunächst, dass auf dem Markt kein geeigneter Plattenwärmetauscher für die dynamischen Anforderungen im Unterdruck bei vergleichsweise geringer Fläche erhältlich ist.

Somit wurde der ursprüngliche, jedoch im Sinne der Kompaktierung des Kondensators verworfene Gedanke einer Eigenanfertigung bei HDG Bavaria wieder relevant.

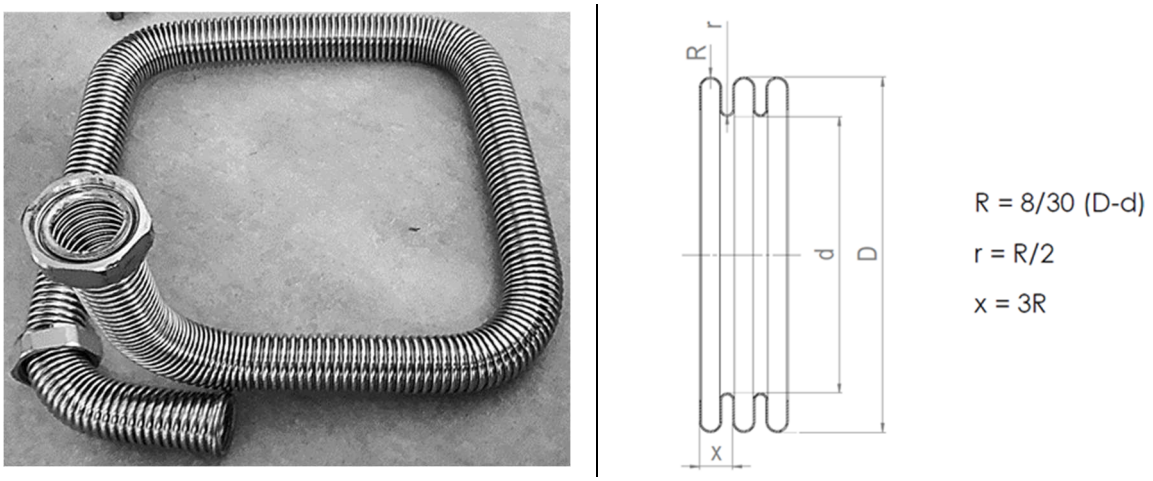


Abbildung 5-9: Wellschlauchgeometrie

Eine Herstellung des Wärmetauschers als Rohrbündel war zuvor nicht attraktiv, da einerseits das Bauvolumen die zunächst vorgegebenen 400 mm x 400 mm x 400 mm stark überschreiten würde, andererseits ein hoher schweißtechnischer Aufwand mit hohem Risiko der Undichtigkeit zu erwarten ist. Als Kompromiss wurde daher eine Variante gesehen, bei welcher als Kondensationsfläche ein günstig erhältlicher Metallwellschlauch fungieren soll. Dieser hat durch seine Wellstruktur eine ca. 1,5-fach größere Fläche als glatte Rohre und ist als für den Solarthermiebedarf eingesetztes Halbzeug gut verfügbar. Abbildung 5-9 zeigt beispielhaft die Geometrie solcher Wellschläuche.

Zu beachten bei der Unterbringung des Schlauches in einem vakuumdichten Gehäuse sind insbesondere folgende Aspekte:

- Anschlussstellen des Schlauches müssen belastungsfrei sein, um Ermüdungsdauerbrüche zu verhindern
- Die Strömungsgeschwindigkeit im Schlauch sollte erfahrungsgemäß bei ca. 0,7 m/s liegen, um unnötig hohe Druckverluste und Schwingungen zu vermeiden (gleichzeitig darf der Wärmeübergang auf der Wärmeträger- bzw. Kühlwasserseite nicht zu gering ausfallen)
- Maximale und technisch sinnvolle Biegeradien sind einzuhalten
- Kalte und heiße Kondensatströme dürfen nicht über- bzw. ineinander strömen

Daraus ergab sich zunächst folgendes in Abbildung 5-10 gezeigtes Konstruktionskonzept für den Hochtemperaturkondensator:

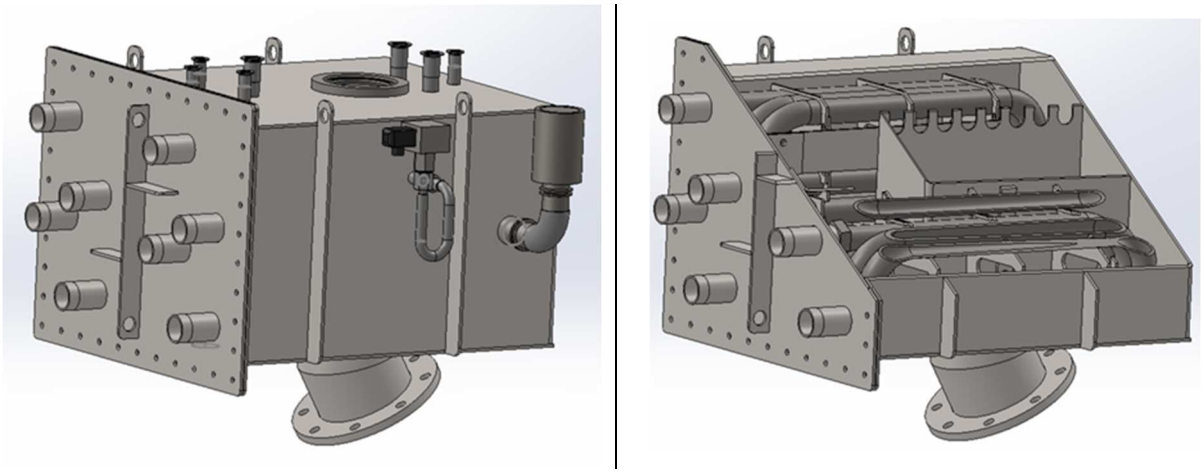


Abbildung 5-10: vorläufiges Konstruktionskonzept des Hochtemperaturkondensators

Für den Fall, dass die Verwendung des Wellschlauches nicht den gewünschten Erfolg bringt, sollte der Grundkörper des Behälters mit Flansch (rechteckige Lochstruktur in Abbildung 5-10 vorne links) ausgeführt werden, sodass eine nachträgliche Änderung des Wärmeübertragers möglich ist. In einer späteren Serie müsste diese Bauart wesentlich vereinfacht werden, um kompakter in das Gesamtsystem eingebaut werden zu können: Die Abmaße der oben gezeigten Bauart betragen 660 x 640 x 500 mm³. Der Vorteil dieser großvolumigen Ausführung besteht darin, dass ein vom Kältemittel getrennter Bereich zum Schutz

vor überlaufender Lösung im Betrieb, beispielsweise durch Volumenausdehnung oder temporär zu geringer Ablaufgeschwindigkeit, besteht.

Für die Tropfenabscheidung ist zusätzlich eine sogenannte Dampfjalousie notwendig. Diese verhindert das Mitreißen von Lösungstropfen aus dem Siederaum in den Kondensat- und Kältemittelbereich durch die Dampfströmung des ausgetriebenen Kältemittels. Da der Kondensator austausch- und anflanschbar konzipiert ist, wurde die Dampfjalousie als noch im Desorber integriert vorgesehen. Dadurch wird im Normalbetrieb abgefangene Lösung direkt zurückgeführt.

Der Hochtemperaturkondensator wurde im anschließenden Konstruktionsprozess mehrfach angepasst, sodass auch das für die notwendige Konzentrationsspreizung zurückzuhaltende Kältemittel untergebracht werden konnte. Zudem konnten kurz vor Fertigungsfreigabe zwei Plattenwärmetauscher aus dem Bereich der Abgaswärmerückgewinnung testweise integriert werden.

5.4.5 Vorversuche zu Korrosion, Material, Verarbeitung und Geometrie an der Hochtemperaturstufe

In der Konzeptphase für den Hochtemperaturdesorber konnten einige Problemstellungen nur durch Versuche geklärt werden. Da die erwarteten Erkenntnisse entscheidend für die Konstruktion der Hochtemperaturstufe waren, wurde vorab das in Abschnitt 4.2.1 bereits erwähnte Funktionsmuster nach bestehenden Konstruktionszeichnungen des ZAE Bayern an die Fertigung bei HDG Bavaria angepasst.

Dieses Funktionsmuster gleicht geometrisch dem am ZAE Bayern im Projekt Solar Heating and Cooling in Northern and Central Europe (FKZ: 03ET1331A) umgesetzten HTD aus hochlegiertem Edelstahl (1.4571) und ist damit für eine Nennleistung von 15 kW vorgesehen.

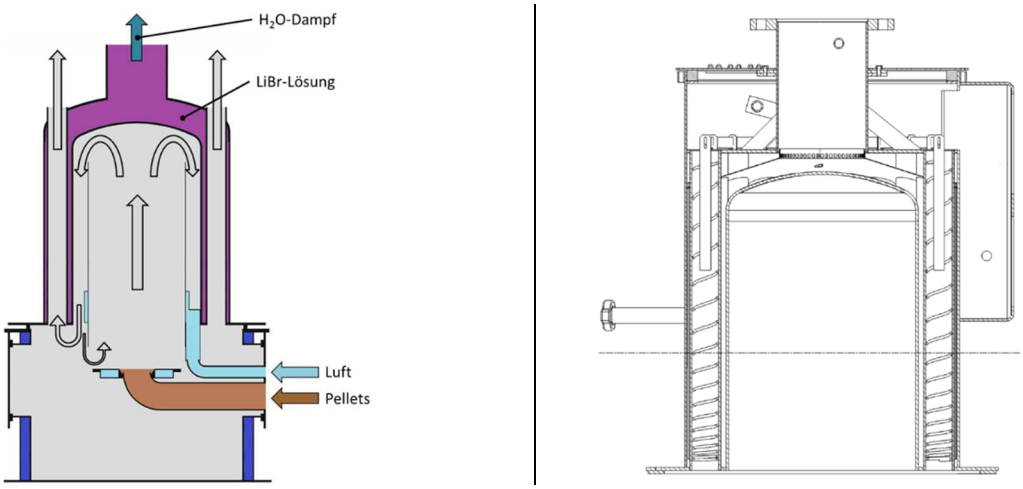


Abbildung 5-11: Prinzipskizze des ersten Funktionsmusters, rechts: CAD-Schnitt-Zeichnung

Dieser „kleine Kessel“ wurde auf dem bis dahin noch bestehenden Prüfstand am ZAE Bayern untersucht. Als Werkstoff wurde der in Abschnitt 5.4.2 genannte Kesselstahl verwendet. Zudem wurde als Schweißverfahren das Metall-Aktivgas-Verfahren (MAG) anstelle des am ZAE Bayern üblicherweise eingesetzten

Wolframinertgasverfahrens (WIG) angewendet. Etwaige Kommunikations-, Fertigungs-, und Materialprobleme sollten durch diese Herstellung und Tests frühzeitig im Projekt erkannt werden. Zudem musste der Winkel zum Ableiten von Dampfblasen im Desorber von 15° zur Horizontalen verifiziert werden.

In Abbildung 5-11 ist rechts der aus unlegiertem Stahl zu fertigende Kessel als 2D-CAD-Schnittzeichnung dargestellt. Durch die Anpassungen der Konstruktion an die Fertigungsverfahren bei HDG Bavaria konnten bis auf den über dem Flammraum befindlichen Klöpperboden alle Bauteile „im Haus“ gefertigt werden. Das Ziel war, durch Zurückgreifen auf Halbzeuge, welche als Produktionsmittel vorrätig sind, eine schnelle und kostengünstige Herstellung zu ermöglichen und dabei Verarbeitungsfehler zu vermeiden. Für den Betrieb wurde der Behälter mit Lithiumbromidlösung gefüllt und am bestehenden Prüfstand mit Holzpellets befeuert. Ausgetriebenes Kältemittel wurde kondensiert und direkt wieder in den Behälter geführt (Heat-Pipe-Modus), somit war keine weitere interne Peripherie notwendig. Folgend sind die aus den Vorversuchen erlangten, für den Bau aber auch für den Betrieb der Hochtemperaturstufe wichtigsten Erkenntnisse zusammengefasst.

Erkenntnisse für die Fertigung

Als problematisch stellte sich das Fügen sehr dünner, komplexer Schweißgeometrien dar. Beispielsweise kann das in obiger Abbildung rechts zu sehende Dampfabstreifblech nicht mit dem MAG-Verfahren erstellt werden. Auch die Verbindung von austenitischem Chromstahl und dem ferritischem Kesselstahl (sog. Schwarz-Weiß-Verbindung) gestaltet sich schwierig. Durch die stark unterschiedlichen Materialeigenschaften der beiden Stähle und insbesondere deren Gefügearten kann es bei der Verbindung zu vielfältigen Problemen kommen: Die ungleiche Festigkeit und Zusammensetzung beider Materialien macht die Schweißnaht weniger stabil, neigt zu Heißrissanfälligkeit oder Versprödung. Durch die unterschiedlichen Ausdehnungskoeffizienten kann es bei Wärmebeaufschlagung zu Rissen in der Schweißnaht kommen. Zudem erhöht der Kontakt unterschiedlicher Werkstoffe tendenziell die Korrosionsanfälligkeit.

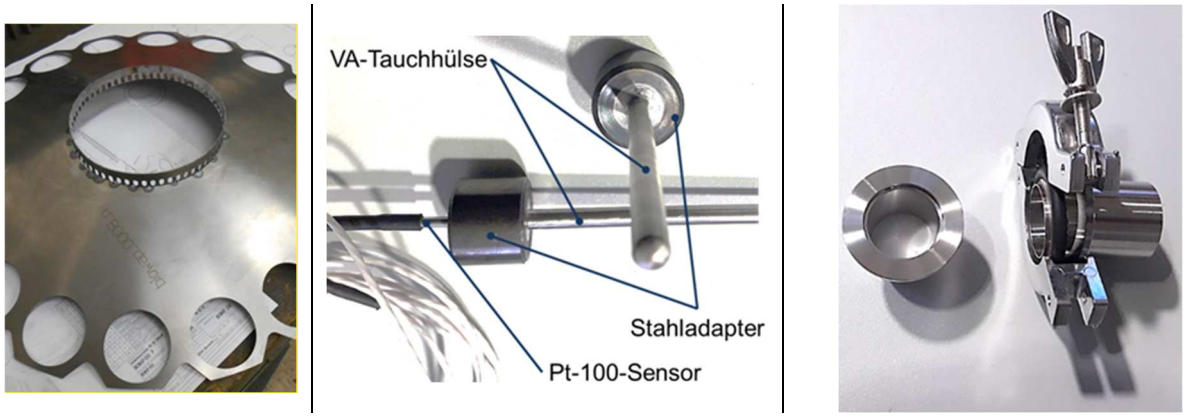


Abbildung 5-12: für Fertigung im MAG-Verfahren ungeeignete Bauteile, links: dünnes Dampfleitblech, Mitte: Tauchhülsen für PT-100, rechts: anschweißbare Vakuumkleinflansche m. Dichtung

Für das Fügen solcher in Abbildung 5-12 gezeigten Bauteile ist das WIG-Verfahren mit dem Schweißzusatzwerkstoff 1.4576 anzuwenden. Dünnwandige Tauchhülsen für Temperatursensoren sowie Dampfleitbleche mit geringer Stärke sind kaum geeignet und nur unter hohem Zusatzaufwand nutzbar. Auch die nur

in hochlegiertem Stahl erhältlichen Kleinflanschsysteme, welche in der Vakuumtechnik aufgrund ihrer einfachen und gut dichtenden Verbindungsart üblich sind, sind mit dem für den Kesselbau üblichen Fertigungsverfahren kaum zu verarbeiten. Es empfiehlt sich daher derartige Bauteile zu vermeiden und ggf. anderweitig zu substituieren.

Vakuumdichtheit bei angewendetem Schweißverfahren „MAG“

Tritt ein Fluid ungewollt in ein evakuiertes System, so handelt es sich um ein Leck. Der durch den Fluidstrom verursachte, zeitabhängige Druckanstieg für ein definiertes Volumen wird als Leckrate bezeichnet und lässt sich insbesondere für Vakuumanwendungen wie folgt berechnen:

$$q_{pV}(t) = V \cdot \frac{dp}{dt} \qquad \textbf{Gl. 5-1}$$

Für den Wärmepumpenprozess im Unterdruck ist eine möglichst niedrige Leckrate wichtig. Die eintretenden Gase, auch Fremdgase oder nichtkondensierende Gase genannt, sammeln sich an Wärmetauscheroberflächen an, sodass der Wärmeübergang und damit Absorption und Kondensation verschlechtert stattfinden. Dies wiederum beeinträchtigt die Effizienz des Systems und kann zum Stillstand der Anlage führen.

Das Metall-Aktivgas-Schweißverfahren (MAG) hat sich im Vorversuch als geeignet zur Herstellung der Hochtemperaturstufe erwiesen. Es konnte für das erste Funktionsmuster eine Leckrate von $3{,}5 \cdot 10^{-5}$ erreicht werden, sodass eine ausreichend hohe Dichtigkeit für den Laborbetrieb bestand. Zwar gilt für industriell hergestellte Absorptionskälteanlagen, dass erst bei einer Leckrate unter 10^{-5} mbar·l/s ein ungestörter Betrieb für ein Jahr möglich ist. Die höhere Rate ist jedoch vertretbar, da die Anlage in kürzeren, regelmäßigen Abständen evakuiert werden kann und muss, um die verschiedenen Versuchsszenarien zu prüfen. Zudem ist für einen zukünftigen Anwendungsfall im „Feld“ von wesentlich weniger messtechnischen Behälterschnittstellen sowie Flanschverbindungen oder Schaugläsern und damit potentiellen Lecks auszugehen.

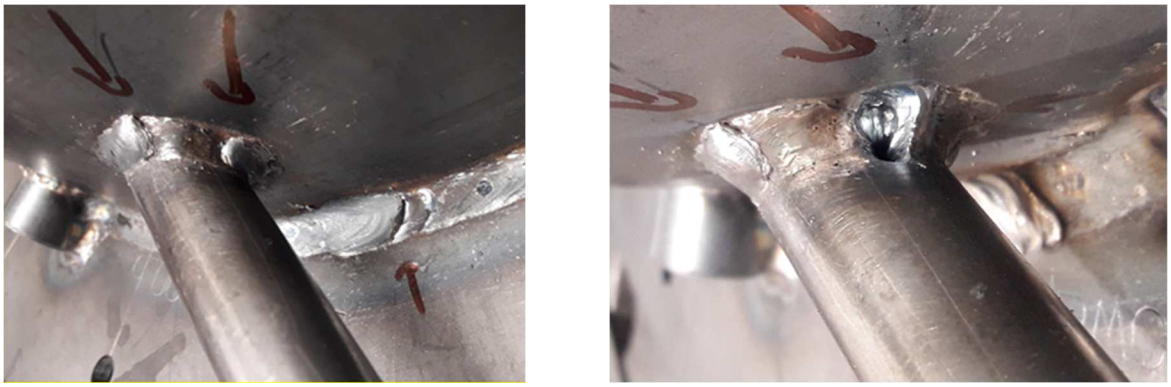


Abbildung 5-13: links: Mit Heliumlecksuchgerät Identifizierte Löcher, rechts: Aufgerissenes Loch nach Schweißversuch bei evakuiertem Kessel

Für die Bestimmung der Leckrate ist bei Behältern mit einem Volumen von über 100 Litern eine Druckanstiegsmessung die aussagekräftigste Methode. Um jedoch konkrete Lecks zu finden, haben sich Heliumlecksucher als Standard durchgesetzt. Deren Empfindlichkeit ist ausreichend um kleinste, vakuumtechnisch störende Undichtheiten an Anlagen festzustellen und lokalisieren zu können. Bei der Suche wird die Anlage

Stück für Stück mit gasförmigem Helium besprüht und das durch Lecks eindringende Gas wird mit Hilfe eines Massenspektrometers nachgewiesen.

Beispielsweise wurden im Vorversuch in starken Verschneidungsbereichen Lunkereinschlüsse bzw. Fehlerhafte Schweißnähte aufgespürt. Abbildung 5-13 zeigt einen derartigen Einschluss. Um also das übliche Fertigungs- und Schweißverfahren nutzen zu können, müssen starke Ver- bzw. Hinterschneidungen vermieden werden. Schweißnähte sollten möglichst so geplant werden, dass ein Absetzen der Schweißpistole und damit eine Nahtunterbrechung verhindert werden können. Entsprechend sind auch die fertigenden Schweißer zu instruieren.

Reinigungsverfahren für unlegierte bzw. nicht-rostfreie Komponenten

Durch die Wahl des „groben“ Schweißverfahrens und des unedlen Werkstoffes sind die gefertigten Behälter teilweise stark verschmutzt. Rückstände wie Öl, Schlacke und Späne oder Schweißperlen verunreinigen damit das Arbeitsstoffpaar. Es war zu befürchten, dass

- kleinste Stahlpartikel die Korrosion an den Wärmeübertragerrohren der aus hochlegierten Stählen gefertigten Wärmepumpeneinheit begünstigt, durch aus „Flugrost“ entstehende Lochkorrosion
- das bei der Fertigung der Halbzeuge bzw. Bleche aufgebrachtes Öl auf den Wärmeübertragerrohren zu einer starken Verschlechterung der Benetzung und damit von Wärme- und Stoffübergang führt
- die optische Überprüfung der prozessinternen Vorgänge durch stark getrübte Flüssigkeit unmöglich wird.

Folglich wurden Reinigungsverfahren untersucht, die eine Beeinträchtigung mindern oder vollständig verhindern.

Um einerseits durch Schaugläser in den Komponenten die Wärmetauscheroberflächen gut beobachten zu können, andererseits die Rohrbündelwärmetauscher und Pumpen vor übermäßiger Verschmutzung und Korrosion durch Eisenpartikel zu schützen, wurde ein feinporiger Filter getestet. Recherchen ergaben, dass eine nominelle Abscheiderate (80%) von 3 µm alle opak wirkenden Partikel aus der Lösung zurückhält, sodass die durch Rostpartikel getrübte Flüssigkeit wieder transparent wird.

Es wurde ein entsprechendes Filtersystem, wie in Abbildung 5-14 gezeigt, angeschafft und am ersten Funktionsmuster getestet.

Abbildung 5-14: Filtereinheit bestehend aus Kerzenfilter und Kerzenfiltergehäuse, Test im Vorversuch

Einerseits ergab sich leider eine hohe Vakuum-Leckrate des Gehäuses aus faserverstärktem Polyamid, anderseits ist der Erfolg des Filters aus Polyestermicrofaser in folgender Abbildung 5-15 gut ersichtlich:

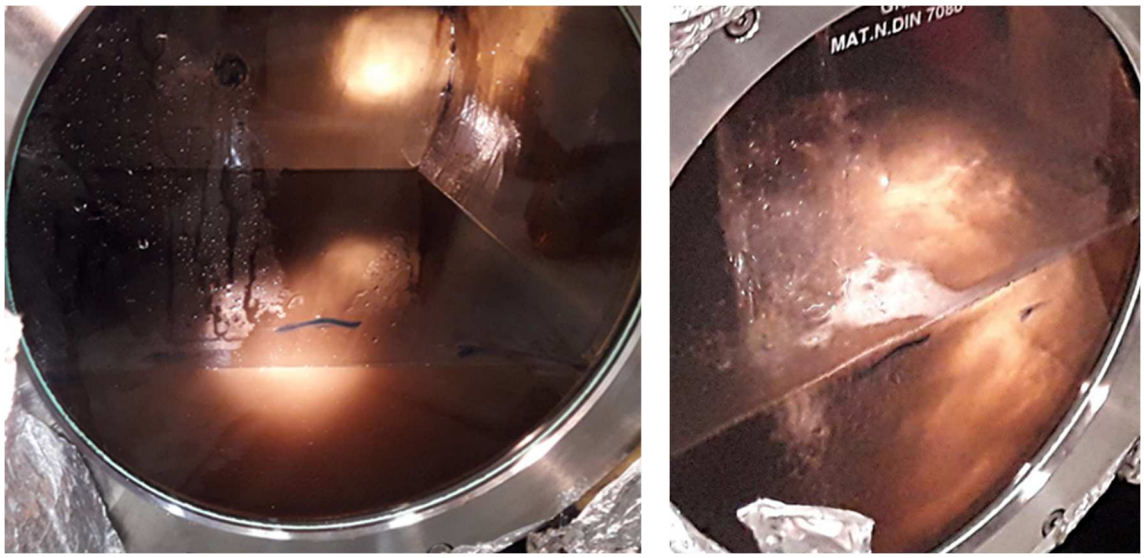


Abbildung 5-15: Filtereffekt auf die Lösung: links ungefiltert, rechts nach 5 min. Filterbetrieb

Links ist die Lithiumbromidlösung stark getrübt zu erkennen, rechts die durchsichtige Flüssigkeit nach wenigen Minuten Filtereinsatz. Für das spätere Gesamtsystem wurde daher eine entsprechende Filterstrecke als Bypass vorgesehen.

Zwar können oben beschriebene Filterkerzen speziell zur Ölabscheidung eingesetzt werden, diese sind jedoch in der Anschaffung kostspielig und würden sich für eine spätere Serienfertigung negativ auf den gesamtpreis des Systems auswirken. Daher wurde am im Abschnitt 6.2 beschriebenen und gefertigten Hochtemperaturdesorber aus Schwarzstahl ein unkonventionelles Verfahren zur Reinigung eingesetzt:

Mit handelsüblichen Spülmaschinentabs wurde eine Lauge angesetzt, welche zum Lösen und Binden des Öls in den Hochtemperaturdesorber eingefüllt wurde. Nach etwa zehn Stunden Einwirkzeit wurde die Flüssigkeit abgelassen und die Komponente gespült. Im späteren Anlagenbetrieb wurden keine Ölrückstände im System identifiziert. Dieses kostengünstige Verfahren könnte auch in der Produktion einer zukünftigen Serie beim Hersteller einfach angewendet, bzw. direkt bei der Druckprüfung eingebunden werden.

Abströmwinkel für Dampfblasen in siedender Lithiumbromidlösung

Um Dampfblasen effektiv von den Wärmeübertragerflächen hin zum Kondensator führen zu können und damit lokale Überhitzung von Lösung und Behälterwänden zu vermeiden, muss die Geometrie entsprechend angepasst werden. Hierfür ist insbesondere ein geeigneter Anstellwinkel von Oberflächen zur Horizontalen zum Ableiten von Dampfblasen relevant. Das in Abbildung 5-12 links dargestellte Blech war im für den Vorversuch gefertigten Desorber als Dampfabstreifblech eingebaut. Entstehende Dampfblasen sollten von den Rohren in die Mitte zum Kondensator geleitet werden.

Um diesen Vorgang überprüfen zu können wurden Schaugläser derart eingebaut, dass sowohl über als auch unter dem Blech eine optische Kontrolle möglich war. Im Betrieb war selbst bei kurzzeitig sehr hohen Leistungen (etwa doppelte Nennlast) eine gute Ableitung festzustellen. Der Anstellwinkel von 15° ist damit als ausreichend zu sehen. Je nach Gesamtgeometrie und Flächenlast kann sogar eine geringere Anstellung ausreichen.

Erkenntnisse zum Korrosionsverhalten von Lithiumbromidlösung bei hoher Temperatur

Die hochkorrosive Wirkung von Lithiumbromidlösung erfordert besondere Maßnahmen, um die eingesetzten Werkstoffe zu schützen. Insbesondere bei hohen Temperaturen ab 80 °C greift das Sorbens Lithiumbromid in wässriger Lösung Metalle stark an. Hinzukommt, dass sich der zum Schutz von Stahloberflächen in die Salzlösung eingebrachte Molybdatinhibitor ab einer Temperatur von etwa 180 °C allmählich zersetzt. Solche Temperaturen sind direkt an der Oberfläche der Wärmetauscher in der Nähe des Brennraumes zu erwarten. Die auftretenden Korrosionsarten sind elektrochemisch begründet. Niedrige Sauerstoffkonzentrationen im flüssigen Medium wirken den benannten Korrosionsarten prinzipiell entgegen. Erfahrungen mit unterschiedlichen Werkstoffen zeigen, dass Wandstärkenzuschläge und vakuumgerechte Konstruktion, etwa Vermeiden enger Spalte, auch für niedriglegierte Werkstoffe lange Standzeiten ermöglichen. Zudem verwenden auch viele kommerzielle Hersteller großer Absorber-Anlagen ähnliche Stähle wie hier angedacht.

Um die hochkorrosive Wirkung der wässrigen Lithiumbromidlösung noch besser einschätzen zu können, wurde ein für ca. 300 h bei ähnlichen wie den hier geplanten Bedingungen betriebener Behälter zersägt und auf Schäden untersucht. Vornehmlich hochlegierter austenitischer, rostfreier Edelstahl, teilweise mit Molybdänanteil zur Lochfraßvermeidung, wurde in dem zersägten Desorber verwendet. Der hohe Chrom- und Nickelanteil der Legierung erzeugt eine starke passive Schicht auf der Oberfläche, welche Korrosion mindert. Der Einsatz von LiBr-Lösung mit Molybdatinhibitor sorgt zusätzlich für eine Passivschicht auf den Oberflächen. Auch ein Beiz- und Passivierungsverfahren wurde beim Bau dieses auf Seite 62 dieses Berichts bereits erwähnten Desorbers angewendet. Somit wurden die passivschichtschädlichen Anlauffarben nach dem Schweißen entfernt.

Die Wirksamkeit der Korrosionsverhinderungsmaßnahmen wurden durch das zerstörende Prüfverfahren im Rahmen der Möglichkeiten untermauert - es waren im Bereich der vollständigen Benetzung durch Lösung keine relevanten Korrosionserscheinungen festzustellen.

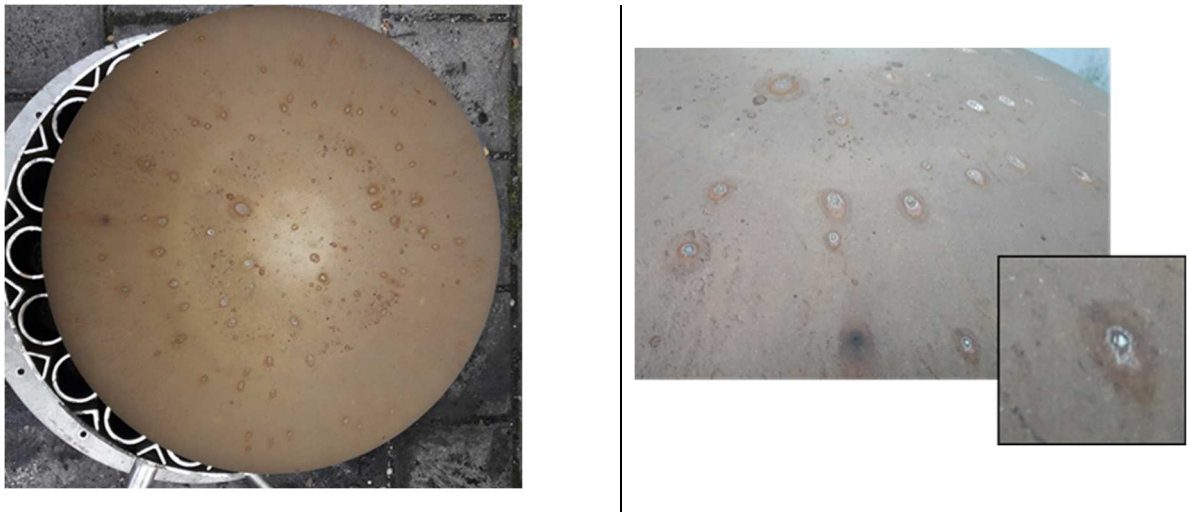


Abbildung 5-16: Klöpperboden des Edelstahl-Desorbers aus einem Vorgängerprojekt

Der Klöpperboden als interne Umlenkung ist mit einer Wärmestromdichte von ca. 20 kW/m² belastet worden (analytische Kalkulation). Die zunächst als „Lochfraßstellen“ in Abbildung 5-16 auffallenden Punkte sind bei näherer Betrachtung und polieren mit Schwamm und Wasser als minimal tief zu beurteilen, wie aus Abbildung 5-17 ersichtlich.

Abbildung 5-17: vermutete Ansätze von Lochfraß auf der Edelstahloberfläche

Auch in Spalten und unvollständigen Schweißnähten konnte kein Rissfortsatz oder grobe Schäden erkannt werden, wie Abbildung 5-18 zeigt.

Abbildung 5-18: Auf Korrosion Untersuchte Spalte

Problematischer zeigt sich der Übergangsbereich zwischen Lösung und Dampf. Durch die nur teilweise Benetzung der Oberfläche und ggf. die korrosive Wirkung des Wasserdampfes kommt es hier zu stärkerer Rostbildung. Vermutlich wird diese zusätzlich begünstigt durch die Verwendung eines Stahles OHNE Molybdängehalt. Abbildung 5-19 zeigt den Übergangsbereich:

Abbildung 5-19: Korrosion im Übergangsbereich von Dampf und LiBr-Lösung

Im Rahmen der Vorversuche wurde das wie oben beschrieben hergestellte erste Funktionsmuster des Hochtemperaturdesorbers (HTD) ebenfalls untersucht. Dieses wurde ca. 890 Stunden bei Temperaturen zwischen 130 °C und 140 °C betrieben und war ca. 10 Monate der korrosiven LiBr-Lösung ausgesetzt. es wurde demontiert und anschließend zersägt, um die Wärmetauscherflächen auf der Innenseite zu inspizieren.

Das erste HTD-Funktionsmuster wirkte trotz des minderwertigeren Werkstoffes auf den ersten Blick in erstaunlich gutem Zustand. Es war eine leicht abwischbare Patina zu erkennen, welche sich vermutlich von der Abscheidung von Eisenoxid vom Kesselstahl und Öl aus dem Kessel (die geölten Bleche wurden verschweißt jedoch nicht entfettet vor der Inbetriebnahme) gebildet hat.

Abbildung 5-20: teilweise lochfraß-korrodierte Zonen aus dem Übergangsbereich zwischen Lösung und Wasserdampf des ersten HTD-Funktionsmusters

Teilweise sind in Abbildung 5-20 Ansätze von Lochfraß zu erkennen, welche sich jedoch, abgesehen vom Übergangsbereich zum Kondensator (flüssig/dampf-Zone) nicht tief in das Material gegraben haben. Die Schweißnähte sind im Allgemeinen in gutem Zustand. Risse sind in keiner Schweißnaht oder Behälterwand zu erkennen gewesen. Spaltkorrosion ist an den entscheidenden Stellen (z.B. Übergang der Rauchrohre in den Deckelbereich) nicht zu erkennen.

Eine gefährdende Korrosion ist im Rahmen der Aussagekraft der rein optischen Untersuchung des ersten Desorbers nicht auszumachen.

Um eine detailliertere Korrosionsbewertung vornehmen zu können, wurde ein in einem Entwicklungsprojekt des ILK Dresden mit der Firma Loser Chemie GmbH umgesetzter „LC-Analysekoffer“ zur Untersuchung der LiBr-Lösung aus den Desorber-Behältern am ZAE Bayern angeschafft. Damit können zügig und sehr kostengünstig weitere Informationen über den Materialabtrag und die Korrosion gesammelt werden, ohne entsprechende Proben versenden zu müssen. Die Ergebnisse der Analyse aller Proben sind im Abschnitt 7.4.3 zusammengefasst.

Diese Untersuchungen lassen einerseits den Schluss zu, dass die getroffenen Maßnahmen, insbesondere der Molybdatinhibitor wirksam gegenüber der Korrosion auch bei hoher Temperatur sind, andererseits muss der Bereich der Mehrphasenströmung zwischen Flüssigkeitsoberfäche und reiner Dampfströmung in allen Anwendungen stets genauer beobachtet werden. Zudem ist zu berücksichtigen, dass die erreichte Betriebsstundenzahl in den Vorversuchen keineswegs mit der üblichen Lebensdauer eines Kessels von ca. 20 Jahren in Relation steht.

5.5 Konzept für die Bauart von Mittel- und Niederdruckstufe (AWP)

Für die Mittel- und Niederdruckstufe (mit den Komponenten Verdampfer, Absorber, NT-Desorber, Kondensator) des Systems wurde, wie für Absorptionswärmepumpen mit dem Arbeitsstoffpaar Wasser und Lithiumbromidlösung üblich, Rohrbündelwärmetauscher vorgesehen. Erfahrungen und Erkenntnisse aus vorangegangenen Projekten am ZAE Bayern gaben hierfür bereits den geometrischen Rahmen vor. Orientiert an den Randbedingungen bzgl. Fertigung, Handling und Transport ergab sich in der Konzeptphase die in Abbildung 5-21 dargestellte Konstruktionsstudie:

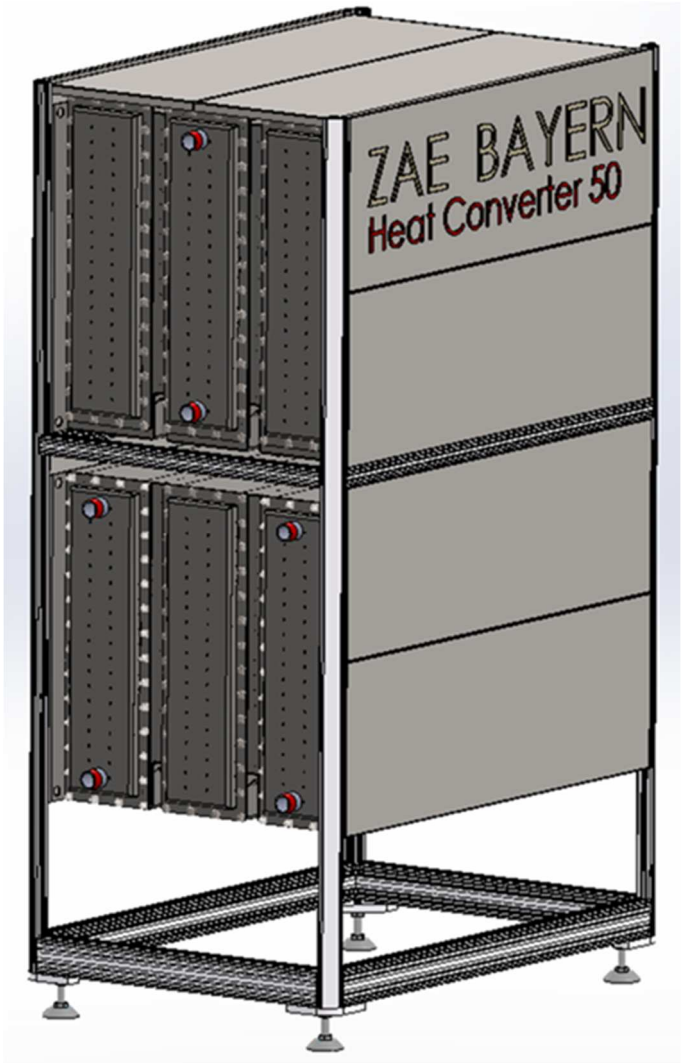


Abbildung 5-21: CAD-Designstudie der AWP

Das Design aus zwei quaderförmigen, nahezu baugleichen Druckstufenbehältern nutzt den benötigten Bauraum optimal aus. Gleichzeitig führen ähnliche Bauteile zu Synergieeffekten und damit Kosteneinsparung bei der Fertigung. Alle Bleche können bedarfsabhängig mittels Laserschneidverfahren hergestellt werden, sodass eine sehr geringe Fertigungstoleranz bei niedrigster Nachbearbeitung möglich ist.

Die Bauart sollte zudem gut transportabel sein. Für die vorgesehene Leistungsklasse ist türgängiges Format und ein einfacher Transport mittels Hubwagen wichtig. Damit ist ein unkomplizierter Aufbau einer solchen Anlage ohne „schweres Gerät“ zukünftig in Heizzentralen sichergestellt. Die Grundfläche der Absorptionswärmepumpe sollte sich daher an den Abmaßen von Europaletten (0,8 x 1,2 m) orientieren, die Bauhöhe 2,1 m nicht überschreiten. Das Gewicht wurde (unbefüllt) mit etwa maximal 1000 kg eingegrenzt.

Das externe Wärmeträgermedium fließt bei dieser Bauart durch die Rohre und wird an den Stirnseiten in Wasserkästen umgelenkt. Auf die Rohrbündel werden mittels Aufgabesystem je nach Komponente Kältemittel oder Lithiumbromidlösung aufgegeben. Die Aufgabe sollte orientiert am vom ZAE Bayern patentierten Aufgabesystem erfolgen. Flüssigkeit wird dabei in Wannen oberhalb der Rohrbündel aufgegeben und über definierte Abtropfstellen in regelmäßigen Abständen auf die Außenoberfläche der Wärmetauscherrohre geleitet.

Insbesondere die Einschnürung des Kältemittelfilms am Verdampfer führte in der Vergangenheit zu erheblich verringerten Wärmeübergangskoeffizienten. Diese Problematik sollte einerseits durch die Auswahl strukturierter Rohre für die Bündel umgangen werden. Da auch die Durchmischung der Lösung am Absorber verbesserungswürdig war, musste auch das Aufgabewannensystem optimiert werden, um eine gleichmäßige, durchmischende Strömung auf den Rohrbündeln zu erzeugen.

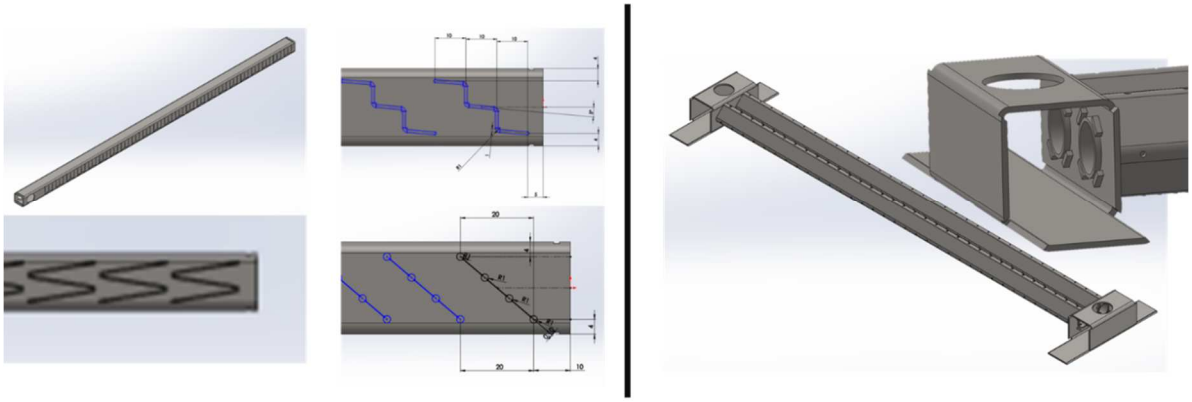


Abbildung 5-22: Konzepte und CAD-Zeichnungen von Fluidaufgabesystemen

Daher wurden diesbezüglich einige Recherchen und Untersuchungen vorgenommen sowie Bauteilmuster angefertigt und getestet. Kenntnisse aus Patentrecherchen, aus eigenen Patenten und Ergebnisse aus früheren Projekten wurden in neue Konzepte umgesetzt. Beispielhaft seien in Abbildung 5-22 zwei Varianten gezeigt.

Die Aufgabesysteme wurden im 3D-Laserschnittverfahren gefertigt und an Atmosphäre mit Leitungswasser getestet (vgl. Abbildung 5-23). Eine vorherige Simulation der Fluidverteilung wurde ausgeschlossen, da sich derzeit die Simulation offener Gerinne als sehr komplex gestaltet.

Wichtige Punkte für die Bestimmung des besten Aufgabesystems sind:

- Berieselungsdichte
- Benetzung der Rohre

- Funktion bei Anlagenschrägstand
- Montageeinfachheit und Kosten

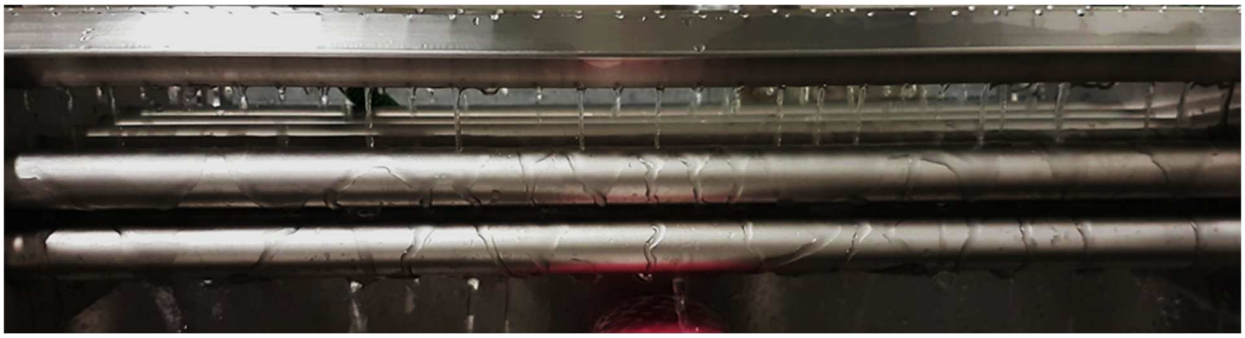


Abbildung 5-23: Test eines verworfenen Aufgabesystems an Atmosphäre

Eine sehr vielversprechende, kostengünstige, lageunempfindliche und funktionelle Geometrie wurde weiterentwickelt. Da die einwandfreie Funktion des Aufgabewannensystems trotz Voruntersuchungen nicht garantiert werden konnte und wie erwähnt in früheren Projekten teilweise Schwierigkeiten und Leistungseinbußen mit sich brachte, wurde die AWP so konzipiert, dass die Wannen austauschbar sind. Somit war auch nach Fertigung und Inbetriebnahme eine Verbesserung der AWP möglich.

5.6 Randbedingungen für das Gesamtsystem

Aus den Betrachtungen in der Konzeptphase wurden allgemeingültige Werte zur Anlagenentwicklung herausgearbeitet. Diese sind als beste Schnittmenge der Grenzen der Absorptionswärmepumpentechnologie, der infrage kommenden Umweltwärmequellen, den Anforderungen moderner Haustechnik sowie Kundenattraktivität zu sehen.

Die erarbeiteten wesentlichen Randbedingungen für die Entwicklung des Gesamtsystems lassen sich auf Temperatur, Leistung und Wirkungsgrad reduzieren. Stichpunktartig zusammengefasst folgen hier die wichtigsten Ergebnisse der entsprechenden Arbeitspakete und damit der Konzeptphase:

- Heiztemperaturen im Hocheffizienzmodus (Double-Effect): Vorlauftemperatur: 41 °C, Spreizung: 10 K; Rücklauf vom Heiznetz: 31 °C
- Vorlauftemperatur von der Umweltwärmequelle: 8 °C, Spreizung 4 K, Rücklauftemperatur zur Umweltwärmequelle: 4 °C
- Voraussichtliche maximale Antriebsleistung der Feuerung im Hocheffizienzmodus: 55 kW, Voraussichtlicher max. möglicher Wirkungsgrad $BUE_h \approx 2$
- Voraussichtliche maximale Heizleistung im Hocheffizienzmodus (DE): 110 kW
- Möglichkeit zur Erprobung aller relevanten internen und externen Betriebsweisen insbesondere der Betriebsmodi „Single-Effect“ (SE), „Double-Effect“ (DE) und „Double-Lift“ (DL)

Der Fokus der Entwicklung sollte stets auf den hocheffizienten Double-Effect-Modus gelegt werden (der auch als Modus für hocheffiziente Kälteerzeugung zu favorisieren ist), alle weiteren Optionen waren diesem gegebenenfalls unterzuordnen.

Hinsichtlich der Brennstoffwahl wurde bereits in der Konzeptphase die weitreichende Entscheidung getroffen, den Hochtemperaturdesorber im Labor des ZAE Bayern im Wesentlichen mit Holzpellets zu betreiben. Da die Qualität von Hackschnitzeln ebenso wie deren Wassergehalt stark schwankt, erschien ein Probebetrieb mit dem ersten Funktionsmuster rein mit Hackschnitzeln befeuert erschwerend. Holzpellets benötigen weniger Lagerplatz und weisen einen gleichmäßigeren Heizwert auf. Damit wird das Handling im Labor des ZAE Bayern wesentlich erleichtert und die Justierung und Beurteilung des Systems sowie der Regel- & Steuerungslogik vereinfacht. Nichtsdestotrotz wurde das gesamte Brennstoffmanagement derart ausgeführt, dass eine Befeuerung mit Holzhackschnitzeln nach kleinen Umbaumaßnahmen am Brennraum und Konfiguration der Steuerungsparameter jederzeit möglich ist.

6 Umsetzungsphase

Die zweite Kernphase des Projektes umfasste die gesamte Anlagenplanung bis hin zur Umsetzung und Aufstellung im Labor. Es wurde daher einerseits der Anlagenprozess und die Steuerung geplant, andererseits die Konstruktion passend zu den in der Konzeptphase ermittelten Randbedingungen erarbeitet und letztlich durch Fertigung umgesetzt. Auf eine allumfassende Darstellung der Konstruktionen kann zur Wahrung der Übersichtlichkeit und aus Gründen der Geheimhaltung hier leider nicht erfolgen.

6.1 Kopplung der Komponenten

In diesem Arbeitspaket wurden die voneinander auch unabhängig betreibbaren und betriebenen Komponenten Hochtemperaturdesorber (HTD) und Absorptionswärmepumpe (AWP) sowohl steuerungstechnisch als auch in der Fluidführung intern und extern real gekoppelt.

Hierzu trägt das neu entwickelte Rohrleitungs- und Instrumentierungsschema wesentlich bei, indem der gesamte Wärmepumpenprozess als Sensoren, Aktoren sowie Regelungsstrategien und Komponentendetails komprimiert gemeinsam dargestellt und in Zusammenhang gebracht werden.

Durch die Verwendung einer gemeinsamen speicherprogrammierbaren Steuerung (SPS) konnten beide Systemkomponenten autark betrieben, elektrisch und softwaretechnisch aber bereits von Anfang an zusammengeführt werden. Im Folgenden werden die entscheidenden Bausteine für die erfolgreiche Kopplung erläutert.

6.1.1 Pufferspeicher

Bei Verwendung einer mit holzartigem Festbrennstoff gefeuerten Heizung ist es wirtschaftlich sinnvoll, einen Heizwärmepufferspeicher einzubinden. Durch den Einbau eines Pufferspeichers werden häufige Taktungen der Heizung, vor allem in der Übergangszeit bei geringem Wärmebedarf, verhindert und die Anlage arbeitet länger im optimalen Arbeitspunkt. Daher schreibt in Deutschland auch die BImSchV (§5) einen Pufferspeicher für Feuerungsanlagen mit flüssigem Wärmeträgermedium, ausgenommen Einzelraumfeuerungsanlagen, vor. Auf einen Pufferspeicher kann nur verzichtet werden, wenn die Feuerungsanlage zur Abdeckung der Grund- und Mittellast in einem Wärmeversorgungssystem unter Volllast betrieben wird und die Spitzen- bzw. Zusatzlasten durch einen Reservekessel abgedeckt werden, bzw. Anlagen die nur in Vollastbetrieben werden. Dies trifft im vorliegenden Projekt allerdings nicht zwingend zu.

Pufferspeichereinbindung

Die Einbindung des Pufferspeichers hängt vom jeweiligen Einsatzbereich des hier entwickelten und beschriebenen Systems ab.

Bei Altbauten (Double-Lift-Betrieb) mit hohen Vorlauftemperarturen erfolgt die Einbindung nach dem Kondensator C2, siehe Prozessschema in Abbildung 6-1. Es entfällt somit die gesamte Verrohrung des Mitteltemperaturkreises (bis auf Umwälzpumpe und Verrohrung A1-E2). Zusätzlich bietet sich einfach die Möglichkeit einen Brauchwarmwasserspeicher zu integrieren. Die Warmwasserbereitstellung kann auch

mittels eines Kombispeichers umgesetzt werden, wobei dies stets einen Kompromiss darstellt und energetisch schlechter ist als zwei getrennte Speicher (Heizungs- und Brauchwasserwasserspeicher). Zudem muss immer für eine „heiße Blase“ im oberen Bereich des Speichers gesorgt werden, da sonst die Brauchwarmwasserbereitstellung nicht möglich ist.

Bei Neubauten (Double-Effect-Betrieb) muss der Pufferspeicher in den Mitteltemperaturkreis (A1 / C1) integriert werden, da in diesem die Heizwärme ausgekoppelt werden. Sind keine Frischwasserstationen zum lokalen „Weitererwärmen“ des Heiztemperaturniveaus vorgesehen ist auch hier ein Brauchwarmwasserspeicher nach dem C2 einzubinden. Die Beladung des Brauchwarmwasserspeichers im Double-Effect-Modus kann auf drei Arten stattfinden, wobei je nach Wärmemenge für das Brauchwarmwasser (BWW) zu unterscheiden ist:

- Geringer BWW-Bedarf: *im DE-Betrieb* einen Teil der Wärme nach dem C2 auskoppeln
- Geringer BWW-Bedarf: *Beenden des DE-Betriebs → Double-Lift-Modus:* gesamte Wärme nach dem C2 auskoppeln (Wärmepumpeneffekt mit hohem Hub führt zu mittlerer Wirkungsgrad)
- Mittlerer BWW-Bedarf: *Beenden des DE-Betriebs → Heat-Pipe-Modus:* gesamte Wärme nach dem C2 auskoppeln (schlechtester Wirkungsgrad!)

Für die Pufferspeicher, unabhängig des Einbauortes, besteht die Möglichkeit der Paralleleinbindung oder der Direkteinbindung.

Die Direkteinbindung entspricht zwei Schichtladeeinheiten. Theoretisch ist bei niedrigem Temperaturniveau im Double-Effect-Modus auch ein Speicher ohne Schichtladeinheit möglich, da die Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf gering ist.

Pufferspeichergröße

Das Pufferspeichervolumen ist bei automatisch beschickten Anlagen mit einem Volumen von mindestens 20 Liter je Kilowatt Nennwärmeleistung auszulegen (BImSchV §5). Bei einer Nennwärmeleistung von maximal 110 kW im DE-Betrieb, ergibt sich somit ein Pufferspeichervolumen von mindestens 2,2 m³.

Im DE-Betrieb (Heiztemperaturniveau 41°C, Spreizung 10 K) ergibt sich somit eine maximale Speicherkapazität von ~25 kWh. Bei einer Teillastfähigkeit von 30 % (~17 kW am Brenner) ergibt sich somit eine maximale Speicherdauer von lediglich 45 Minuten. Es empfiehlt sich daher, den Speicher für das hier entwickelte System wesentlich größer zu dimensionieren, um die längeren An- und Abfahrvorgänge besser ausgleichen zu können und die Verbrennung möglichst emissionsarm bei Volllast zu betreiben. Die tatsächlich notwendige Größe hängt stark vom Betriebsverhalten des neu entwickelten Gesamtsystems, sowie vom Lastverhalten des zu versorgenden Gebäudes ab.

Pufferspeicher im Laborbetrieb

Die reale Umsetzung des Pufferspeichers im Labor wurde verworfen, da vorab keine realistische Auslegung möglich war. Weiterhin müssten, um alle verschiedenen Betriebsvarianten abbilden zu können, mindestens zwei Pufferspeicher installiert werden bzw. mittels aufwendiger Verschaltung ein Pufferspeicher für alle

Betriebsfälle eingebunden werden. Daher wurde eine Simulation des Speicherverhaltens mittels der Laborteststandumgebung favorisiert.

6.1.2 Rohrleitungen und Instrumentierung *extern*: Prozessschema der Gesamtanlage

Für die Kopplung von Absorptionswärmepumpe, Hochtemperaturdesorber und der Teststandumgebung im Labor bzw. zukünftig an ein Gebäude und die Umweltwärmequelle wurden die in Abschnitt 5.3.1 beschriebenen externen[7] hydraulischen Verschaltungen ausgearbeitet. Dabei wurden alle Betriebsmodi berücksichtigt, sodass kein Umbau am Prüfstand mehr nötig ist. Durch Umschalten von Ventilen können Single-Effect-, Double-Effect- und Double-Lift-Modus, ebenso wie Mischvarianten, z.B. zum Einkoppeln solarer Wärme (DE/SE) oder der gleitende Übergang von Double-Effect- zu Double-Lift-Modus realisiert werden.

Das Rohrleitungs- und Instrumentierungsschema („R&I“) für die Umsetzung ist in Abbildung 6-1 dargestellt. Es sind prinzipiell vier Vor- und Rücklaufleitungen zu erkennen. Diese dienen zur Anbindung an die externen Wärmequellen bzw. –senken. Im oberen Bereich ist die Hochtemperaturstufe mit D2 und C2 zu erkennen, welche die aus dem (Verbrennungs-)Antrieb gewonnene Wärme an den D1 abgeben kann. Alternativ kann über die gelben Leitungen eine Auskopplung von höherer Temperatur (z.B. bei Double-Lift oder bei geringem Brauchwarmwasserbedarf, vgl. Seite 76) erfolgen, oder im Heat-Pipe-Modus erzeugte Wärme über die Ventile MCV 202 und MSV 202 zum mittleren Temperaturniveau gemischt werden. Dadurch lässt sich ein Ausfall der Umweltwärmequelle kompensieren oder eine Kesselnotkühlung ermöglichen. Zudem ist im oberen Bereich des R&I die Einkopplung von zusätzlicher Antriebswärme (z.B. Solarunterstützung) in den Wärmepumpenprozess oder der Betrieb im Single-Effect, also ohne Hochtemperaturstufe über das Ventil MCV 301 symbolisiert. Die Komponenten D1 und C2 können jeweils mittels Bypass umfahren werden.

Der mittlere Bereich in Abbildung 6-1 zeigt die für die Auskopplung von Wärme im hocheffizienten Double-Effect-Modus relevanten Leitungsabschnitte mit den Komponenten C1 und A1. Hier wird die Wärme im Auslegungsfall bei etwa 41 °C an ein Gebäude abgegeben. Im Double-Lift Modus erfolgt lediglich eine Umwälzung im Kreis (MMV201 in Eckstellung). Zudem ist es ebenfalls möglich, die Komponenten zu „bypassen“, beispielsweise für einen Heat-Pipe- oder Notabschaltungs-Modus.

Der untere Bereich in Abbildung 6-1 ermöglicht die Einkopplung der Umweltwärme bzw. die Bereitstellung von Kälte für z.B. eine Gebäudekühlung über den Verdampfer E1.

Das System ist für alle drei Mischkreise (blaue & rote Leitungspfade) so konzipiert, dass mithilfe von Dreiwege-Mischventilen die geforderten Temperaturen an der Absorptionswärmepumpe konstant gehalten werden. Die Temperaturspreizung über die Komponenten wird dann durch die Drehzahlvariation der Pumpen konstant gehalten, der Volumenstrom folglich auf die Temperaturspreizung geregelt. Es kann also nur so viel Wärme aus- bzw. eingekoppelt werden, welche konstante Temperaturen zulässt.

[7] Für die Definition zu „extern“ und „intern“ vgl. Abschnitt 5.3, Seite 41.

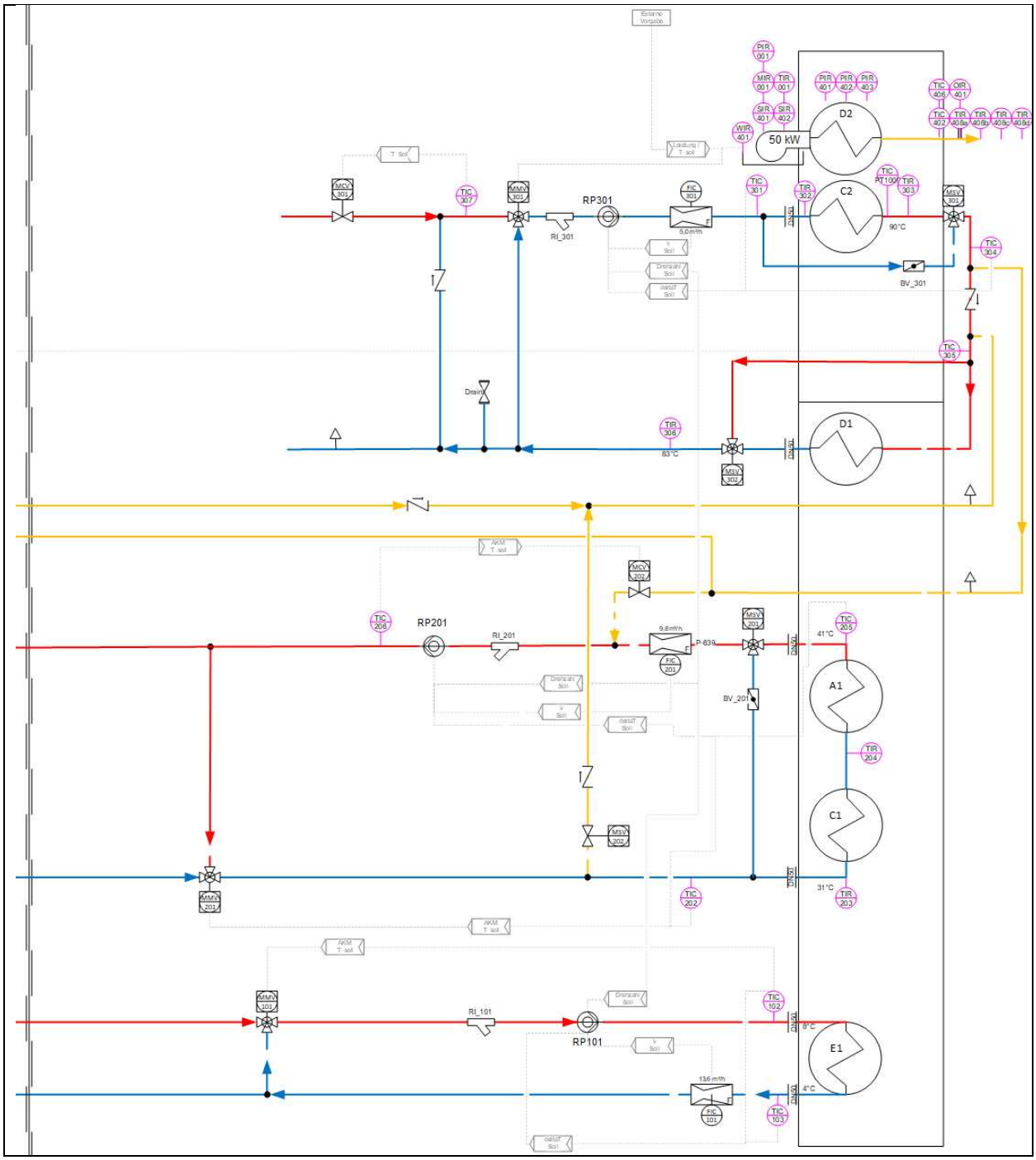


Abbildung 6-1: R&I des Hydrauliksystems bzw. der externen Anlagenverrohrung für den Laborbetrieb

Diese Betriebsweise bedingt jedoch, dass die Leistung am Antrieb gesondert angefordert werden muss, da sich das System sonst in den minimal möglichen Leistungszustand fahren würde, also beispielsweise mini-

male Teillast in der Verbrennung. Eine externe Leistungsanforderung müsste demnach aus der Gebäudeleittechnik erfolgen oder auf geeignete Temperaturen regeln. Hierbei muss die Trägheit der Feststoffverbrennung berücksichtigt werden, sodass beispielsweise Pufferspeichertemperaturen infrage kommen.

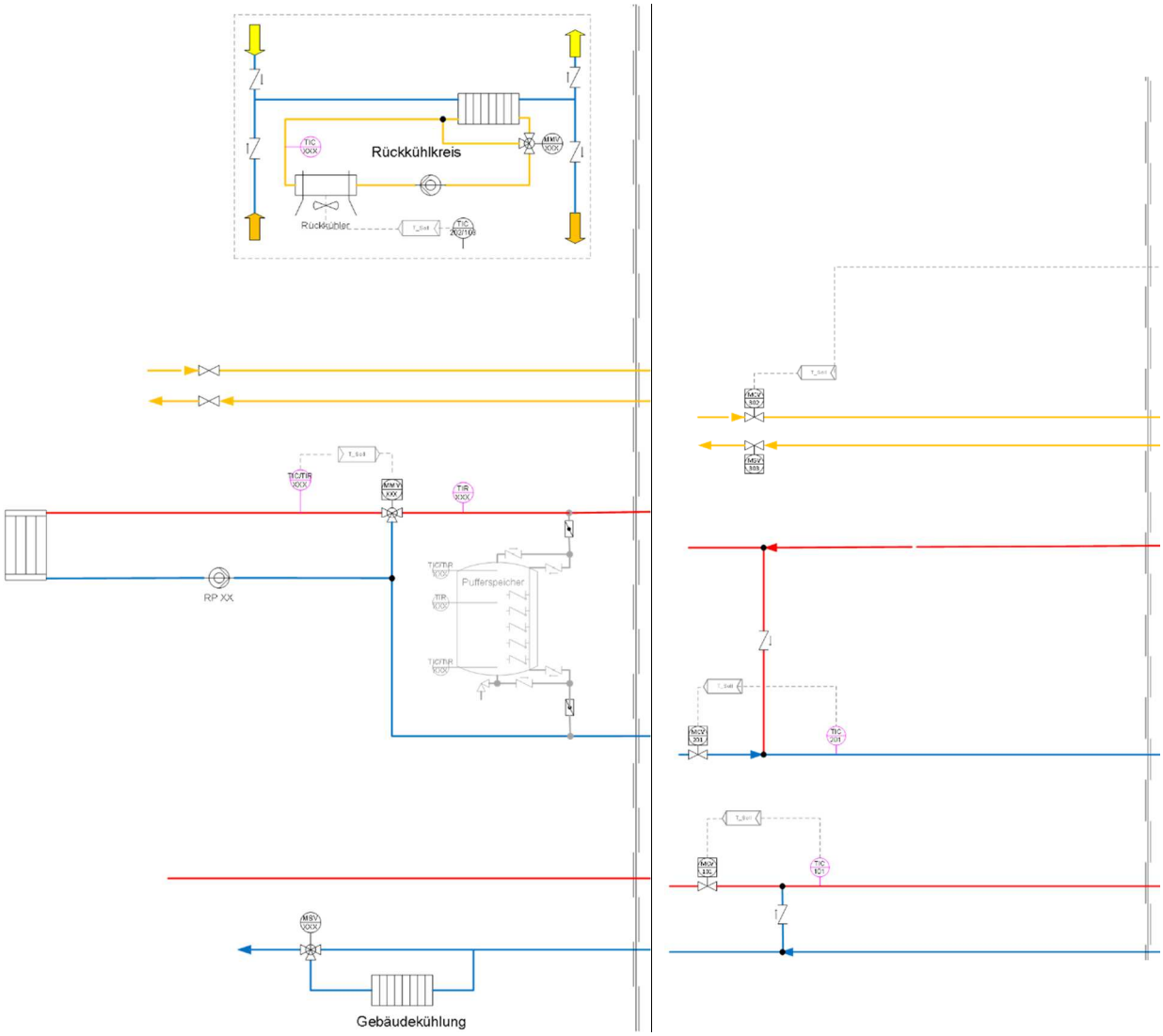


Abbildung 6-2: R&I der externen Verrohrung – Unterschiede zwischen Realgebäude-(links) und Laborkonfiguration (rechts)

Das System ist derart konzipiert, dass es einerseits am Versorgungsteststand des ZAE Bayern betrieben werden kann, andererseits auch bei späteren, realen Abnehmern in dieser Weise anschließbar ist. Hierfür wären kleine Modifikationen vorzunehmen, beispielsweise die Einbindung eines Rückkühlwerks. Diese Einschränkungen ergeben sich, da der Versorgungsteststand am ZAE Bayern in Kombination mit dem Wärmepumpen-Hydraulikrack (vgl. Abschnitt 0) bei bestimmten Betriebsweisen hydraulische Kurzschlüsse und damit Fehlbilanzierungen provoziert. Zudem würde bei einer späteren realen Anwendung keine aufwendige Messtechnik mehr verbaut, sodass sich das Hydraulikrack dann effektiv in der Größe

halbieren lässt. Die energetische Bilanzierung durch geeignete Messstellen, die Verschaltung der drei Temperaturniveaus bzw. -kreise und insbesondere der Einbindungsort des Pufferspeichers sind in genanntem R&I also bereits berücksichtigt.

Der Pufferspeicher wird für den Laborbetrieb „virtuell“ über den Versorgungsteststand dargestellt. Die Auslegung eines solchen Speichers muss wie in Abschnitt 6.1.1 erwähnt gebäudeabhängig erfolgen und ist damit nicht mehr Teil des Wärmepumpensystems. Mit Hilfe von hydraulischen Einspritzschaltungen können Temperaturverläufe eines virtuellen Gebäudes nachgefahren werden. Mit dieser Umsetzung kann ein nahezu realer Anlagenbetrieb getestet, verifiziert und optimiert werden, ohne dass real existierende Speicher, Umweltwärmequellen oder Gebäude notwendig sind.

Die wenigen Unterschiede in der externen Verrohrung zwischen dem Hydraulikrack für ein reales Gebäude und für den Laborbetrieb sind schematisch in Abbildung 6-2 dargestellt. Die in obiger Abbildung 6-1 mittels vertikalem Versatzstrich (links im Bild) gezeigte Systemgrenze symbolisiert die Abgrenzung zwischen Gebäude (links) und eigentlichem Wärmepumpensystem (rechts). Für ein reales Gebäude sind Pufferspeicher und Gebäudekühlung zu berücksichtigen. Zudem wäre für die Umweltwärmequelle Außenluft oder für Rückkühlung im Sommer bei Kälteanwendung ggf. ein entsprechendes Rückkühlwerk einzubinden. In Abbildung 6 3 sind die Schnittstellen zur Einbindung am Gebäude links dargestellt, während die Konfiguration mit Einspritzventilen für das Labor am ZAE Bayern rechts skizziert ist.

Links ist unten die Umweltwärmequelle und/oder Gebäudekühlung einzubinden, mittig das zu beheizende Gebäude bei mittlerem Temperaturniveau, darüber (gelbe Linien) steht das höchste Temperaturniveau zur Verfügung.

6.1.3 Rohrleitungen und Instrumentierung *intern*: Prozessschema der Gesamtanlage

Die interne[8] Fluidführung für Lösung und Kältemittel wurde entsprechend Abbildung 6-3 festgelegt. Berücksichtigt wurden die wichtigsten Betriebsmodi und Verschaltungen, sodass ein Double-Effect-Betrieb sowohl im Series- und Parallel-Flow möglich ist (vgl. Abschnitt 5.4.3 und Abbildung 5-3) mit gleitendem Betriebsübergang in den Double-Lift-Modus ebenso wie der einstufige Betrieb (Single-Effect-Modus).

Lösungsführende Leitungen sind hierin pink und lila dargestellt, Kältemittelleitungen wurden blau hinterlegt. Die Schnittstellen zwischen AWP und HTD sind in Abbildung 6-3 mittels fetter schwarzer Balken dargestellt. Sie sind als „Gewerkgrenze“ definiert worden, um die beiden Komponenten getrennt voneinander fertigen und in Betrieb nehmen zu können.

Das in Abbildung 6-3 dargestellte R&I wurde derart gestaltet, dass die in Abbildung 6-25 im Abschnitt 6.2.4 dargestellte Prozessführung „Standalone“ integriert werden kann, also der Hochtemperaturdesorber ohne die Absorptionswärmepumpe betreibbar ist. Dies bedingt auch, dass die Komponenten zueinander mittels Motorventilen zueinander automatisch absperrbar sind.

[8] Für die Definition zu „extern“ und „intern“ vgl. Abschnitt 5.3, Seite 41.

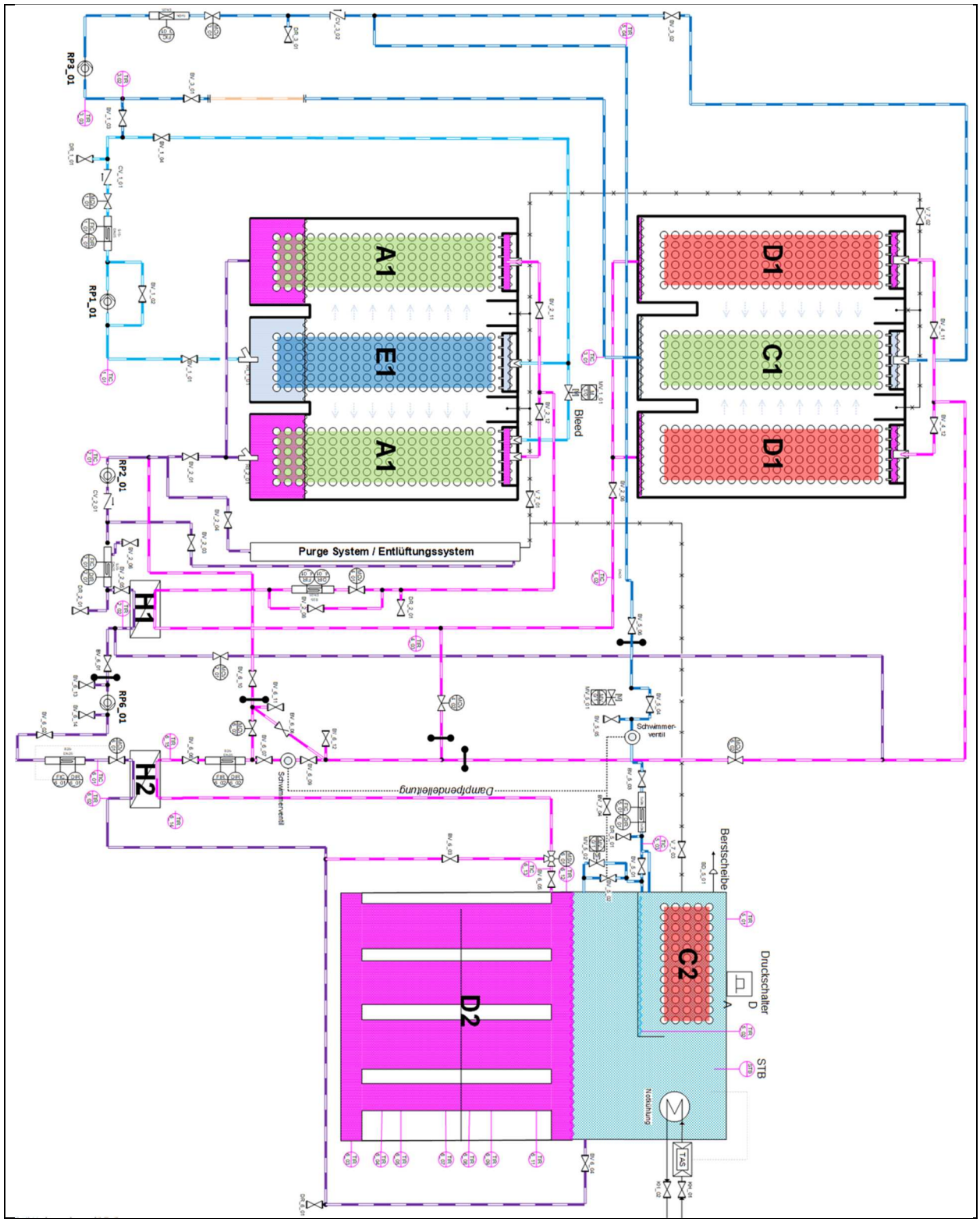


Abbildung 6-3: R&I der internen Anlagenverrohrung für den Laborbetrieb

Ferner wurden für die ggf. notwendige Substitution der selbst entwickelten Drucktrenneinrichtungen zwischen Hoch- und Mitteltemperaturstufe („Schwimmerventile“) sowie für die Volumenstromregelung an den Pumpen zusätzliche Ventile vorgesehen. Damit gilt auch für die interne Prozessführung ähnlich wie für das Hydraulikrack, dass dieses für eine spätere Feldanlage das System wesentlich weniger komplex ausfallen können.

6.1.4 Externe hydraulische Kopplung: Hydraulikrack

Nach der endgültigen Festlegung des internen und externen R&I wurden alle nötigen Aktoren wie Ventile, Pumpen, Schmutzfänger, Rohrleitungen usw. ausgelegt. Um die Pumpen entsprechend auswählen zu können wurde eine Druckverlustberechnung sowohl der internen als auch externen Kreise durchgeführt. Die Pumpen wurden darauf basierend so ausgelegt, dass auch eine Volumenstromsteigerung von ~25% gegenüber den Nennbedingungen möglich ist. Dies ermöglicht es, das Wärmepumpensystem bei verschiedenen Betriebsarten zu betreiben und so die ganze Bandbreite der Einsatzmöglichkeiten aufzuzeigen.

Das zum Betrieb notwendige Hydraulikrack wurde im 3D-CAD geplant und umgesetzt. Dieses Rack soll im Sinne von „Plug&Play“ für eine spätere, ggf. kommerzielle Anlageninstallation eine vereinfachte Inbetriebnahme ermöglichen und Planungsfehler vermeiden. Für die Laborinstallation wurde daher bereits eine Umsetzung angestrebt, die einfach „verschlankt“ werden kann; durch die notwendige, hochgenaue Messtechnik zur Bilanzierung sind für den Laborbetrieb raumintensive Rohrabmessungen (z.B. Ein- und Auslaufstrecken) notwendig, die bei einem späteren Rack wegfallen. An dieser Stelle sei auf Abbildung 6-2 hingewiesen, in dem bereits die beiden unterschiedlichen R&I des externen Hydrauliksystems dargestellt und erläutert wurden.

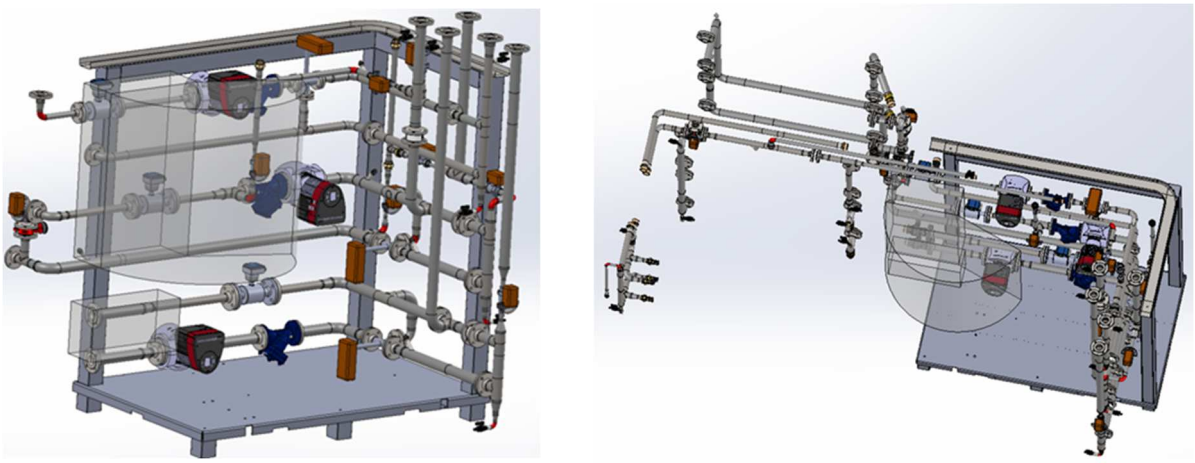


Abbildung 6-4: 3D-CAD-Ansicht des modularen Racks & externes hydraulisches Gesamtsystem

Zur besseren Montage und modularen Verschiebbarkeit im Labor des ZAE Bayern wurde das Rack auf einem beweglichen Podest konzeptioniert. Für eine kommerzielle Variante würden die dann in geringerem Umfang notwendigen hydraulischen Komponenten beispielsweise direkt an der AWP angebracht.

Durch die notwendige Zugänglichkeit für Versuche und Umbauten ist die Größe der Anlage wenig repräsentativ. Gleichzeitig ermöglicht die umgesetzte Anlagenaufstellung einen realitätsnahen Versuchsbetrieb,

sodass komplexe Fragestellungen im Zusammenspiel von Absorptionswärmepumpe und Hochtemperaturdesorber zufriedenstellend bearbeitet werden können. Leitungslängen wurden so minimal wie möglich gewählt, Isolierdicken entsprechend hoch bzw. höher ausgelegt.

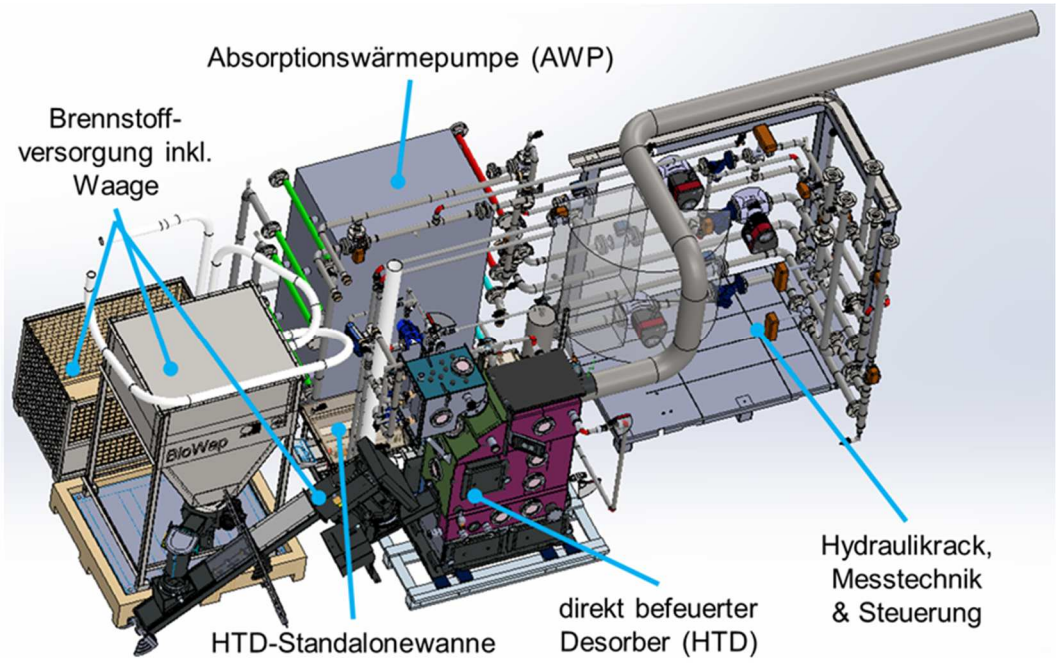


Abbildung 6-5: 3D-CAD - Aufstellung der gesamten Versuchsanlage mit Grundfläche ca. 7 m x 3 m

Abbildung 6-6 zeigt das gefertigte Hydraulikrack am vorgesehenen Laborplatz kurz vor der Inbetriebnahme, noch ohne thermische Isolierung.

Abbildung 6-6: Hydraulikrack mit hochgenauen Messeinrichtungen zur energetischen Bilanzierung

6.1.5 Steuerungs- und Messtechnikkonzept

Durch die Verwendung einer gemeinsamen speicherprogrammierbaren Steuerung (SPS) der Firma Beckhoff wurden beide Hauptkomponenten HTD und AWP von Projektbeginn an elektrisch und softwaretechnisch zusammengeführt. Im Wesentlichen besteht dieses Steuerungssystem hardwareseitig aus einem im Schaltschrank integrierten Computer (Embedded-PC) mit einer auf einem Flash-Speicher laufenden Steuerungssoftware und einem leistungsstarken Prozessor. Da die SPS auf Hutschienen montiert wird, können alle nötigen Komponenten (z.B. digitale und analoge Ein- bzw. Ausgangskarten) individuell aufgesteckt werden. Mittels seitlicher Schnittstelle sind diese so direkt an den Embedded-PC angeschlossen. In Abbildung 6-7 ist rechts die SPS zu erkennen. Diese wurde mittels EtherCat-Schnittstelle erweitert und mittels LAN-Kabel zur SPS verbunden, um alle rein messtechnisch relevanten Sensoren in einer weiteren Anschlussbox getrennt von lastführenden Leitungen zu installieren.

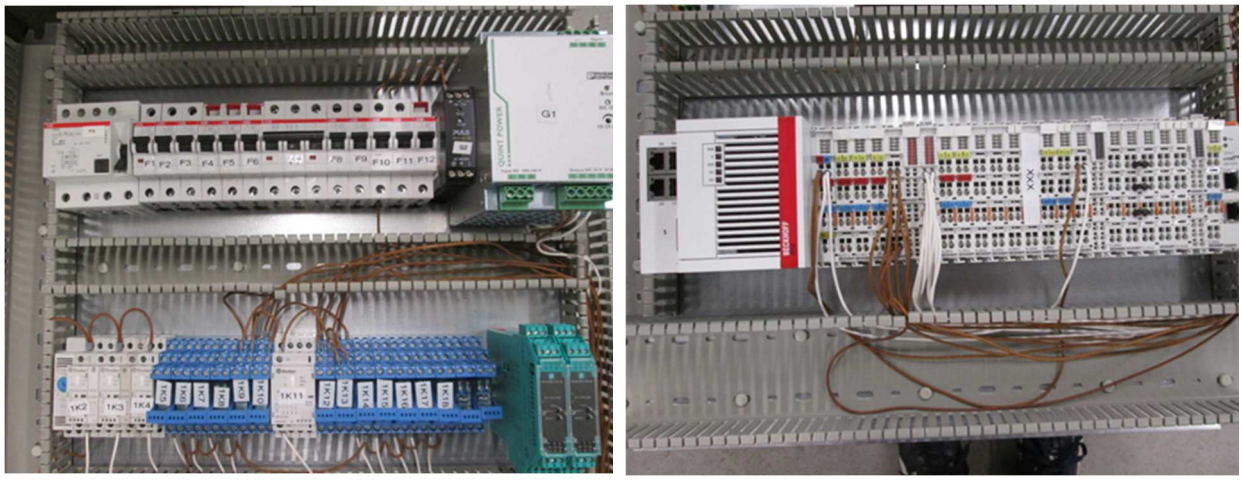


Abbildung 6-7: Schaltschrankkomponenten beim Einbau, rechts SPS mit Steckkarten auf Hutschiene

Somit war eine schrittweise Anpassung der Steuerung im Projektverlauf möglich, Steuerungs- und Kopplungskonzepte können simultan zu Testläufen ausgearbeitet werden. Neben der einfachen modulweisen Möglichkeit der Erweiterung, bietet dieses System den Vorteil, dass beispielsweise alle denkbaren Reglertypen zur Verfügung stehen. Die Betriebsführung lässt sich auf diese Weise durch reine Softwarekonfiguration anpassen. Alle Regelgrößen und Sollwertparameter können daher jederzeit effizient optimiert werden.

Systemsteuerung & Regelungskonzept

Die Steuerung der Verbrennung und Brennstoffzuführung wurde mittels bestehender Steuerungseinheit von HDG Bavaria für die C50-Kessel realisiert. Dadurch können alle für den reinen Verbrennungsbetrieb notwendigen Sensoren und Aktoren (Brennstoffzuführung, Lüfter, Abreinigung, Rost, Ventile etc.) mit der vorhandenen Regelungslogik verwendet werden. Zudem bleiben Standardparameter für den Betrieb wie auch bereits erprobte Sicherheitsketten damit erhalten.

Für den Betrieb des Hochtemperaturdesorbers wurde an die Brennersteuerung eine Freigabe erteilt und die Leistungsvorgabe aus der SPS heraus mittels eines Webinterfaces übertragen. Diese Schnittstellenlösung

stellt jedoch nur eine Übergangslösung dar. Langfristig ist eine entsprechende Schnittstelle im serienmäßigen Modul der Verbrennungssteuerung zu implementieren.

Für die Visualisierung und Ansteuerung des Anlagenprozesses wie auch für die Live-Darstellung und Aufzeichnung von Messdaten wurde LabView eingesetzt, während die Umsetzung und Ausführung des Steuerungsprogramms mittels Beckhoff TwinCat 3 erfolgte.

In Abbildung 6-8 ist beispielhaft die Programmoberfläche von TwinCAT3 dargestellt. Auf der linken Seite ist der Projektbaum erkennbar. Dieser gibt einen Überblick über die Struktur des Projektes und lässt eine einfache und schnelle Navigation durch das Programm zu.

Im blau markierten Bereich, dem Reiter SYSTEM, können Systemeinstellungen angepasst werden. Außerdem können hier weitere Lizenzen aktiviert und Bausteinbibliotheken eingebunden werden.

Unter dem Reiter PLC, dem rot markierten Bereich, kann der Programmcode geschrieben oder angepasst werden, auch während des laufenden Betriebs. Für die Steuerung dieser Anlage wurde die Programmiersprache Strukturierter Text (ST) verwendet.

Im hellgrünen Bereich, dem I/O (Input & Output) Bereich, werden dem Benutzer alle an der SPS angeschlossenen Busklemmen angezeigt. Den einzelnen Anschlussstellen der Busklemmen kann jeweils eine Variable zugewiesen werden.

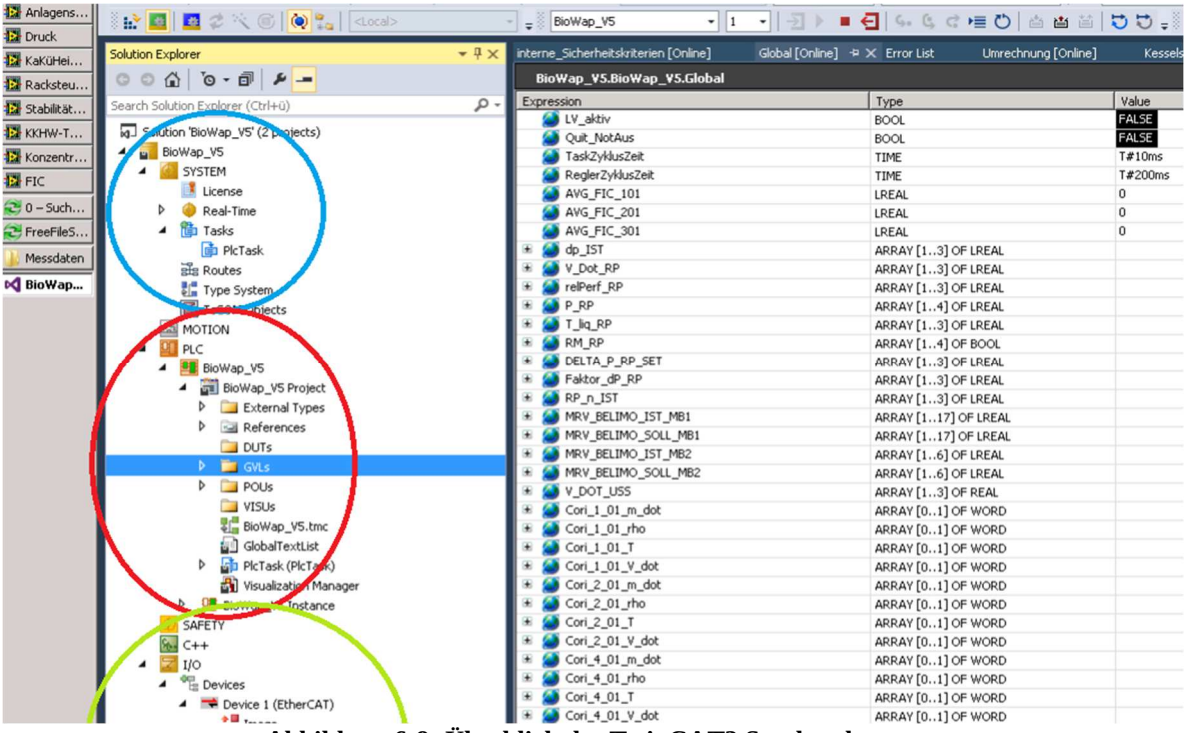


Abbildung 6-8: Überblick des TwinCAT3 Strukturbaums

TwinCAT3 bietet zusätzlich die Möglichkeit, ausgewählte Variablen live graphisch darzustellen. Dies geschieht auf dem sogenannten Scope Server. Dieses Tool wird zur Bestimmung der Regler-Parameter von Pumpen und Ventilen verwendet, da die Anzeige mit der Taskzykluszeit (z.B. 10 ms) aktualisiert wird.

Diese Taskzykluszeit charakterisiert die Funktionsweise der Software: Die kompilierte Programmlogik wird in der Taskzykluszeit einmal vollständig durchlaufen, alle relevanten Softwarebausteine sowie Ein- und Ausgangsklemmen angesprochen.

Das Messprogramm LabView wurde demgegenüber zur Messdatendarstellung, zur schematischen Visualisierung der Anlage und zur dauerhaften Speicherung der Messdaten verwendet. Die Aktualisierung der Daten in diesem Programm erfolgte im Gegensatz zu TwinCat 3 nur im 10-Sekunden-Intervall. Diese Zykluszeit ist ausreichend hoch für die dauerhafte Messdatenaufzeichnung und für die Steuerung der Prozesse. LabView tauscht die notwendigen Daten hierzu mittels ADS-Protokoll mit der Software TwinCat aus.

Abbildung 6-9 zeigt die Visualisierung der externen Verrohrung in LabView:

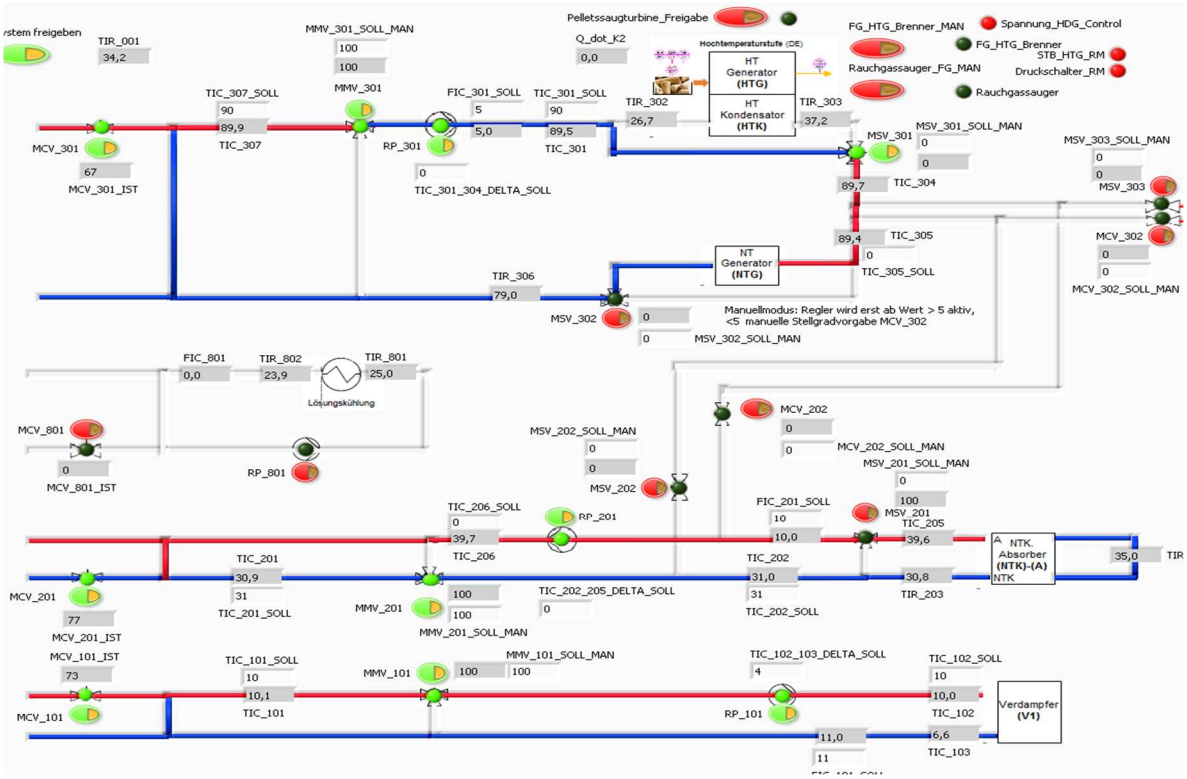


Abbildung 6-9: Visualisierung der externen Kreise in LabView

Mit LabView ist es zudem möglich den zeitlichen Verlauf von Live-Messdaten als Diagramm darzustellen. In der Abbildung 6-10 ist ein solches Diagramm zu sehen, welches die Antriebs- (Q_dot_D1), die Kälte- (Q_dot_E1) und die Wärmeleistungen (Q_dot_A1 und Q_dot_C1) im einstufigen Betrieb über einen Zeitraum von 60,0 Minuten zeigt.

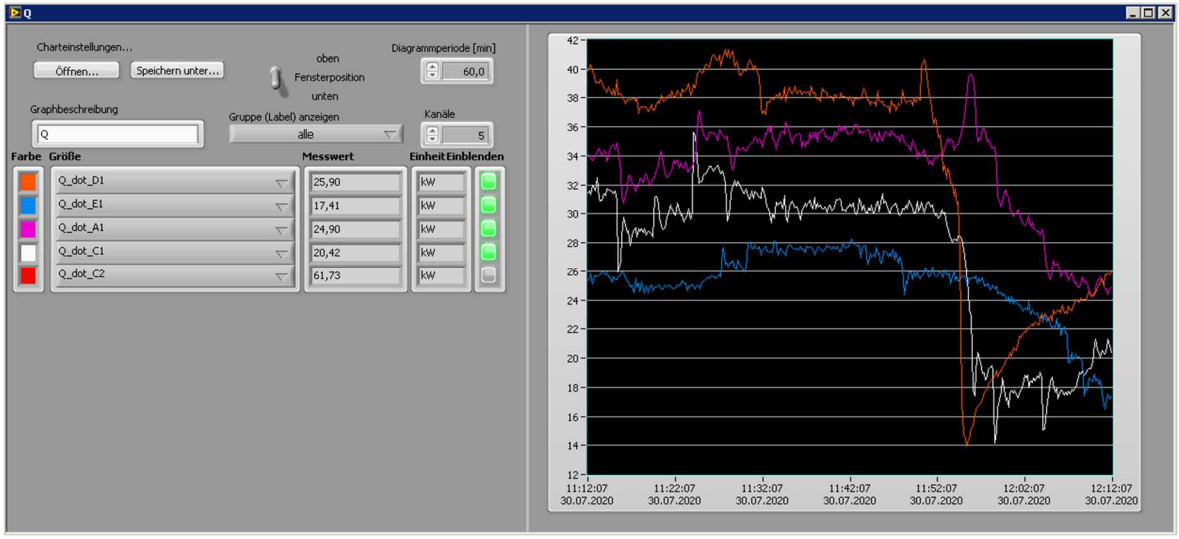


Abbildung 6-10: Livedarstellung berechneter Leistungen in LabView

In LabView besteht weiterhin die Möglichkeit mit ermittelten Messwerten und hinterlegten Stoffdaten Berechnungen durchzuführen. Die erhaltenen Ergebnisse lassen sich direkt in Visualisierungen mit einbauen oder graphisch darstellen. Die in der Abbildung 6-10 dargestellten externen Leistungen werden während dem laufenden Betrieb berechnet. Weiterhin werden z.B. auch die Konzentrationen der schwachen und starken Lösung in Echtzeit ermittelt. Abbildung 6-11 zeigt die untere Druckstufe mit der internen Verrohrung und der Live-Leistungsanzeige (roter Pfeil).

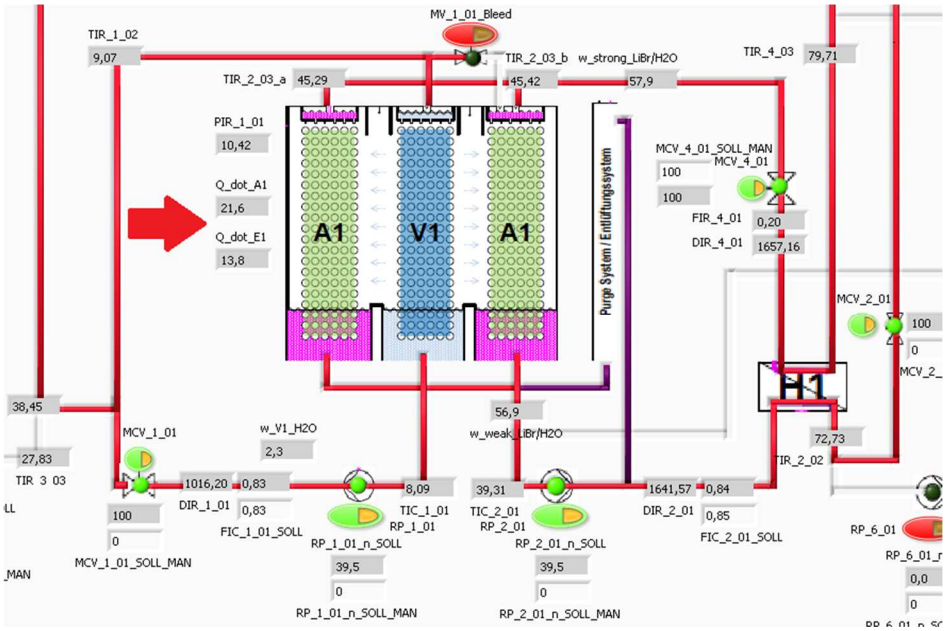


Abbildung 6-11: Prozessüberwachung des unteren Druckniveaus

Für die Umsetzung des systemspezifischen Steuerungs- und Regelungskonzeptes wurden im ersten Schritt „Flussdiagramme“ entworfen, für den Double-Effect-Betriebsmodus in Abbildung 6-12 beispielhaft gezeigt.

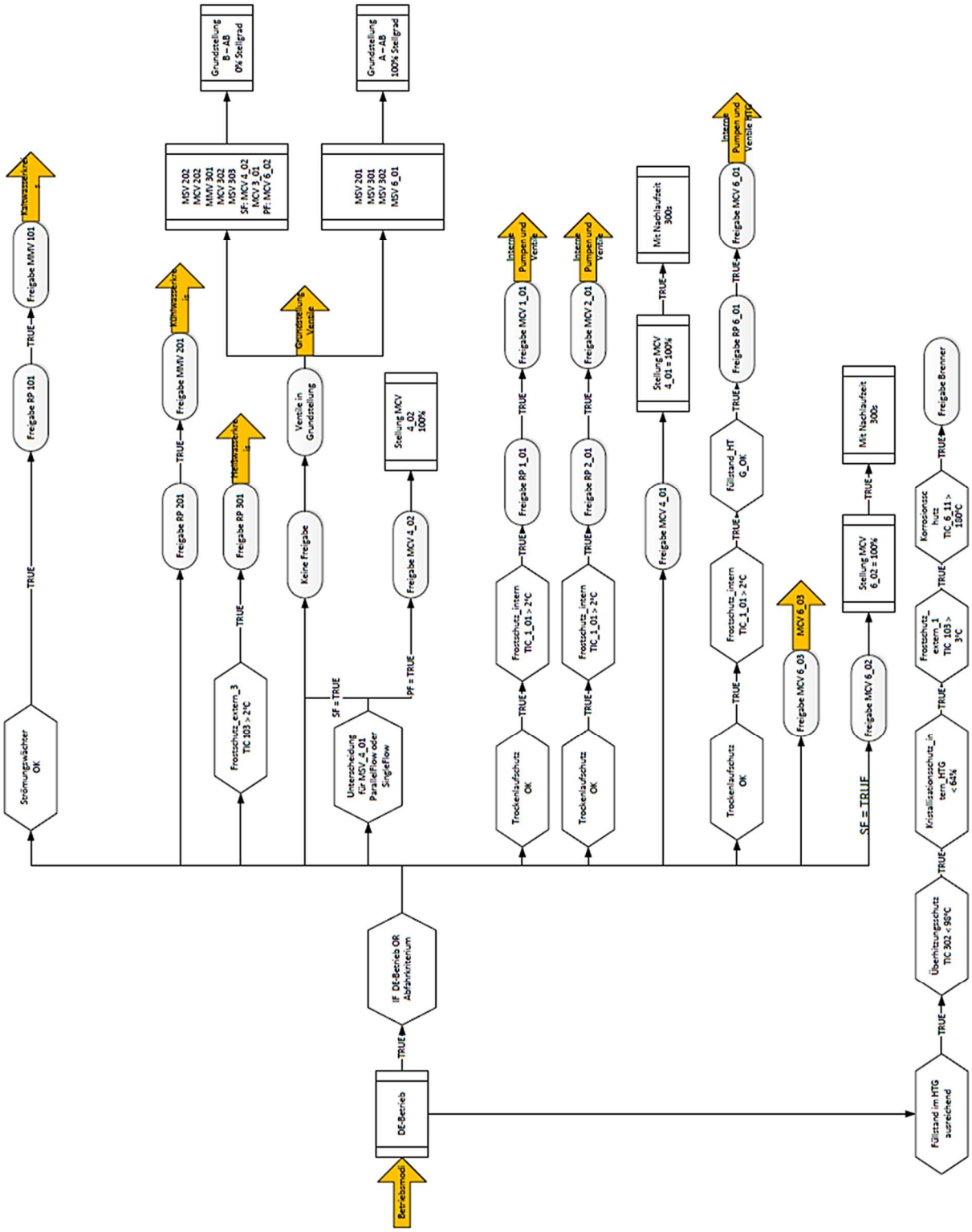


Abbildung 6-12: Flussdiagramm der Steuerung des "Double-Effect"-Betriebs

Die Flussdiagramme dienen zum einem der optischen Veranschaulichung der zu programmierenden Steuerung/Regelung, zum anderen der Vorstrukturierung des zu erstellenden Steuerungsprogramms. Weiterhin diente dieses Dokument als Diskussionsgrundlage und zur Visualisierung der neu entworfenen Steuerung zwischen HDG Bavaria und dem ZAE Bayern um die Schnittstellen zwischen Verbrennung und AWP zu ermitteln. Dadurch konnte die existierende Steuerung des Brenners und aller zugehörigen Komponenten übernommen werden.

Auf Grundlage des „Flussdiagramms“ wurde die tatsächliche Steuerung des Gesamtsystems in der SPS umgesetzt. Außerdem konnte in Kombination mit den in den Abschnitten 6.1.2 und 6.1.3 beschriebenen R&I die Visualisierung zur Anlagenbedienung in LabVIEW erstellt werden, sodass die geplanten Betriebszustände optisch klar und ansprechend angesteuert werden können.

Messtechnik

Parallel zur Entwicklung des R&I und des Steuerungskonzeptes wurde ein Konzept zur Messung aller entscheidenden Prozessgrößen aufgestellt. Messort und Sensorart richten sich nach Ergebnispriorität, Genauigkeit, Fokus auf quantitative oder qualitative Aussagen, sowie Verfügbarkeit, Kosten und Platzbedarf.

Abweichend vom ursprünglichen Ansatz, alle Größen möglichst genau zu ermitteln, wurde die Art der Messdatenerfassung vereinfacht. Es werden alle Daten auf der SPS messtechnisch erfasst und stehen damit sowohl zur Steuerung des Systems, als auch zur wissenschaftlichen Bewertung zur Verfügung. Dies hat zur Folge, dass für Temperaturmessungen, welche vorrangig als Pt-100-Widerstandsfühler in der Klasse 1/10 DIN B ausgeführt wurden, unabhängig vom Temperaturniveau zusätzlich ein absoluter Fehler von ± 0,1 Kelvin entsteht. Dieser zusätzliche Fehler könnte nur durch die Verwendung eines hochgenauen Multimeters vermieden werden. Dies hätte jedoch zur Folge gehabt, dass bereits beim Bau der Anlage endgültig zwischen Mess- und Steuerungsaufgabe unterschieden werden muss. In diesem Fall würden Sensoren, welche am Multimeter angeschlossen werden für die Steuerung nur mit ungenügend niedriger Abtastrate (z.B. 10 Sekunden) zur Verfügung stehen; eine Ausführung als Doppelfühler oder mit zwei Messstellen würde bereits das Ergebnis verfälschen, ggf. Unklarheiten über das Messergebnis mit sich bringen und den Konstruktionsaufwand unnötig erschweren.

Die Vereinfachung des Erfassungssystems ist hinsichtlich des Genauigkeitsverlustes akzeptabel, wenn als Benchmark des maximalen Messfehlers 10 % Fehler auf die Effizienz bzw. Wirkungsgrad angesetzt wird. Eine Abschätzung der bilanzierbaren Leistungsgrößen zeigt, dass bei Verwendung der SPS als Auslesegerät ein maximaler Fehler von etwa 9,5 % auf das Verhältnis aus Wärmeleistung zu eingekoppelter Antriebsleistung (z.B. ζ) entsteht. Bei Verwendung eines hochgenauen Multimeters bestünde ein Messfehler von 7,5 %. Würden die Fehler nach Gauß‘scher Fehlerfortpflanzung betrachtet (vgl. hierzu Abschnitt 7.1.1), fielen die Fehler und die Diskrepanz zwischen den Systemen noch geringer aus.

Die Leistungen an den extern mit Wasser als Wärmeträger durchströmten Komponenten (Verdampfer, Kondensatoren, Mitteltemperaturdesorber, Absorber) wurden mittels Ultraschallvolumenstrommessung und Temperaturdifferenz durch Messung der Absoluttemperaturen vor und nach der jeweiligen Komponente bilanziert.

Dichtemessstellen zur Ermittlung der Lösungskonzentration wurden mit Coriolisdurchfluss-Sensoren ausgestattet. Diese ermöglichen zeitgleich die Messung des Volumenstroms. Zur Drucküberwachung wurden drei präzise Drucktransmitter verbaut, welche nach dem kapazitiven Druckmessungsprinzip arbeiten.

Im Übrigen wurden alle Sensoren, ausgenommen Temperaturmessungen, mit MODBUS-Schnittstelle ausgeführt, sodass der Fehler in der Datenübertragung und –Wandlung (digital/analog/digital-Wandlung) zwischen Sensor und Erfassung minimal ausfällt. Die Messdaten der Steuerungseinheit der Verbrennung, beispielsweise von Lambdasonde und Brennraumtemperatur, werden ebenfalls via MODBUS an die SPS übertragen.

6.1.6 Sicherheitskonzept

Die Steuerung und Regelung des HTD wurde - wie unter Abschnitt 6.1.5 beschrieben - von HDG Bavaria übernommen. Gleichzeitig war zu berücksichtigen, dass der HTD als Dampferzeuger im Unterdruck mit erhöhten Temperaturen und nicht mehr, wie bei herkömmlichen Heizkesseln, als Warmwasserquelle arbeitet. Daher muss eine Risikobeurteilung für diesen neuen, unkonventionellen Anwendungsfall erfolgen.

Die Identifizierung von Gefährdungen und zugehörigen Gefährdungssituationen sowie Einteilung wurde nach „SIL“ bzw. DIN EN 62061 durchgeführt. Das Risikopotenzial einer (Teil)Anlage kann beispielsweise gemäß DIN EN 61511 ermittelt werden. Je nach ermitteltem Risiko ist eine Risikominimierung durchzuführen. Erfolgt die Risikominimierung mithilfe elektrischer Komponenten, so müssen diese die Anforderungen der DIN EN 61508 erfüllen. Beide Normen teilen die verfahrenstechnische Anlage in vier Sicherheitsebenen ein, die für die Risikoreduzierung notwendig sind. Ein Sicherheits-Integritätslevel (SIL) ist eine von vier diskreten Stufen, wobei jede Stufe einem Bereich für die Ausfallwahrscheinlichkeit einer Sicherheitsfunktion entspricht. SIL 4 stellt hierbei die höchste Stufe dar, SIL 1 die niedrigste. Dabei ist zu beachten, dass ein Sicherheits-Integritätslevel eine Eigenschaft eines Systems oder Teilsystems darstellt und nicht einer Komponente.

Die Risikobeurteilung wurde für die verschiedenen Bereiche des Wärmepumpensystems (allgemein, Feststofffeuerung und AWP) durchgeführt. Nach Eingruppierung einer Gefährdung in ein SIL wird mittels verschiedener Risikominimierungsmaßnahmen überprüft, ob das Risiko hinreichend minimiert ist. Ist das Risiko hinreichend minimiert, wird mit der Minimierung des nächsten Risikos fortgefahren. Falls die erste Risikominimierungsmaßnahme nicht ausreicht sind weitere Maßnahmen zu ergreifen. Die Risikobeurteilung ist somit die Basis für die Bestimmung der nötigen Sicherheitsmechanismen (Hardware und Software).

Bei der Risikobeurteilung handelt es sich um ein ständig wachsendes Dokument, welches bei jeder konstruktiven/softwaretechnischen Änderung erneut durchlaufen wird um die bestmögliche Sicherheit zu gewährleisten.

Konkret bedeutet dies, dass die implementierten Sicherheitsmechanismen der ursprünglichen Steuerung von HDG Bavaria mit hardwareseitigen Maßnahmen so zu kombinieren waren, dass eine Gefährdung ausgeschlossen werden kann.

Tabelle 6-1 zeigt einen Auszug aus der Risikobeurteilung des Gesamtsystems.

Tabelle 6-1: Auszug aus der Risikobeurteilung für das Gesamtsystem

	Gefährdung	Risikoeinschätzung nach DIN EN 62061:2011	Risikobewertung (akzeptabel / ALARP / nicht akzeptabel)	Risiko hinreichend minimiert durch: inhärent sichere Konstruktion	Risiko hinreichend minimiert durch: technische Schutzmaßnahmen	Benutzerinformationen	Was wurde zur Risikominderung unternommen: Hardware	Was wurde zur Risikominderung unternommen: Software	Risiko ausreichend gemindert
Allgemein	Heiße Oberflächen - Verbrennung						Isolierung/Einhausung		JA
	Stromschlag	SIL 2					FI, möglichst keine offenen Anschlüsse		JA
	Lärm						Fixierung schwingender Bauteile, Anlage im Laborbereich		JA
	Verschlucken von Festbrennstoff						Gefahren- und Verhaltenshinweis im Handbuch		JA
	Quetschung durch Ventilbewegung						Gefahren- und Verhaltenshinweis im Handbuch		JA
	Erschlagen durch herabfallende Komponenten						Befestigung		JA
	Holzstaubexplosion	SIL 2					Sensor		JA
	Brand im Festbrennstofflager	SIL 2					Sensor		JA
	Erstickungsgefahr	SIL 2					Sensor		JA
	Austritt von Wärmeträgermedium						Druckschalter in der Anlage, falls Leck in der AWP		JA
	Überdruck im Wärmeträgerkreis						Druckablassventil		JA
	zu hohe Temperatur im Wärmeträgerkreis						STB intern im C2 -> Verbrennung stoppen,	Temperatur am KM-Austritt C2 wird überwacht; Ab Grenzwert 98°C wird via Heat-Pipe-Kreisschaltung auf Mitteltemperaturkreis Wärme abgeführt	JA
Festbrennstofffeuerung betreffend	CO Explosion	SIL 2				Kamin & Kesselauslegung, Brennstoff Material-Stopp	Kamin & Kesselauslegung, Brennstoff Material-Stopp		JA
	Austritt von Verbrennungsgasen	SIL 2				Dichte Abgasverrohrung mit Dichtigkeitsprüfung, CO-Warngerät im Labor			JA
	Sicherheit gegen Verbrennungsluftmangel	SIL 2				Lambdasonde			JA
	greifen in die Förderschnecke					Schutzgitter/Einhausung	Schutzgitter/Einhausung		JA
	Unterbrechnung der Brennstoffzufuhr					Ist das wirklich ein Problem?			JA
	Brennstoffüberfüllung					Sicherheitseinrichtung nach Sicherheitsklasse B oder C (DN 303-5)	Füllstandssensor		JA
	Greifen in Rauchzugreinigung					Einhausung, Gefahren- und Verhaltenshinweis im Handbuch			JA
	Lüfterstillstand	SIL 2				Sensor und Notabschaltung			JA
	Rückbrand in Brennstofflager	SIL 2				Rückbrandklappe/Zellradschleuse			JA
	Durchbrand der Trennung Feuerung/AWP					ausreichende Materialstärke und Überfüllung gewährleistet			JA
Absorptionswärmepumpe	wässrige Lithiumbromidlösung					Auffangwanne, Gefahren- und Verhaltenshinweis im Handbuch			JA
	Alkohol					Auffangwanne, Gefahren- und Verhaltenshinweis im Handbuch			JA
	Überdruck im Prozess/Explosion	SIL 1				Druckschalter und Berstscheibe im HTD			JA
	Übertemperatur im Prozess	SIL 1				STB			JA
	Implosion	SIL 2				Verstefung und ausreichende Materialstärke			JA
	Überfüllung HTD								JA
	Überfüllung AKM durch HTD Überlauf					Füllstandssensor			JA
	schneller Druckanstieg und starke Pulsation/Dampfschläge infolge zu schneller Kältemittelzugabe/Zugabe sehr dünner Lösung	(AM)				Position des Auslaufs OK			JA
	Frostschutz Verdampfer						Softwaretechnische Lösung	Softwaretechnische Lösung	JA
	Kristallisation (AJ/GJ/HTD)						Softwaretechnische Lösung	Softwaretechnische Lösung/Bleed-Leitung	JA

So muss beispielsweise bei Stromausfall gewährleistet sein, dass der Druck im internen System 1,3 bar(a) nicht überschreitet, die Verbrennung gleichzeitig jedoch ausreichend gemächlich abklingt, sodass der CO-Gehalt im Rauchgastrakt nicht über 5 % steigt.

Damit besteht ein Konflikt zwischen Restwärme bzw. –Energie durch Brennkammersteine und Brennstoff im Desorber-Brennraum und der zu unterbindenden Dampferzeugung im Störfall.

Eine einfache Abschätzung der Energien im System ergibt, dass alleine die in den Brennkammersteinen enthaltene Restwärme bereits zu Überdruck führen kann. Die Verdampfungsleistung und damit der abzublasende Dampfmassenstrom im Störfall ist jedoch schwer zu ermitteln und hängt vor allem vom Wärmeübergang und Verbrennung ohne technische Hilfsmittel im Kessel im Störfall ab.

Die wichtigsten implementierten Sicherheitsmaßnahmen für den Verbrennungsbetrieb sind:

- Brunnen- bzw. Trinkwasser betriebener Sicherheitskondensator im C2 (ausfallsicher bei Stromausfall)
- Berstscheibe bzw. Dampfabblaseeinrichtung
- Sicherheits-Druckschalter (max. zul. Druck 1,3 bar(a)), Sicherheitstemperaturbegrenzer (STB, max. zul. Kondensattemperatur 98 °C, STB muss thermische Anbindung an Kondensat am C2 haben, um nicht wegen überhitztem Dampf zu früh auszulösen); *beide*: unterbrechen Kesselfreigabe und erzwingt schnelle Notabschaltung
- Sicherheitsschalter zur Detektion einer Brennstoffüberfüllung im Brennraum
- Softwareseitige Kesselfreigaben: Kessel kann erst gezündet werden, wenn C2-Kühlung möglich (Volumenstrom Kühlwasser vorhanden) und ausreichend Kaminzug vorhanden (Überwachung mittels Differenzdrucksensoren am Kamin)

Letztlich ist die in diesem Vorhaben umgesetzte Anlage jedoch eine Versuchsanlage, weshalb Sicherheitsrisiken nicht gänzlich auszuschließen sind. Um in unvorhersehbaren Situationen schnell eingreifen zu können, sind die Anwesenheit des Bedienpersonals sowie die Möglichkeit jederzeit manuell in den Prozess eingreifen zu können, unentbehrlich.

6.2 Hochtemperaturstufe (HTD)

Aufbauend auf der Konzeptstudie (vgl. Abbildung 5-7) wurde schrittweise die Konstruktion der Hochtemperaturstufe entworfen. Da sich Wärmeübergang auf Lösungs- und Rauchgasseite gegenseitig beeinflussen, muss die Konstruktion iterativ angepasst werden. Einerseits muss eine zufriedenstellende Brennstoffausnutzung erfolgen, andererseits ist geringes Bau- und Lösungsvolumen bei ausreichend langer Haltbarkeit der Hochtemperaturstufe zu ermöglichen. Eine allumfassende Darstellung der Konstruktion kann zur Wahrung der Übersichtlichkeit und aus Gründen der Geheimhaltung hier nicht erfolgen.

6.2.1 Rauchgasseite des Hochtemperaturdesorbers

Für die Auslegung der Flächen des gesamten Wärmeübertragers inklusive der Oberflächen im Brennraum und anschließendem rauchrohrbestücktem Rauchgastrakt standen keine belastbaren Korrelationen zur Verfügung.

Im Brennraum ist dies der nicht-adiabaten Verbrennung geschuldet. Die Flammen- und Rauchgastemperaturen sind von der Brennstoffart sowie dem Luftüberschuss abhängig und zusätzlich von der Geometrie des Brennraums und der Empfängerflächen sowie Strahlungseigenschaften des Rauchgases. Zudem ist die Lage der Verbrennungszonen relevant. Daher wurden Werte aus Bestands-Simulationen und Messungen anderer Brennräume verwendet, da der Versuch entsprechende CFD-Simulationen durchzuführen, nicht zielführend war: Der genaue Ablauf (z.B. Reaktionskinetik) der Verbrennung wurde zwar bei den Simulationsrechnungen nicht berücksichtigt, da die Modellierung dieser Abläufe hochkomplex ist und extremen Rechenaufwand bedeutet. Jedoch konnte die Abschätzung der Temperaturverteilung selbst mit der Annahme des vollständigen Ausbrands ohne Aschepartikel und das Rauchgas als homogenes Fluid nicht zufriedenstellend durchgeführt werden.

Da die Brennraumgeometrie jedoch der eines bestehenden Kesseltyps gleicht, konnten gemessene Temperaturwerte zur Auslegung verwendet werden. Bei und nach der nicht-adiabaten Verbrennung im Brennraum wird demnach das Rauchgas auf 750 °C bis 550 °C abgekühlt. Daher ist davon auszugehen, dass das Gas bei Volllast maximal mit 750 °C in den anschließenden Rauchrohrtrakt eintritt.

Somit bestand die Aufgabe darin, die minimal notwendige Fläche zur effizienten Auskühlung des Rauchgases bis zum Kamineintritt abzuschätzen. Als Richtwert für den gesamten Wärmeübertrager wird für erste Funktionsmuster üblicherweise 1 m² für 10 kW Feuerungsleistung angesetzt. Allerdings variiert dieser Wert stark mit der Bauart des Wärmeübertragers und den eingesetzten Abreinigungseinheiten. Diese fungieren gleichzeitig als Turbulatoren, verbessern also den Wärmeübergang.

Abschätzung des Wärmeübergangs in den Rauchrohren

Für durchströmte Rohre sind in der Literatur sehr gut zutreffende Korrelationen zu finden, jedoch gelten diese nur für Rohre ohne Einbauten. Im VDI Wärmeatlas beispielsweise wird im Hinblick auf Turbulatoren bzw. Turbulenzerzeuger lediglich auf eine Verbesserung des Wärmeübergangs um das zwei- bis 15-fache verwiesen [Müller-Steinhagen, 2013]. Daher wurde zur Verfeinerung der Flächenauslegung der Wärmeübergang mittels CFD-Simulation eruiert, wobei die üblicherweise bei HDG Bavaria eingesetzten Turbulatorgeometrien vordergründig behandelt wurden.

Da der Rauchgastrakt aus Rohren besteht, die Aufteilung der Rauchgaszüge jedoch von der tatsächlichen Anzahl der Rohre abhängt, wurde die Rauchgasauskühlung zunächst in einem „unendlich langen“ Rohr mit verschiedenen Rauchgasmassenströmen untersucht. Hierfür wurde bereits die voraussichtliche Zusammensetzung des Rauchgases aufgrund des Brennstoffes und des Luftüberschusses λ berücksichtigt. Auch leichtes Zusetzen der Wärmetauscherrohre („Fouling“) wurde miteinbezogen. Dieses Vorgehen berücksichtigt die realistische, allmähliche Auskühlung und damit kontinuierliche Änderung von Gasdichte und Wärmeübergang über die Lauflänge des Rauchrohres. Weitere Effekte, beispielsweise durch Umlenkungen im Wärmeübertrager und damit mehrfache Ein- und Auslaufstreckeneffekte müssen jedoch zusätzlich an der endgültigen Konstruktion überprüft werden.

Im Hinblick auf den für die Simulation anzusetzenden, lithiumbromidlösungsseitigen Wärmeübergang α_{LiBr} beim Sieden ergab eine Sensitivitätsanalyse, dass für den zu erwartenden Rauchgaswärmeübergang bis 100 W/m²·K bei Annahme eines $\alpha_{LiBr} \geq 500 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ nur noch geringer Einfluss auf den Wärmedurchgang besteht. Da der Wärmeübergang beim Sieden üblicherweise stark material-, geometrie- und wärmestromdichtenabhängig ist, hilft diese Abschätzung, um den tatsächlichen Wärmeübergang numerisch anzunähern.

Abbildung 6-13 zeigt den Zusammenhang von Wärmedurchgang U in Abhängigkeit von Rauchgaswärmeübergang α_{RG} und lösungsseitigem Wärmeübergang α_{LiBr} auf.

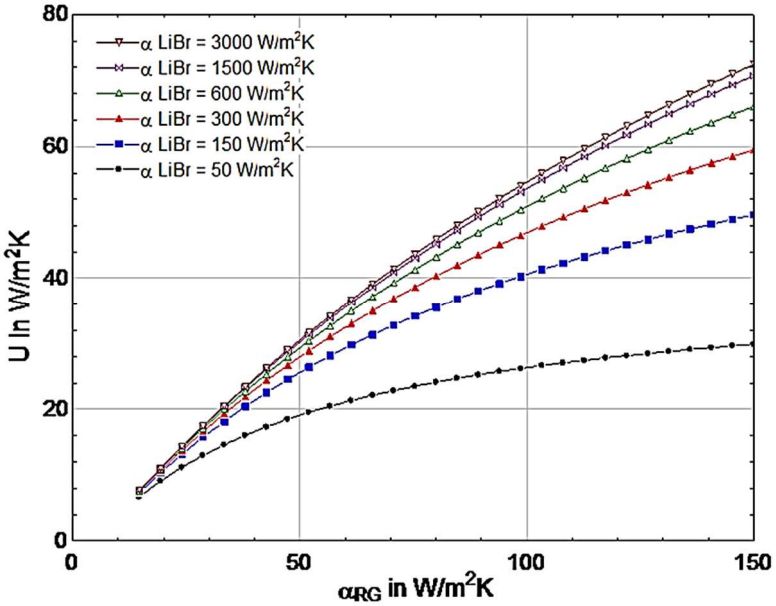


Abbildung 6-13: Wärmedurchgang in Abhängigkeit vom Rauchgaswärmeübergang bei verschiedenen LiBr-Lösungsseitigen Wärmeübergängen

Mit zunehmendem Wärmeübergangskoeffizienten α_{LiBr} werden die Änderungen des Wärmedurchgangskoeffizienten U bei gleichem α_{RG} kleiner. Je näher die Werte der Wärmeübergangskoeffizienten α_{RG} und α_{LiBr} beieinander liegen, desto größer ist die relative Änderung des U-Wertes bei Veränderung eines Koeffizienten. Der kleinste Wärmeübergangskoeffizient hat den größten Wärmewiderstand und ist somit aus-

schlaggebend. Der Fehler für den Wärmedurchgang bei falscher Einschätzung des lösungsseitigen Wärmeübergangs liegt beispielsweise für $\alpha_{RG} \approx 150 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ und α_{LiBr} zwischen 1000 und 3000 W/m²·K bei etwa 6 %.

Die Simulationen wurden daher zunächst für zwei Wärmeübergänge auf der Lösungsseite α_{LiBr} bei $1000 \frac{W}{m^2 K}$ und $500 \frac{W}{m^2 K}$ durchgeführt. Es wurde die Strecke ermittelt, welche nötig ist, um das Rauchgas auf die gewünschte Austrittstemperatur abzukühlen. Sie soll im Bereich zwischen 180 °C und 155 °C liegen, wenn davon ausgegangen wird, dass die Lithiumbromidlösung 150 °C erreicht.

Abbildung 6-14 zeigt die Auskühlung des Rauchgases bei unterschiedlichen Rauchgasmassenströmen und Lösungswärmeübergang mit einem üblichen Turbulator.

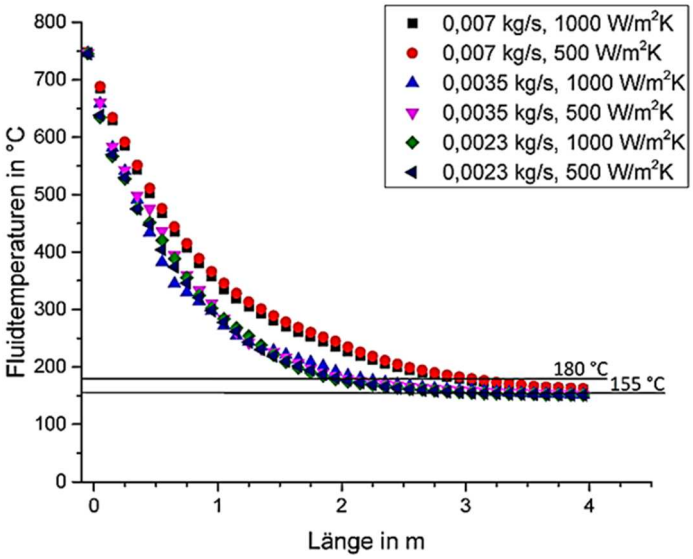


Abbildung 6-14: Rauchgastemperatur bei Änderung von Massenstrom und α_{LiBr}

Die gleiche Auskühlung erfordert bei höherem Massenstrom längere Strecken. Folglich führt der bis zu zehnmal höhere Druckverlust von etwa 800 Pa nicht zu entsprechend höherem Wärmeübergang. Wird ein moderater Massenstrom pro Rohr gewählt, so ist die übertragene Wärmeleistung in Relation zum Druckverlust annehmbar. Dies liegt an der gewendelten Struktur der Turbulatoren, wie Abbildung 6-15 zeigt.

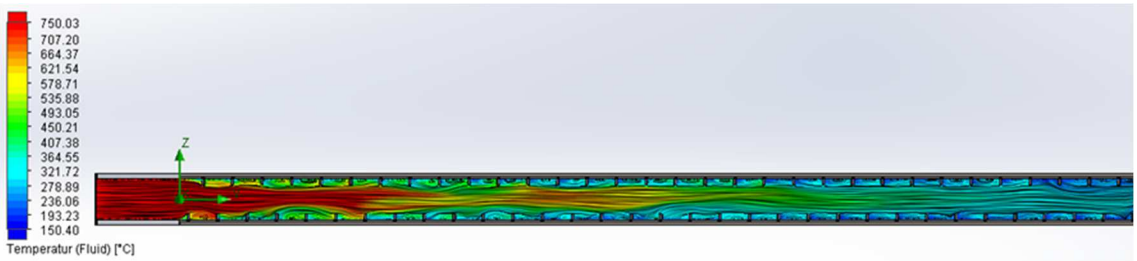


Abbildung 6-15: Verlauf der Fluidtemperatur im Rohr mit Standardturbulator

Durch das Rohr strömt mittig eine heiße Kernströmung, die bei sehr hohen Geschwindigkeiten kaum mit dem Randbereich durchmischt wird. Dennoch wird der Wärmeübergang im Vergleich zum glatten Rohr verdoppelt.

Da der leichte Unterdruck im Brennraum im Wesentlichen durch den Kaminzug entsteht, also vom Gebäude abhängt, ist nicht immer die Verwendung von druckverlustreichen Turbulatoren möglich. Abhilfe schaffen hier sogenannte Saugzuggebläse am Kaminanschluss der Verbrennungseinheit, welche jedoch als zusätzliche Ventilatoreinheit und Regelbaustein die Gesamtkosten und die Verbrennungsqualität und -kontinuität beeinflussen.

Ist der Druckverlust ausgleichbar, so sind für verschiedene Turbulatorgeometrien sehr unterschiedliche Auskühlraten zu ermöglichen.

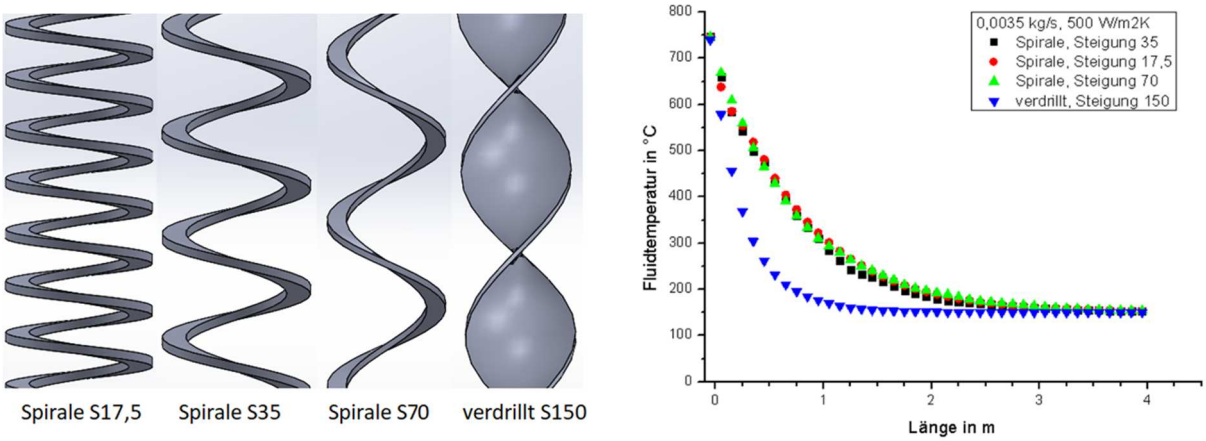


Abbildung 6-16: Rauchgasauskühlung für verschiedene Turbulatorgeometrien

Für die fiktiven unterschiedliche Steigungen und Geometrien ist die Rauchgasauskühlung in Abbildung 6-16 dargestelllt. Es sticht die Variante eines verdrillten Bleches besonders hervor, da bereits bei etwa der Hälfte der Lauflänge die gewünschte Auskühlung erreicht wird. Vergleichend mit Abbildung 6-15 ist die wesentlich schnellere Temperaturauskühlung in Abbildung 6-17 erkennbar. Da die Farbverläufe im Rohr gleichmäßiger sind, weist das auf eine homogenere Abkühlung des Fluides hin.

Abbildung 6-17: Verlauf der Fluidtemperatur im Rohr mit verdrilltem Turbulator

Aufgrund der Bauweise des verdrillten Turbulators kann sich keine Kernströmung ausbilden. Die Strömung fließt spiralförmig am Rand des Rohres durch das Rohr. Die nötige Abkühlstrecke wird dadurch verkürzt.

Zugaufteilung im Rauchgastrakt

Für den geplanten Hochtemperaturdesorber wurde der Standardturbulator vorgesehen, der Rauchgastrakt entsprechend ausgelegt. Die Querteilung von 4 Rohren und insgesamt 24 Rauchrohren wurde dabei zugrunde gelegt. Mit Hilfe von CFD-Simulationen wurde der Trakt nach der Verbrennungszone im Brennraum anschließend genauer untersucht, um die optimale Zugaufteilung vorab zu eruieren.

In Abbildung 6-18 sind mögliche Aufteilungen des Rauchgasstroms dargestellt. Die Aufteilung in ein gleichmäßiges Dreizugsystem (3-Zug; 2-2-2-Rohraufteilung) ist demnach zu bevorzugen, da Druckverlust und Auskühlung hier den besten Kompromiss ergeben. Bei 150°C Lösungstemperatur sind eine Rauchgastemperatur am Kamineintritt von 185°C und ein Druckverlust von ca. 200 Pa zu erwarten. Im Mittel ist ein U-Wert von 10 W/m²K prognostiziert. Folglich können im Rauchgastrakt etwa 5 kW/m² umgesetzt werden.

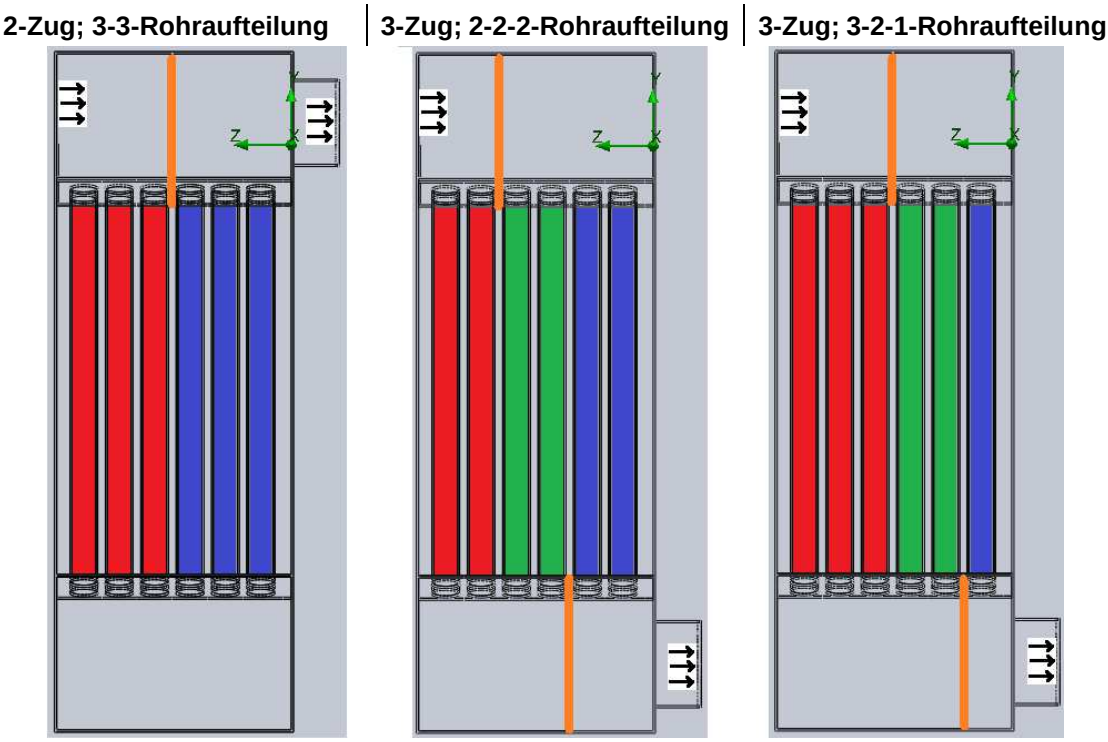


Abbildung 6-18: Drei mögliche Konfigurationen der Zugaufteilung

Durch Anwendung unterschiedlich stark wirkender Turbulatoren in den Zugbereichen könnte zudem die Problematik von Hot-Spots im Einlaufbereich gemindert und ggf. eine weiter verbesserte Auskühlung erreicht werden, wie die Simulationsuntersuchungen mit verschiedenen Turbulatorgeometrien zeigen. Die Zugaufteilung wurde für das Funktionsmuster flexibel gehalten, sodass der Kaminanschluss unten und oben möglich ist, sowie durch Einbau von Trennblechen die Zugaufteilung variabel ist.

Das Funktionsmuster wurde als Zweizugkessel (Abbildung 6-18, links) ausgeführt, da dies der einfachsten Konfiguration entspricht um die Abreinigungseinheit und Aschetransportsysteme zu implementieren. Zudem fordert der Einbau von Trennblechen zusätzlichen Bauraum, weshalb zunächst die Verwendung von einfachem dünnen Blech getestet wurde (vgl. Abbildung 6-28, Seite 109). Dieses ist direkt dem heißen Rauchgas ausgesetzt, wird aber in der gewählten Zugvariante ebenso wie eine spätere automatische Abreinigungseinheit weniger thermisch belastet.

6.2.2 (LiBr-)Lösungsseite des Hochtemperaturdesorbers

In diesem Abschnitt sind die lösungsseitig wichtigsten Merkmale zusammengefasst.

Konvektionswalzen

Bei der Optimierung der Lithiumbromidlösungsseite wurden Erkenntnisse aus laufenden und abgeschlossenen Projekten in Bezug auf Naturumlaufverdampfer im Unterdruck am ZAE Bayern berücksichtigt [Riepl]. Damit der lösungsseitige Wärmeübergang nicht gefährlich gemindert wird, ist ein ausreichender Umlaufmassenstrom zu gewährleisten. Dieser wiederum stellt sich in Abhängigkeit von Wärmestromdichte, Geometrie und Druckverlust ein. Folglich ist einerseits die Wärmestromdichte und damit die lokale Dampferzeugung abzuschätzen, andererseits sind ausreichend unbeheizte Zonen („Downcomer“) für das Rückströmen der Lösung vorzusehen. Hierfür wurden mittels CFD-Simulation Analysen durchgeführt und die Geometrie entsprechend angepasst. Abbildung 6-19 zeigt den vorderen Teil der Hochtemperaturstufe um den Brennraum, in dem die Wärmestromdichte besonders hoch ist und etwa die Hälfte der Leistung umgesetzt wird.

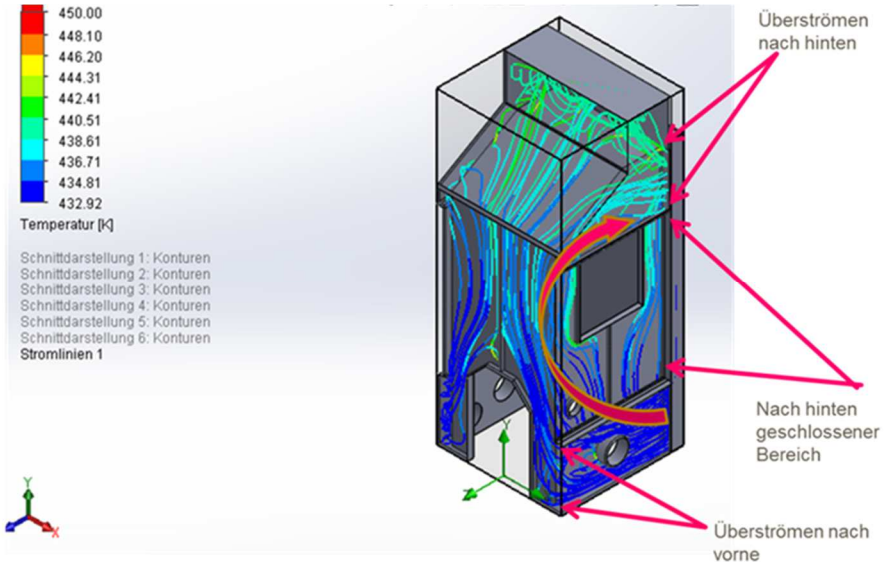


Abbildung 6-19: CFD-Studie zu Konvektionswalzen im Hochtemperaturdesorber

Die Naturkonvektionswalzen sollen sich von unten von den Rauchrohren im hinteren Teil des Hochtemperaturdesorbers kommend in Richtung Brennraum ausbilden (vgl. geschwungener Pfeil in Abbildung 6-19). Außerdem muss die Durchmischung zwischen den Rauchrohren gewährleistet sein, also Walzen vom Kesselinneren an die Außenwände ausgebildet werden können. Die den Wärmeübergang beeinflussende, durch die Konvektionsbewegung entstehenden und die Durchmischung limitierenden Druckverluste werden ebenfalls mit einem im CAD-Programm implementierten CFD-Tool abgeschätzt. Es ist von einem Umlaufvolumenstom von ca. 30 m³/h im Desorber D2 auszugehen.

Dampfjalousie

Es muss verhindert werden, dass in dem im Desorber D2 erzeugten Dampf mitgerissene Lösungstropfen über den Kondensator C2 in den Kältemittelkreis gelangen. Um dies zu erreichen, müssen sog. Dampfjalousien im Strömungsweg zwischen Hochtemperaturdesorber und Kondensator C2 eingebracht werden. Die Jalousie muss einerseits Blickdicht sein, um den „Tropfendurchflug“ zu verhindern, andererseits darf der Druckverlust in der Dampfströmung nicht zu hoch sein, da mit der Druckdifferenz zwischen siedender Lösung und Kondensator eine Temperaturdifferenz einhergeht. Diese beeinflusst letztlich den maximalen Temperaturhub des Wärmepumpensystems bzw. die Performance der Hochtemperaturstufe ggf. negativ.

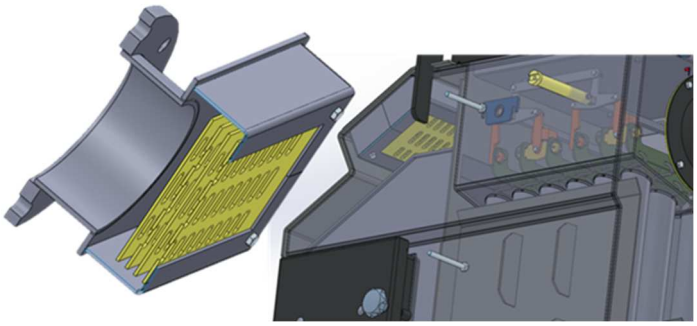


Abbildung 6-20: Dampfjalousie im Funktionsmuster am Übergang zum Kondensator

Als Grenzwert wurde 1°K Differenz in der Sättigungstemperatur des Dampfs zwischen D2 und C2 angesetzt, was im geplanten Betriebspunkt etwa 3000 Pa entspricht. Die Jalousie ist im Funktionsmuster am Kondensatorflansch vorgesehen (vgl. Abbildung 6-20, gelbe Bleche mit Langlöchern und Abbildung 6-21), noch innerhalb des Desorberbehälters.

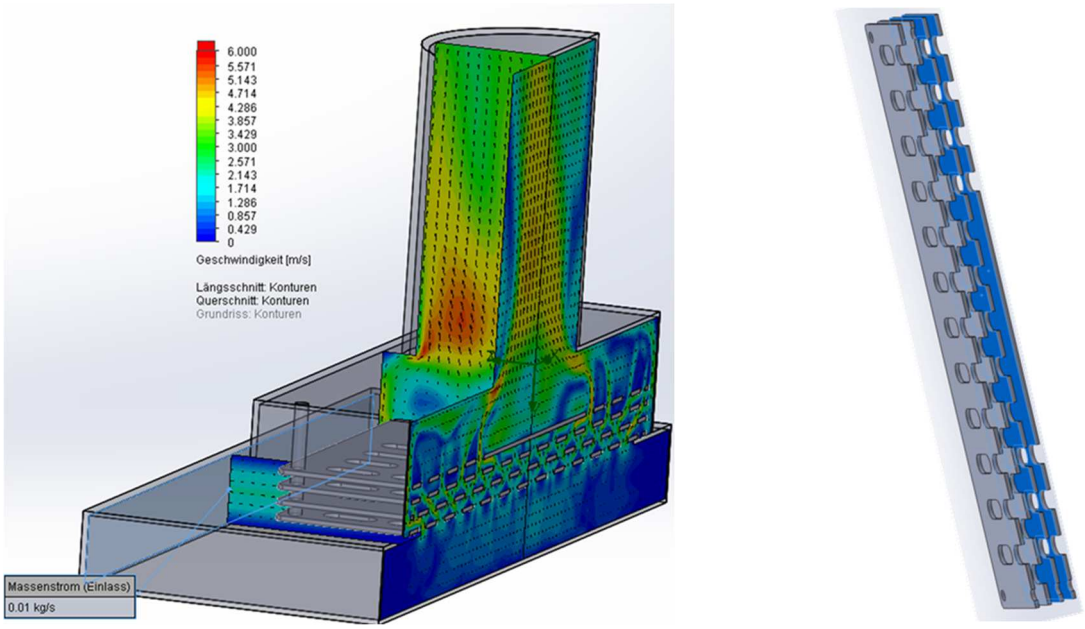


Abbildung 6-21: links: CFD-Studie der Dampfjalousie; rechts: Aufbau des Labyrinths

Mittels CFD-Simulation wurde die entwickelte Blechanordnung zur Tropfenabscheidung auf Druckverlust hin geprüft. In Abbildung 6-21 ist die Geschwindigkeit und der Strömungsweg des Dampfes zu sehen. Der ermittelte Druckverlust im Betriebspunkt ist mit 13 Pa sehr gering, der Strömungsweg durch das Abscheidelabyrinth erscheint eine ausreichende Abscheidungswirkung zu erzielen, da die Spitzengeschwindigkeiten im Betrieb 6 m/s nicht überschreiten. Auch bei niedrigem Druck (beispielsweise beim Anfahren des Kessels) sind der Druckverlust und die Spitzengeschwindigkeit akzeptabel. Daher wurde dieser neu entworfene Jalousietyp im Funktionsmuster verbaut.

Definierter Füllstand und Lösungsablauf

Wesentlich für den wärmeübertragerschonenden Start und Betrieb des direkt befeuerten Desorbers ist eine ausreichende Kühlung und damit Benetzung der Desorberflächen mit Lösung. Gleichzeitig muss der Kältemitteldampf, welcher um den Rauchgastrakt herum erzeugt wird auch zum mittig platzierten Kondensator strömen können, wie bereits in Abbildung 5-8 auf Seite 59 angedeutet. Auch das Überlaufen von Lösung in den Kondensator (Desorberüberfüllung) ist zu verhindern.

Daher ist ein gleichbleibender Füllstand im Desorber zu garantieren. Dies kann einerseits durch Kontrolle des Zulaufs (Pumpenansteuerung) oder durch Kontrolle des Ablaufs (Ventil im Ablauf) erfolgen. In beiden Fällen muss eine Füllstandsmessung erfolgen, welche für ein voll automatisiertes System in jedem Fall erforderlich wäre (Kriterium für Kesselfreigabe).

Die Anforderungen an ein füllstandsüberwachendes Sensorsystem wurden wie folgt definiert:

- Einsatzgebiet: Lithiumbromidlösung und Wasserdampf
- Temperatur ca. 80 °C bis 150 °C (je nach Einbauort vor oder nach Hochtemperaturlösungswärmetauscher)
- Füllstandmessung über eine Länge von ca. 150 bis 300 mm
- Geeignet für den Betrieb in Vakuum
- Korrosionsbeständigkeit (PTFE, Rostfreier Stahl 1.4571, PP)
- Signalausgang am besten 4-20 mA oder 0-10 V
- Kosten: ca. 200 €
- kontinuierliches Signal, mindestens alle 2 mm

Es kommen prinzipiell u.A. folgende Messprinzipien in Frage:

Schwimmer

Ein Körper mit geringer Dichte schwimmt auf der Flüssigkeit. Die Höhe des Schwimmers kann anschließend durch unterschiedliche Erfassungsverfahren (Wegaufnehmer, induktiven Sensor oder Magnetschalter und Magnet am Schwimmer) bestimmt werden. Problematisch ist, dass die Wegaufnehmer einerseits häufig als Reedschalter ausgeführt nicht dauerhaft hohen Temperaturen standhalten. Andererseits ist die Regelung mit Hilfe dieses System nur diskontinuierlich möglich.

Vibrationssensor

Ein Sensor in Form einer Stimmgabel wird auf seiner Resonanzfrequenz zum Vibrieren angeregt. Durch das Eintauchen in das Medium verändert sich die Schwingungsfrequenz bzw. die Amplitude.

Das Arbeitsprinzip ist für alle Flüssigkeiten geeignet, auch bei Ansatzbildung, Turbulenzen oder Luftblasen, unabhängig von den elektrischen Eigenschaften des Mediums. Aber auch hier ist die Regelung mit Hilfe dieses Systems nur diskontinuierlich möglich und zudem kostenintensiv.

Hydrostatische Füllstandmessung (Differenzdruckverfahren)

Basiert auf der Messung der Differenz der Drücke an der Flüssigkeitsoberfläche und am Behälterboden, welche durch die Höhe der Flüssigkeitssäule erzeugt wird.

Die Messung ist unabhängig von Schaum, Turbulenzen und Kesseleinbauten. Der Druck ist jedoch abhängig von der Dichte des darüber liegenden Mediums. Da sich die Dichte der Lösung je nach Betriebszustand und –modus ändert ist diese Messart auszuschließen.

Pegelsonde

Pegelsonden sind spezielle Druckmessumformer zur Füllstandmessung von Flüssigkeiten in offenen Behältern und Tanks. Pegelsonden werden direkt in die zumessende Flüssigkeit abgelassen und verbleiben dauerhaft schwebend über dem Tankboden. Der Schweredruck der Flüssigkeitssäule verursacht eine Dehnung am druckempfindlichen Sensorelement, welches den erfassten Druck in ein elektrisches Signal umwandelt. Wie zuvor gilt: Da sich die Dichte der Lösung je nach Betriebszustand und –modus ändert ist auch diese Messart auszuschließen.

Messung der elektrischen Leitfähigkeit (Konduktivmessung)

Leitfähigkeitsmessung ist eine einfache und preisgünstige Messmethode für leitfähige Flüssigkeiten zur Grenzstanderfassung. Das Signal ist hier jedoch auch nur diskontiniuierlich.

Kapazitive Füllstandmessung

Bei der kapazitiven Füllstandmessung wird die Änderung der elektrischen Kapazität zwischen den Elektroden detektiert, wenn dieses von einem Medium umgeben wird. Diese Änderung hängt von der Dielektrizitätskonstante (DK) des Mediums ab. Ist diese konstant, so kann aus der gemessenen Kapazität darauf geschlossen werden, wie weit die Elektroden in das Medium getaucht sind. Ab einer Leitfähigkeit von 100 µS/cm ist der Messwert unabhängig von der Dielektrizitätskonstanten und der Leitfähigkeit des Mediums. Eine wässrige Lithiumbromidlösung sollte daher bei Messungen unabhängig von der Dielektrizitätskonstante und ihrer Leitfähigkeit sein. Allerdings sprechen die Anschaffungskosten und der Temperaturbereich gegen das System.

Ultraschall

Die durch den Sensor ausgesandten Ultraschall-Impulse werden von der Oberfläche des Mediums reflektiert und wieder vom Sensor erfasst. Die benötigte Laufzeit ist ein Maß für den zurückgelegten Weg im leeren Behälterteil. Sowohl die ungenügende Höhenauflösung als auch die Kosten sind hierfür ein Ausschlusskriterium.

Optische Schalter

Die Schalter beinhalten eine Infrarot-LED und einen Fototransistor. Das Licht der LED wird in ein Prisma eingestrahlt. Solange sich die Sensorspitze des Prismas in der Gasphase befindet, wird das Licht innerhalb des Prismas zum Empfänger reflektiert. Steigt die Flüssigkeit im Behälter und benetzt etwa 2/3 der Glasspitze, wird das Infrarotlicht in die Flüssigkeit gebrochen und nur ein kleiner Teil erreicht den Empfänger.

Das Signal ist nicht kontinuierlich, zudem ist die chemische Beständigkeit sowie die thermische Belastbarkeit des Sensortyps für einen Dauereinsatz infrage zu stellen.

Fazit

Trotz intensiver Recherche konnte bis zum Ende der Konstruktionsphase keine zufriedenstellende Lösung für die Füllstandsüberwachung gefunden werden. Daher wurde für die Laboranlage zunächst eine optische Kontrolle des Anlagenbedieners an einem Schauglas vorausgesetzt. Zudem wurde der Lösungsauslass so angeordnet, dass bei ruhendem Flüssigkeitspegel das Leerlaufen des Desorbers verhindert wird.

6.2.3 Festigkeitsüberprüfung und Fertigung der Hochtemperaturstufe

Der finale Konstruktions- und Fertigungsstand im 3D-CAD ist in Abbildung 6-22 dargestellt:

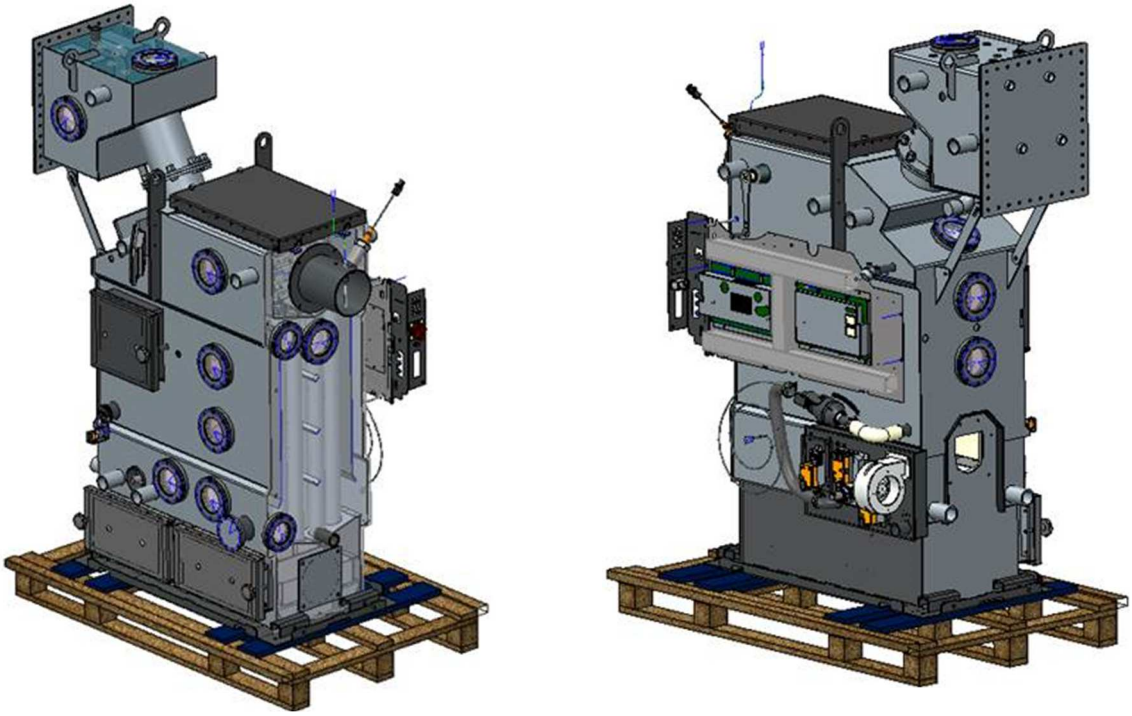


Abbildung 6-22: Finaler Konstruktions- und Fertigungsstand der Hochtemperaturstufe, 3D-CAD

Es wurden möglichst alle Aktoren und Sensoren zum Betrieb von Heizkesseln aus dem Portfolio der HDG Bavaria GmbH übernommen, sodass die hier gezeigte Bauweise vollständig Betriebsintern gefertigt werden konnte. Die in obiger Abbildung erkennbaren Schaugläser sollen Aufschluss über das Siedeverhalten und die Dampfblasenableitung sowie die internen Konvektionswalzen des Naturumlaufes geben. Entsprechend

wurden auch Sensoren in Behälterwänden und Lösung geplant, sowie die Möglichkeit, den Umlaufmassenstrom zu erfassen berücksichtigt.

Die Festigkeitsüberprüfung des Kessels erfolgte mittels FEM-Methode. Hierfür wurde der Kesselkörper geometrisch vereinfacht und als externe Last ein Überdruck mit 0,1 MPa angesetzt (entspricht der Belastung der Atmosphäre auf den vollständig evakuierten Behälter). Die Wandstärken variieren im Modell zwischen 3 mm und 5 mm. Als E-Modul wurde der bei ca. 150°C Betriebstemperatur anzunehmende Wert von 202,4 GPa angesetzt, die maximal zulässige Betriebsspannung wurde mit 132 N/mm² festgelegt[9], sodass eine Sicherheit von 1,5 vorliegt. Durch Einfügen mehrerer Druckanker[10] konnte die Konstruktion soweit optimiert werden, dass keine unzulässigen Spannungen mehr auftreten und die Verschiebungen durch Belastung mit ca. 0,7 mm ausreichend gering prognostiziert werden.

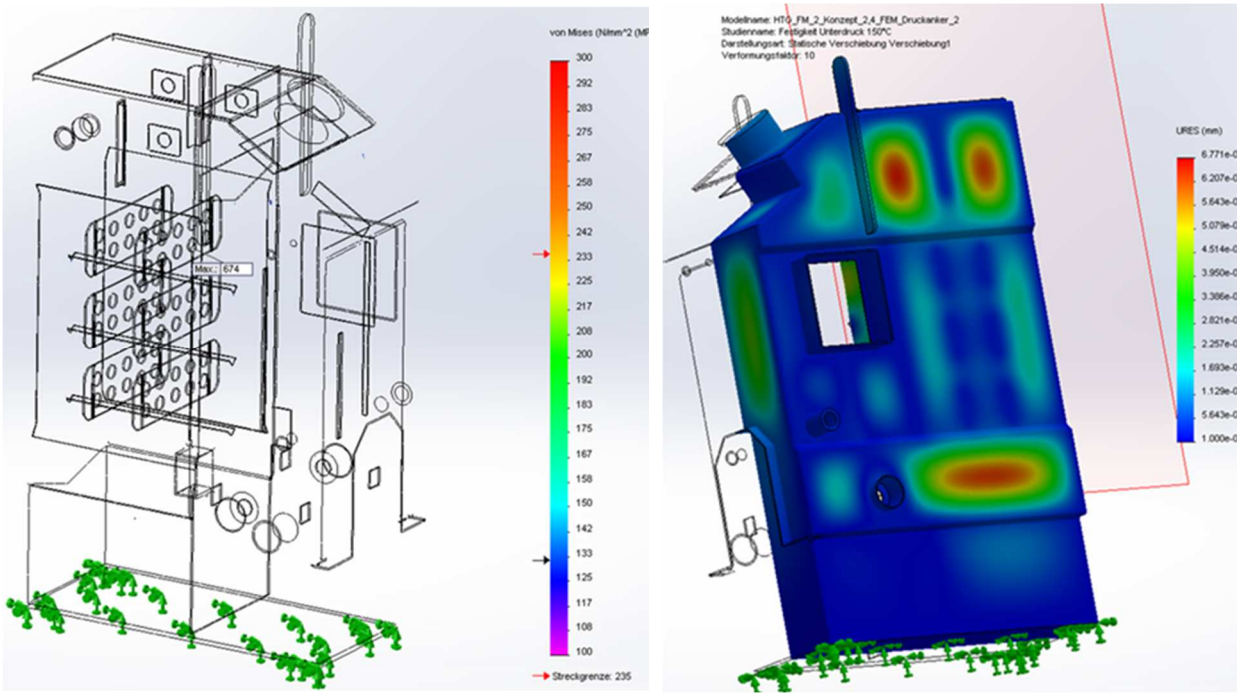


Abbildung 6-23: links: Iso-Clipping des Festigkeitsoptimierten Kessels; die zulässige Spannung wird nicht mehr überschritten; rechts: Die Verschiebungen sind ausreichend gering

[9] Da der einzusetzende Stahltyp S235JR prinzipiell für den Stahlbau und nicht direkt für den Druckbehälterbau bei hohen Temperaturen festgelegt ist und temperaturabhängige Festigkeitswerte nicht ermittelt werden konnten für 1.0038, wurde auf Werte des Stahl P235GH (1.0345) zurückgegriffen. Die beiden Stähle unterscheiden sich jedoch nur minimal in Ihrer zulässigen Werkstoffzusammensetzung und im Anlieferungszustand, sodass zumindest für den Versuchsbetrieb davon auszugehen ist, dass die Werkstoffanalogie möglich ist.

[10] Da die Anlage im Unterdruck arbeitet, muss die Stabilität des Behälters abweichend von den üblicherweise im Heizkesselbau verwendeten Konstruktionselementen (z.B. „Zuganker“) erreicht werden. Durch geschickte Verschränkung von Blechen muss dies erfolgen, ohne den internen Prozess zu behindern.

Abbildung 6-23 zeigt die wichtigsten Ergebnisse der FEM-Simulationen zur Festigkeitsüberprüfung. Daneben wurden weitere Überprüfungen, beispielsweise zur Festigkeit der Transportösen durchgeführt, um ein sicheres Handling beim Zusammenbau des Gesamtsystems zu garantieren.

Anschließend wurde die Hochtemperaturstufe im Werk der HDG Bavaria GmbH gefertigt und vor Ort auf Vakuumdichtheit geprüft. Da HDG Bavaria nicht über geeignetes Equipment zum Vakuumtest verfügt, wurde zunächst ein Dichtheitstest mittels Druckluft durchgeführt. Dabei wurde ein leichter Überdruck im Behälter erzeugt und einerseits der Druckabfall beobachtet, andererseits mittels Lecksuchspray potentielle Undichtigkeiten identifiziert und beseitigt. Der anschließende Test mittels Heliumlecksuchgerät des ZAE Bayern bestätigt dieser Methode eine sehr gute Leckvermeidung. Besondere Sorgfalt und erhöhten Arbeitsaufwand bei Konstruktion, Vorbereitung und Fertigung sind als Grundbedingungen für die erreichte gute Vakuumdichtheit der Schweißkonstruktion hervorzuheben.

Abbildung 6-24: fertig geschweißte Hochtemperaturstufe in der Montagehalle bei HDG Bavaria nach erfolgreichem Dichtheitstest

Abbildung 6-24 zeigt die aus dem konventionellen Kesselstahl gefertigte Hochtemperaturstufe beim Heliumlecktest. Die Komponente wurde anschließend mit allen werkseitig zu installierenden Sensoren und Aktoren bestückt und zum Aufbau und Integration im Labor des ZAE Bayern transportiert.

6.2.4 Interne Lösungsführung der Hochtemperaturstufe, Standalonekreis

Um Betriebstests unabhängig von der Mittel- und Niederdruckstufe (AWP) am Desorber (HTD) durchführen zu können, wurde die Lösungsführung so konzipiert, dass auch ein „Standalone-Betrieb“ durchführbar ist. Dieser unterscheidet sich von der Betriebsführung im „Heat-Pipe-Modus“ dadurch, dass dem Desorber nicht nur das ausgetriebene Kältemittel direkt wieder zugeführt wird. Vielmehr wird das Kältemittel und die aufkonzentrierte Lösung gezielt vermischt, sodass der Desorber direkt mit den Bedingungen betrieben werden kann, die einem mit der AWP gekoppelten Zustand entsprechen

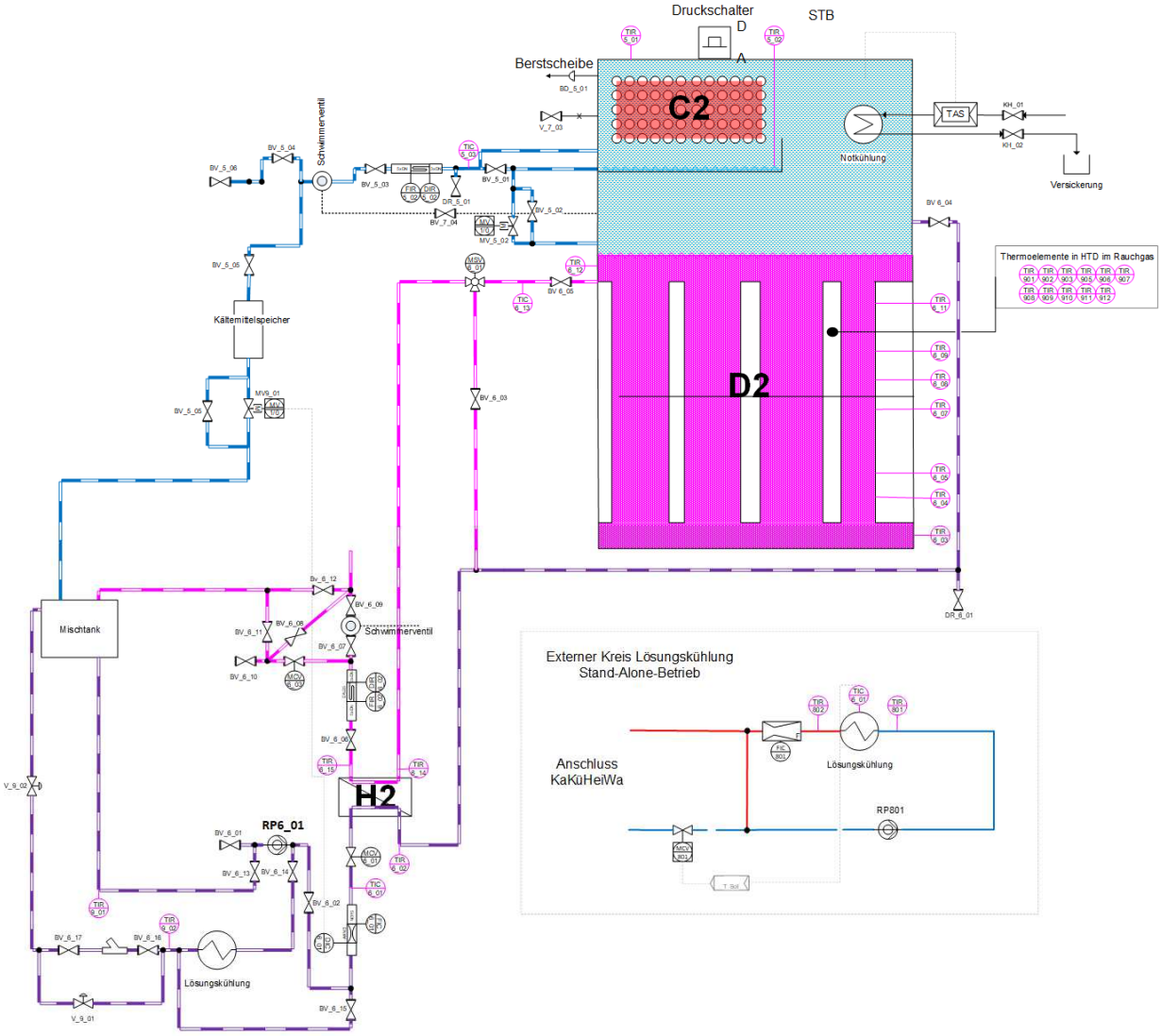


Abbildung 6-25: R&I der internen Lösungsführung für den „Standalone-Betrieb“

. Der Hochtemperaturdesorber wird folglich mit ähnlichen Temperaturen und Lösungskonzentration „versorgt“, wie sie nach Austritt aus dem Absorber herrschen. Dies wurde mittels Mischtanks (Kältemittel, Lösung) sowie Magnetventilen zum konzentrationsgeregelten Dosieren von Kältemittel in den Mischtank

realisiert. Abbildung 6-25 zeigt das Rohrleitungsschema zum Betrieb des Desorbers ohne AWP, also im Standalone-Betrieb.

Die Verrohrung und Instrumentierung dieses „Standalone“-Kreises wurde in einer Blechwanne integriert, sodass ein modulares Bewegen aller Komponenten im Labor möglich ist. Zudem kann damit die Verrohrung ggf. ersetzt bzw. vereinfacht werden, sodass ein späterer, reduzierter Anlagenbetrieb oder Versand der gesamten Anlage möglich wäre. Um an allen Komponenten und Druckstufen am System Umbauten vornehmen zu können, wurde ein abnehmbares Podest integriert, sodass sowohl die Hoch- Mittel- und Niederdruckstufe modifiziert und überwacht werden kann. Diese Konstruktion fällt für eine spätere Feldanlage oder Produkt vollständig weg.

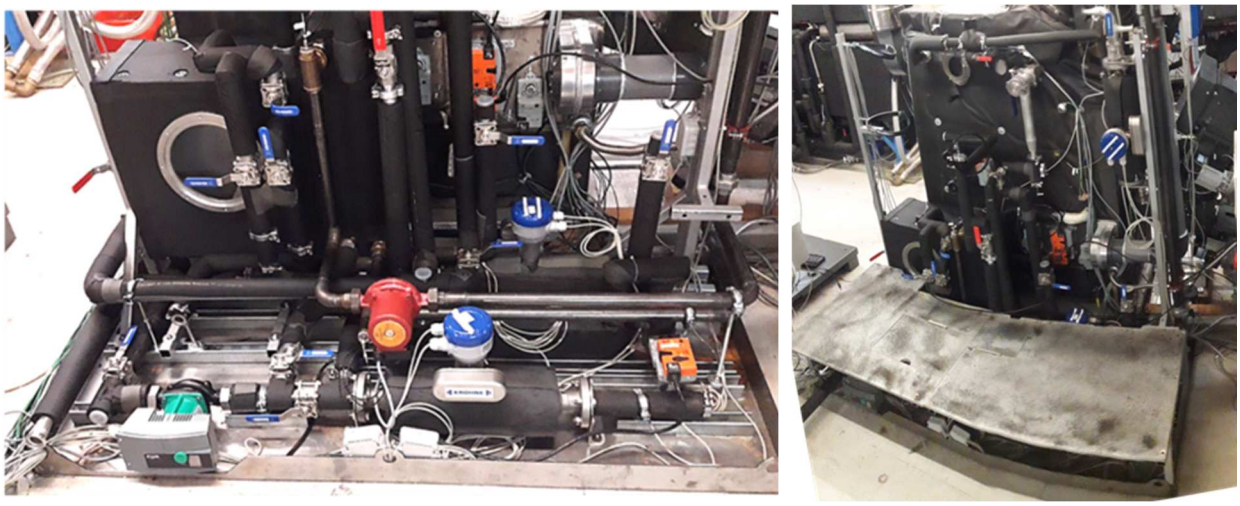


Abbildung 6-26: Einheit der internen Lösungsführung für dem Standalone-Betrieb bei Endmontage

In Abbildung 6-26 ist der fertig montierte Anlagenteil zum Betrieb und ausführlichen Test des HTD mit LiBr-Lösung als Desorber (Standalone-Kreis) zu sehen.

Drucktrennung zwischen Hoch- und Mitteldruckstufe

Zwischen den verschiedenen Behältern einer Absorptionswärmepumpe herrschen prinzipbedingt Druckdifferenzen. Bei einstufigen Anlagen beträgt diese Differenz zwischen D1/C1 und A1/E1-Behälter etwa 40 bis 80 mbar (siehe z.B. R&I in Abbildung 6-3). Um diesen für die Funktionsfähigkeit der Absorptionswärmepumpe erforderlichen Druckunterschied aufrecht zu erhalten, werden in einfachen Single-Effect-Anlagen U-Rohre mit Flüssigkeitssäule zwischen die Behälter geschaltet. Die Flüssigkeit sperrt die Dampfräume gegeneinander ab, sodass kein Druckausgleich stattfinden, Lösung bzw. flüssiges Kältemittel jedoch ausgetauscht werden kann. Ein „Durchblasen“ der Flüssigkeit aus dem U-Rohr wird durch eine ausreichende Länge der Schenkel verhindert. Sobald die Säule der Flüssigkeit einen höheren hydrostatischen Druck bewirkt als die Differenz zwischen den Behältern, wird das U-Rohr vom Dampf nicht mehr leergedrückt und die Drucktrennung ist gewährleistet.

Da der Druck in den Behältern dem Dampfdruck des Kältemittels Wasser entspricht, ändert sich dieser in Abhängigkeit von der Sättigungstemperatur nach Clausius-Clapeyron näherungsweise exponentiell. Entsprechend besteht in mehrstufigen Anlagen eine wesentlich höhere Druckdifferenz zwischen den Hoch- und den Mitteldruckbehältern. Eine hydrostatische Drucktrennung zwischen Desorber D2 und Absorber A1 bedürfte in diesem Vorhaben daher einer U-Rohrschenkellänge von mindestens fünf Metern. Da die Wärmepumpe möglichst kompakt gebaut werden soll, gilt es, Alternativen zu realisieren. Bisherige Anlagen wurden häufig mit Armaturen ausgestattet, die nach dem Schwimmerprinzip arbeiten. Diese Ventile öffnen mechanisch, sobald Flüssigkeit ansteht. Liegt jedoch nur Dampf oder Gas vor, so bleibt der den Öffnungshebel betätigende Schwimmkörper in der Schließposition. Derartige mechanische Ventile (Kondensatabscheider) werden üblicherweise in Dampfkraftwerken eingesetzt, um beim Anfahren des Kraftwerkes anfallendes Kondensat in den noch kalten Dampfleitungen abzuscheiden. Daher sind diese Ventile sehr massiv und druckbeständig ausgeführt. Zudem sind die möglichen Durchflussraten auf sehr hohe Druckdifferenzen von 40 bar und mehr ausgelegt. Für die Anwendung im Absorptionswärmepumpensystem sind konventionelle Kondensatabscheider daher zu massiv, zu kostenintensiv und ermöglichen teilweise nicht die möglichen Durchflussraten.

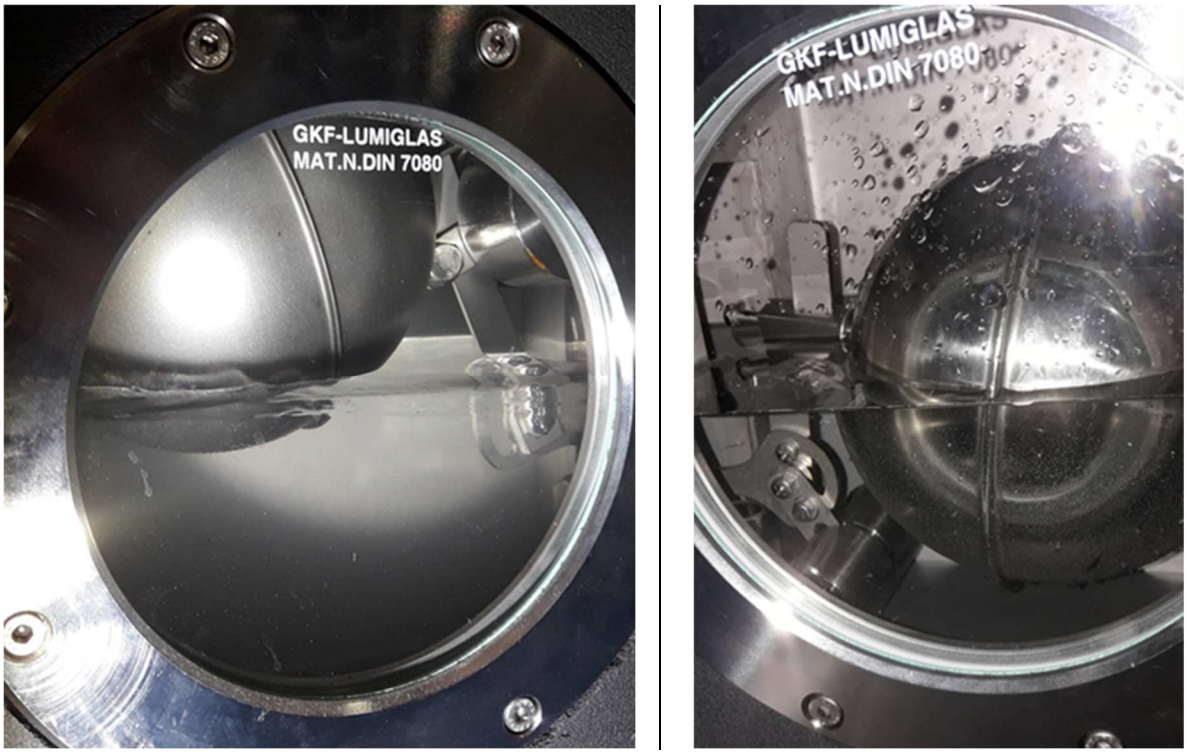


Abbildung 6-27: umgebautes Schwimmerventil zur mechanisch gesteuerten Drucktrennung im Betrieb

Es wurde daher eine optimierte Drucktrenneinrichtung entwickelt, welche aus Bauteilen konventioneller Schwimmerventile hergestellt werden kann. Dabei wurde bewusst ein geringer Leistungsverlust des Ge-

samtsystems in Kauf genommen, indem das Schwimmerventil auf der Lösungsseite nach dem Wärmetauscher H2 platziert wurde. Dadurch kann einerseits ein niedrigeres Temperaturniveau und damit geringere Werkstoffbelastung erreicht werden, andererseits wird über die Dampfpendelleitung stetig Dampf in die abgekühlte, hochkonzentrierte Lösung absorbiert. Da das relevante Düsenelement als Drossel wirkt, bestünde zudem bei einer Druckminderung vor dem Lösungswärmetauscher die Gefahr, dass Dampfblasen entstehen, die den Wärmeübergang im Lösungswärmetauscher beeinträchtigen und zum Pulsieren des Massenstroms führen.

Herausfordernd bei dieser Bauart ist es, einerseits ausreichend hohen Anpressdruck zum dampfdichten Schließen bei Flüssigkeitsmangel zu garantieren und gleichzeitig ausreichend Auftrieb und damit Ventilöffnungskraft bei anstehender Flüssigkeit zu ermöglichen. Abbildung 6-27 zeigt das modifizierte Schwimmerventil im Betrieb bei unterschiedliche Flüssigkeitsdichte und Ventilkonfiguration. Links ist das Ventil bei mittlerem Füllstand mit Lösung voll geöffnet, während rechts bei einem Test mit reinem Wasser noch keine Ventilöffnung erfolgt.

6.2.5 Besondere Messstellen an der Hochtemperaturstufe

Folgend sind Messstellen beschrieben, welche speziell für die Beurteilung der Hochtemperaturstufe ausgeführt wurden. Die Darstellung der teilweise unkonventionelle Messmethodik soll ermöglichen, die in Abschnitt 7 erläuterten Messergebnisse besser nachvollziehen zu können. Kaum in Kennzahlen quantifizierbare, rein qualitative Aussagen sollen hier untermauert werden. Zudem soll die Beurteilung des Gesamtsystems mit Hilfe der Messdaten von Brennstoffmassenstrom, Abgastemperatur und Luftvolumenstrom präzisiert werden.

Rauchgasseitige Wandtemperaturmessung im Abgastrakt

Wie bereits oben beschrieben sind bei der Auslegung sensible Bereiche des Hochtemperaturdesorbers identifiziert worden, die einer besonderen Überwachung bedürfen. Um kritische Temperaturen in der Wand und der LiBr-Lösung zu vermeiden muss an ausgewählten Stellen eine Temperaturüberwachung stattfinden. CFD-Simulationen des oberen Rauchgastrakts nach dem Brennraum ergibt folgendes Bild:

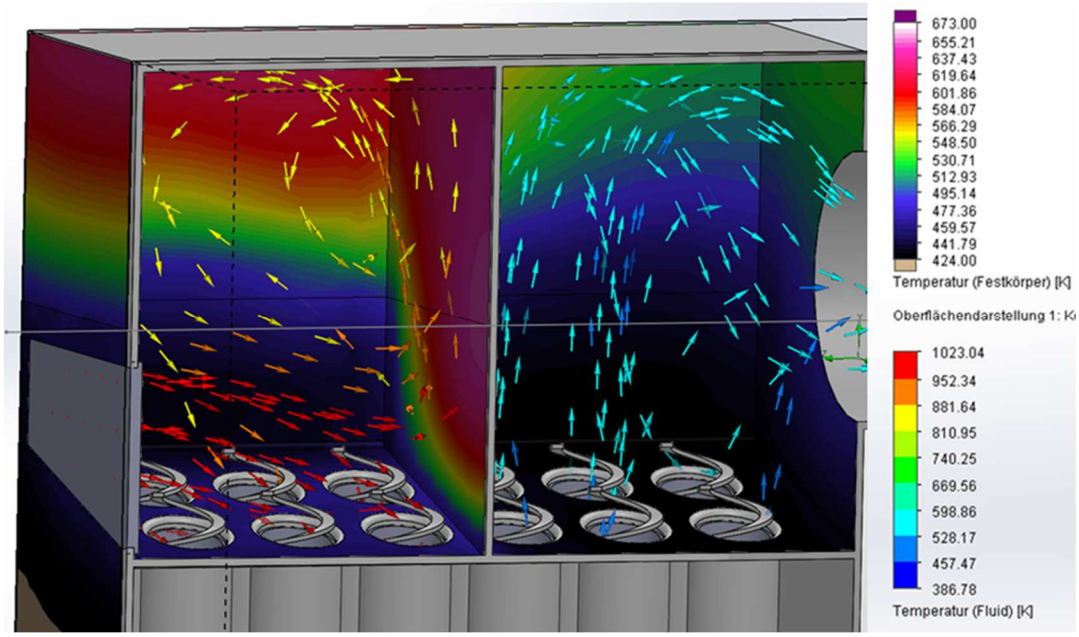


Abbildung 6-28: Simulation der Wandtemperaturen im Übergangsbereich zwischen Brennraum und Rauchgaszügen

Nach Abbildung 6-28 sind die Wände oberhalb der Benetzungszone (hier 15 mm oberhalb der Eintrittskante des Rauchgases, links) überhitzt mit bis zu 670 K (397 °C). Der Kesselstahl S235 kann laut Hersteller bei bis zu 400 °C eingesetzt werden, darüber ist davon auszugehen, dass er durchglüht. Daneben sollte die lösungsseitige Brennraumwand nicht über ca. 185 °C erhitzt werden, da sonst der in der LiBr-Lösung eingebrachte Molybdatinhibitor zersetzt wird.

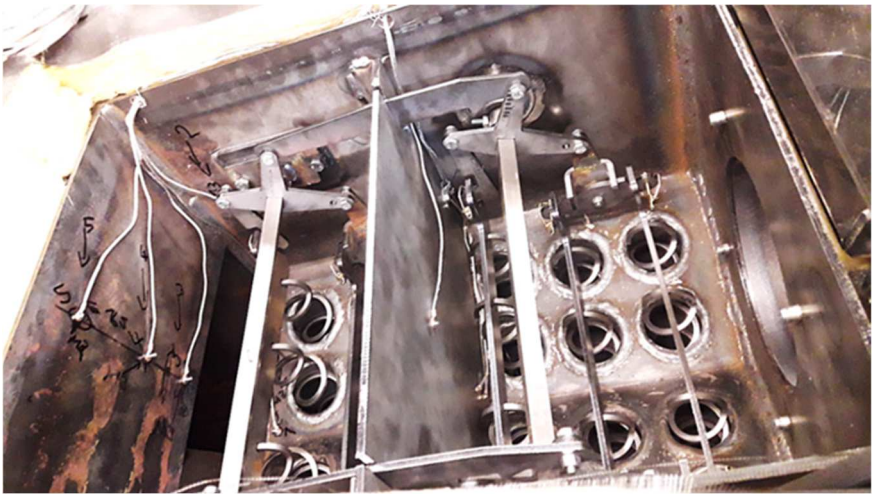


Abbildung 6-29: Angeschraubte Wandtemperatursensoren (links oben) im Rauchgastrakt

Als Temperatursensoren für die Messung der Wandtemperaturen werden Thermoelemente vom Typ K eingesetzt, die als Anschraubvariante ausgeführt sind. Damit ist eine punktuelle, kostengünstige Messung bei erhöhten Temperaturen möglich. Abbildung 6-29 zeigt die angeschraubten Elemente (links oben) und die herausgeführten Kabel.

Lösungsseitige Wandtemperaturmessung am Brennraum

Weitere Wandtemperaturen sind im Bereich des Brennraumes zu überwachen. Da hier ein Anbringen im Flammenbereich nicht möglich und zweckmäßig ist (Wandbeschädigung, Strahlungstemperaturverfälschung, Sensorkabel, etc.), muss zur Überwachung dieser Temperaturen ein Thermoelement durch den Vakuum- bzw. LiBr-Lösungsbereich durchgeführt werden. In eine Sacklochbohrung von 3 mm Tiefe an der LiBr-Seite der Brennraumwand wurden Thermoelemente, welche genau an der Sensorspitze messen, eingebracht. Zur Minimierung von Ableitfehlern wurden diese mit einer Teflonhülse umgeben.

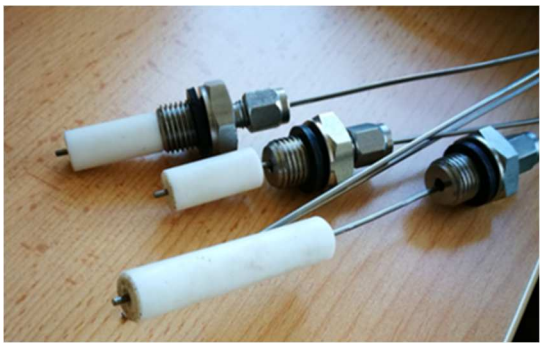


Abbildung 6-30: Wandtemperatursensoren für die Brennraumwände mit Teflonhülse und Verschraubung

Eine thermische Analyse der Messstelle mittels Simulation anhand einer 3D-CAD-Geometrie (vgl. Abbildung 6-31) ergibt, dass die Sensoren tendenziell, also bei allen untersuchten Randbedingungen, 4 bis 8 Kelvin über der tatsächlichen Wandtemperatur liegen werden. Sollte also die Temperatur an diesen Messstellen im HTD-Betrieb unter 184°C liegen, ist die Wandtemperatur als unkritisch zu sehen.

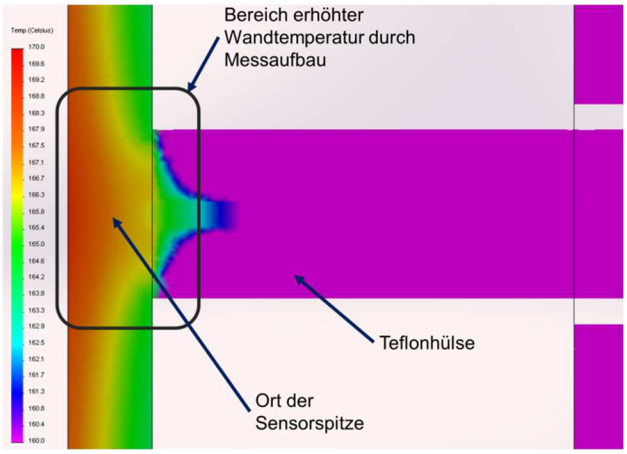


Abbildung 6-31: Thermische Analyse: erhöhte Wandtemperatur im Bereich der Sensorspitze bei Betrieb

Abgastemperatur

Auch im Abgastrakt des Kamins wurde eine präzise Messstelle vorgesehen, um die Abgastemperatur nach dem Rauchgaswärmetauscher möglichst genau zu erfassen und damit die energetische Bilanzierung zu ermöglichen und die Restenergie im Abgas zu quantifizieren. Nach längerer Recherche und Rücksprache mit anderen Teilnehmern des Förderprogramms, wurde hierfür ein Messkonzept, welches insbesondere für die Feinstaubmessung genutzt wird, abgewandelt.

Hierzu wurden 5 Sensoren Sternförmig auf gleicher Ebene spiralförmig gewendelt eingesteckt, wobei die Einstecktiefen entsprechend der Empfehlungsskizze im Anhang der DIN EN 303-5 gewählt wurden (vgl. Abbildung 6-32, Kamindurchmesser „D“ hier 130 mm):

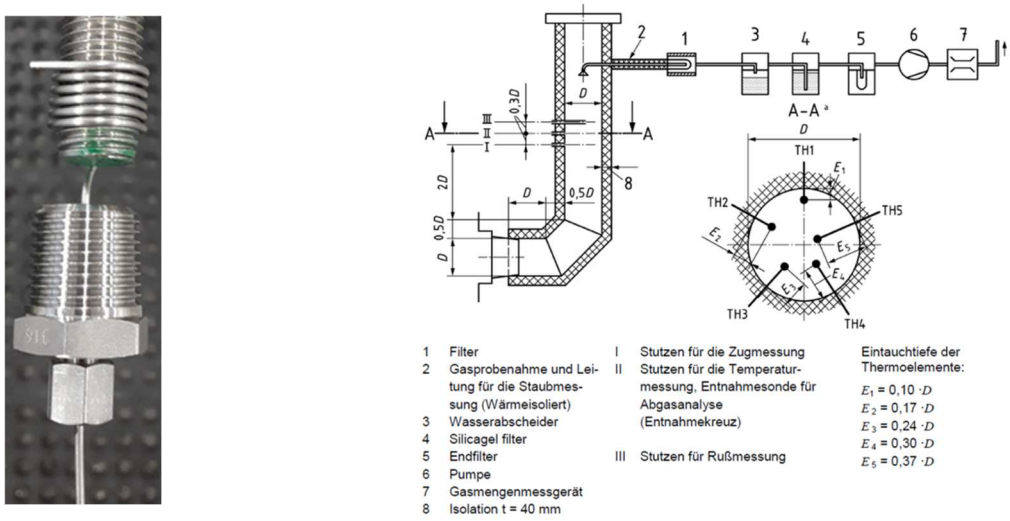


Abbildung 6-32: Wendelung und Anordnung der Temperaturmessung am Kamin aus DIN EN 303-5

Dies ermöglicht eine „flächengemittelte“ Erfassung der Rauchgastemperatur und damit eine gute Annäherung an die adiabate Mischtemperatur des Rauchgases im Abgastrakt.

Brennstoffmanagement

Um die Leistung durch Eintrag des Brennstoffs ermitteln zu können, wurde eine hochgenaue Waage angeschafft. Damit lässt sich der Brennstoffmassenstrom sehr genau und zeitlich gut aufgelöst erfassen: Es wird kontinuierlich die Masse des Brennstoffvorrats gemessen. Durch die Differenz der ermittelten Gesamtmasse auf der Waage zwischen zwei Zeitpunkten wird die dem Brennraum zur Verbrennung zugeführte Menge an Pellets oder Hackschnitzel ermittelt.

Es wurde eine Messgenauigkeit mit einem maximalen Messfehler von 10 % auf die Effizienz bzw. Wirkungsgrad (z.B. BUE_h) angesetzt, wobei ein stabiler Anlagenbetrieb von 30 Minuten vorausgesetzt wurde. Dies erfordert einen maximalen Messfehler in der Größenordnung von 10 g an der Brennstoffwaage. Vorausgesetzt wurde hier wiederum, dass der Heizwert des Brennstoffs auf 2 % genau ermittelt werden kann, was mit den gegebenen Messverfahren (Verfahren zur Bestimmung des Heizwerts Feste Biobrennstoffe nach CEN/TS 14918) durch externe Labore möglich ist.

Damit der Brennstoffmassenstrom kontinuierlich gemessen werden kann, muss einerseits eine ausreichende Menge an Brennstoff auf der Waage bevorratet werden, andererseits muss die Waage von der Umgebung mechanisch entkoppelt bleiben. Daher wurde ein Brennstoffsilo aus Blech mit Fassungsvermögen für 5-tägigen Anlagenbetrieb mit Holzpellets gebaut.

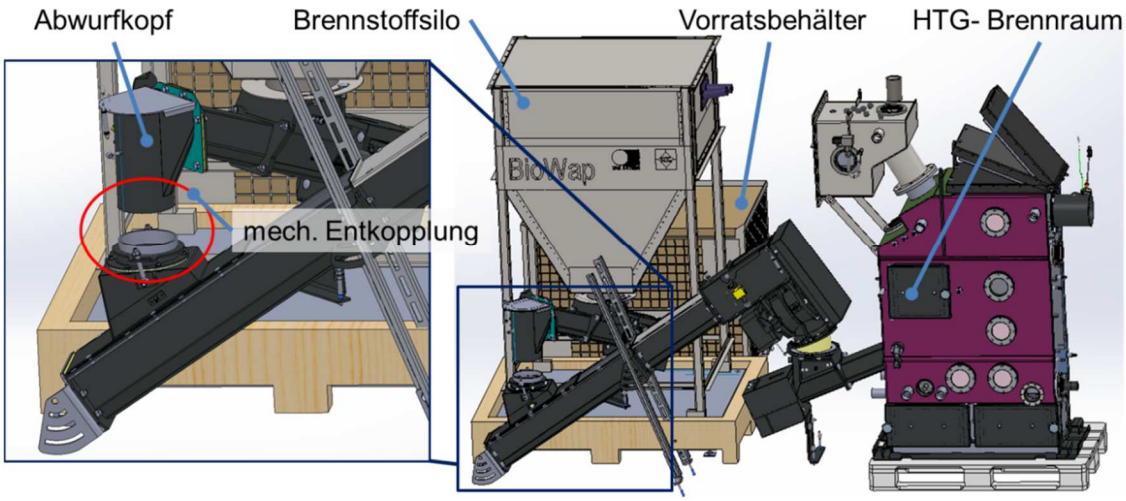


Abbildung 6-33: Aufstellung der Brennstoffversorgung zur Massenstrombestimmung

Das Silo ist staubdicht ausgeführt, sodass eine Lagerung im Labor möglich ist. Die Befüllung mit Pellets erfolgt über ein Saugsystem z.B. einmal wöchentlich bei Stillstand des Desorbers aus einem danebenstehenden Vorratsbehälter. Damit die Beschickung anwendungsnah realisiert werden kann, die mechanische Entkopplung dennoch gewährleistet ist, soll aus dem auf der Waage befindlichen Silo mittels Stokerschnecke entnommen und in einen Abwurfkopf gefördert werden. Aus diesem fällt der Festbrennstoff durch eine flexible, mit Stoff verschlossene Übergangsstelle, in eine weitere Zufördereinheit, welche den Brennstoff in den Brennraum des HTD fördert. Abbildung 6-33 zeigt diese Aufstellung der Brennstoffversorgung.

Alle Beschickungskomponenten sind derart ausgeführt, dass ein Betrieb auch mit Holzhackschnitzeln möglich ist. Daher sind die Komponenten massiver dimensioniert als zunächst nötig, ein Betrieb mit minderwertigem Brennstoff wie Holzhackschnitzeln wäre jedoch leichter umzusetzen. Damit sollte die in Abschnitt 5.6 gemachte Einschränkung des Brennstoffes auf Holzpellets relativierbar bleiben.

Abbildung 6-34: Montage der Brennstoffversorgung im Labor

Die hochpräzise Waage (Mettler Toledo PFK988) kann maximal 600 kg wägen, wobei die Ablesbarkeit bei 1 g liegt. Um die Gefahr eines Drifts zu minimieren, ist eine Monoblock-Messzelle, einem Wägesystem mit elektromagnetischer Kraftkompensation, verbaut, welche im Gegensatz zu Dehnmessstreifen wesentlich weniger Drift über lange Zeiträume aufweist. Abbildung 6-34 zeigt die Waage mit dem Pelletbehälter bei der Montage der Brennstoffversorgung.

6.3 Absorptionswärmepumpe (AWP)

Für den effizienten zweistufigen Betrieb mit einem biomassebefeuerten Desorber müssen die interne Verfahrenstechnik und die Wärmetauschergeometrie des von der Feuerung unabhängigen Anlagenteils (einstufiger Teil der Absorptionswärmepumpe) entsprechend designed werden. Die Prozessführung, Flächenverteilung und Konstruktion wurde hierfür passend zur Hochtemperaturstufe entworfen.

Wie bereits in den Abschnitten 0 und 5.5 beschrieben, sind je nach Temperaturanforderung und Leistungsaufteilung unterschiedliche interne Prozessführungsvarianten sinnvoll und nötig um den jeweils höchsten Wirkungsgrad zu erreichen. Auf Basis des Lastenheftes bzw. der Erkenntnisse aus der Konzeptphase (vgl. insbes. Abschnitt 5.6) wurden die üblichen internen und externen Fluidführungsvarianten (Double-Lift, Double-Effect und Mixed-Mode in Parallel-, Reihen- und Inversschaltung) neu kombiniert und bewertet.

Existierende thermodynamische Kreislaufmodelle am ZAE Bayern wurden hierfür an die spezifischen Prozessbedingungen angepasst. Mittels Parametervariation wurden geeignete bzw. voraussichtlich funktionsfähige Konfigurationen ausgewählt und die Eckpunkte der Betriebsstrategie festgelegt. Darin wurde die im Abschnitt 5.5 und in Abbildung 5-21 beschriebene Designstudie als favorisierte Bauart bereits berücksichtigt.

Anschließend wurden diese Konfigurationen hinsichtlich Flächenverteilung und Benetzung der Wärmeübertrager optimiert. Darauf aufbauend wurde die Konstruktion schrittweise verbessert und in ein fertigungsoptimiertes CAD-Modell überführt. Durch Auswahl hochlegierter Werkstoffe sowie die geschickte Kombination von Fertigungsverfahren und Oberflächenbehandlung konnte eine hinsichtlich Bauraum, Gewicht und Materialeinsatz sehr fortschrittliche Absorptionswärmepumpe entwickelt und gebaut werden. Wie im Abschnitt 0 gezeigt wird, ist diese im einstufigen Betrieb auch hinsichtlich Leistungsfähigkeit und Effizienz sehr positiv zu bewerten. Im Folgenden werden die wichtigsten Entwicklungsschritte bis hin zur Fertigung dargestellt.

6.3.1 Kreislaufmodell und Flächenoptimierung

Für die stationäre Modellierung des Anlagenprozesses wurde die Software *Engineering Equation Solver (EES)* eingesetzt. Diese Software ermöglicht die Lösung implizit aufgestellter Gleichungen. Notwendige Stoffdaten der verwendeten Fluide sind im EES bereits implementiert. Der Aufruf einer Stoffdatenfunktion im Gleichungssystem ermöglicht es daher, Lösungen iterativ und bidirektional berechnen zu können.

Die am ZAE Bayern existierenden thermodynamischen Kreislaufmodelle in *EES* wurden an die spezifischen Prozessbedingungen angepasst. Die übergeordnete Vorgehensweise bzw. die im Modell berücksichtigten Randbedingungen werden folgend kurz erläutert.

Das Wärmepumpenmodell ist komponentenspezifisch modularisiert. Ausgehend von einem Hauptprogramm werden untergeordnete Bausteine für die Anlagenbestandteile (E1, A1, D1, C1 usw.) aufgerufen. Der Austausch von Stoffwertinformationen findet damit über das Hauptprogramm statt, während die in den Komponenten ablaufenden Prozesse im Unterprogramm abgearbeitet werden. Jedes Skript der Unterprogramme ist in Kategorien unterteilt, welche entsprechende Bilanzgleichungen enthalten. In Tabelle 6-2 sind die wichtigsten eingeführten Kategorien innerhalb des Modells und deren Zweck aufgeführt.

Tabelle 6-2: Kategorien und untergeordneter Inhalt der Skripte in EES

Kategorie	Inhalt bzw. Zweck
Sättigung	Abweichungen der Stoffgrößen bzgl. Sättigungs-, bzw. Gleichgewichtszuständen ein-/austretender Stoffströme
Massen- & Salzbilanz	Gleichungen zur Beachtung der Massenerhaltung und Änderung der Salzkonzentration
Stationäre Energiebilanz	Berechnung der Enthalpien ein-/austretender Stoffströme und totale Bilanz aller Energien der Komponente
Wärmeübergang	Umgesetzte Leistung an der Komponente, ausgedrückt durch u-Wert (Erfahrungs- bzw. Messwerte), LMTD und zur Verfügung stehender Fläche des Wärmetauschers, Berechnung Wärmeübergang auf der ext. Wärmeträgermediumsseite
Externer Energietransport	Ein-/Austretende Wärmeströme extern im Kalt-, Kühl oder Heißwasser; Leistungen ausgedrückt durch Medium, Massenstrom und Temperaturen
Entropie und Verluste	Gleichungen zur Kontrolle der Enthalpieströme und Berücksichtigen von Verlusten z.B. durch Flashen, Wärme- oder Rauchgasverluste etc.
Leistungsfähigkeit	Kennzahlen zur Komponentenbeurteilung (z.B. WT-Wirkungsgrad, Wärmeverhältnis, etc.)

Die Rechnungen zur Ermittlung der optimalen Wärmeübertragerflächenverteilung wurden mit dem EES-Modell für den Double-Effect-Modus durchgeführt. Die ausreichende Flächendimensionierung und die korrekte Auswahl der Fluidführung wurde iterativ durchgeführt. Das schrittweise Ausschließen von Betriebs- und Flächenvarianten ermöglichte es letztlich, die große Zahl an möglichen Varianten einzuschränken. Mit einzubeziehen war die bereits skizzenhaft erstellte CAD-Geometrie der Rohrbündelwärmetauscher (vgl. Abbildung 5-21), welche einerseits den iterativ approximierten Flächenbedarf, andererseits die Fertigbarkeit im Hinblick auf Randbedingungen (z.B. Gewicht, Abmaße) durch Lieferanten sowie türgängigen Bauraum berücksichtigt und erfüllt.

Zunächst waren folgende **Schlüsselindikatoren** zu beachten, die sich teils im Hinblick auf den tatsächlichen Betrieb, z.B. Heizwert- oder Regelschwankungen ergeben, wobei sich die Nomenklatur hierbei auf die Simulationsvariablen in *EES* bezieht[11]:

- *min. zulässiges Wärmeverhältnis* $\xi_{heat} > 2{,}15$
- *max. Lösungskonzentration am Hochtemperaturdesorber: D2#w_sol_OUT* $\leq 62\%$
- *Kondensatordruck C2#p* ≤ 900 *mbar*
- *max. Kondensatorvorlauftemperatur zum D1: C2#T_cool_OUT* $\leq 95°C$

[11] Präfix von der eigentlichen Variablenbezeichnung durch eine Raute „#“ getrennt, bezeichnet Komponente (z.B. D2#... → den Desorber 2 bzw. Hochtemperaturdesorber betreffend); Bezeichnungen der Prozessgröße bzw. Variable möglichst aus dem Englischen; Beispiel: D2#w_sol_OUT = Konzentration der Lösung aus dem D2 kommend

- *Konzentrationsdifferenz beim Anfahren D2#Δw möglichst niedrig*

Weitere prozesstechnischen Randbedingungen für die Simulationen wurden wie in Tabelle 6-3 festgelegt. Werte in Klammern sind darin erreichte bzw. gewünschte Werte, die nicht als „harte“ Randbedingung vorgegeben wurden.

Tabelle 6-3: Hauptrandbedingungen für die Simulationsmodelle in EES

Hauptkomponenten-wärmetauscher	Anforderung			Wärmedurchgang u in kW/m²K		η
	Vorlauftemperatur ℃	Rücklauftemperatur ℃	Spreizung K	Min.	Max.	
E1	8,0	4,0	4,0	1,0	1,5	-
A1	(34,1)	41,0	10	0,6	0,8	-
C1	31,0	(34,1)		2,5	3	-
D1	(89,8)	(82,8)	7	0,6	0,8	-
C2	(82,8)	(89,2)		2,5	3	-
D2	(“750”)	(180)		0,05	0,05	-
H1	(85,3)	(39,3)		0,9	1,0	(0,88)
H2	(148,1)	(75,6)		1,5	2,5	(0,86)

Folgende Vorgehensweise ermöglichte mit den gegebenen Randbedingungen ein schrittweises Annähern an die finale bzw. optimierte Bauart:

Die gängigen internen Fluidführungsvarianten (Parallel-Flow „PF“, Series-Flow „SF“, Reverse-Flow „RF“) des DE-Modus wurden betrachtet. Dabei wurden die externen Verschaltungsarten von Absorber (A1) und Kondensator (C1) variiert, sodass die Durchströmungsrichtung des Kühlwassers (Gebäuderücklauf zu Gebäudevorlauf = kalt zu warm) Kondensator-Absorber („CA“), Absorber-Kondensator („AC“) und parallele Durchströmung („P“) einbezogen wurden (vgl. Tabelle 5-3, Seite 50). Im Laufe der Untersuchungen wurde zudem erkannt, dass eine konservative Begrenzung der maximalen Lösungskonzentration auf 62 % unnötig große Wärmetauscherflächen provoziert. Bei geschickter Lösungsaufteilung kann eine höhere maximale Konzentration zugelassen werden, da die üblichen Komponententemperaturen dann die zu vermeidende Kristallisation der Lösung ausschließen können. Folglich wurde eine weitere Variante CA+ untersucht, welche mit bis zu 63 Gew.-% Lithiumbromidsalz in der Lösung arbeitet.

Da der Antrieb des Prozesses durch eine Feuerung stattfindet, sind theoretisch bzw. im Störfall sehr hohe Lösungs- und Kondensationstemperaturen an der Hochtemperaturstufe möglich. Durch die gewählte Bauart mit Wasser im Zwischenkreis von Hochtemperaturkondensator (C2) und dem Rohrbündeldesorber (D1) ist die Kondensationstemperatur jedoch derart zu begrenzen, dass ein Sieden des externen Wärmeträgers Wasser (Heißwasser) verhindert wird. Zusätzlich wurde ein regelungstechnisch bedingter Temperaturabstand von 5 K festgelegt, was eine Maximaltemperatur des Heißwassers von 95 °C führt. Dennoch wurden zur Abschätzung des Einflusses durch diese Einschränkung alle Berechnungen mit unbegrenzter Zwischenkreistemperatur („C2#T_heat_OUT“) durchgeführt. Dabei wurde die Grädigkeit von Vor- und Rücklauf im

Zwischenkreis variiert, sodass 5 K, 7 K und 10 K berücksichtigt wurden. Für den DE-PF-Fall wurde zudem die Aufteilung des Lösungsmassenstroms zwischen D1 und D2 optimiert.

Aus anderen, parallel zu „BioWap“ laufenden Forschungsprojekten am ZAE Bayern wurde während der Simulationsarbeiten eine sehr große Schwankungsbreite des Wärmeübergangs und teilweise sehr niedrige Wärmeübergänge am Verdampfer E1 bekannt. Die Wärmedurchgangskoeffizienten an allen Komponenten wurden daher für einen „Worst-Case“ und einen „Best-Case“ angenommen. Dies sollte vor allem der Abschätzung der Leistungseinbuße bei schlechteren Wärmeübergängen Rechnung tragen.

Für die Modellierung in EES und die Auslegung der Absorptionswärmepumpe wurde der verbrennungs- bzw. rauchgasseitige Prozess ausgenommen. Es wurde also lediglich die Einkopplung einer festen Wärmeleistung in den D2 angenommen. Für den Vollastzustand wurde angenommen, dass 50 kW im Desorber D2 in die Lösung eingebracht werden können.

Mit diesen Variationsvariablen wurden Flächenoptimierungsrechnungen durchgeführt, wobei das Verhältnis aus umlaufender Lösungsmenge und nötiger Kältemittelmenge „f“ in üblichen Bereichen geändert wurde. Stichpunktartig war die weitere Vorgehensweise wie folgt:

- Flächenoptimierung mit den Variablenblöcken “u: BEST//WORST”, „PF//SF//RF“, „CA//AC//P//CA+“, „C2#T_heat_OUT“, „5//7//10 K“ und „f“
- Auswahl der Konfigurationen bei jeweils kleinstem „f“ bezüglich minimaler leistungsspezifischer oder Absoluter Fläche als optimal → starke Ähnlichkeiten zur Flächenaufteilung der bisherigen CAD-Designstudie (Absolute Flächen teilweise zu klein)
- Simulation für C2#T_heat_OUT ≤ 95°C limitierte Ergebnisse für die Variablenblöcke „PF//SF//RF“, „CA//AC//P//CA+“, „5//7//10 K“, wobei die Flächen nun für gegebene Bauart mit Bündelrohrlängenvariation “1,0//1,1//1,2 m” und volle Fläche sowie halbe Fläche (“50//100”) an C1 und D1 festgehalten wurden
- Auswahl der besten Konfiguration mittels Schlüsselindikatoren; → zwei konkurrierende Hauptvarianten:
    - PF 1,1 CA+ 50
    - SF 1,2 CA+ 100
    - Bauartentscheidung: SF 1,1 CA+ 100, da in dieser Rohrlänge fertigbar, hydraulische Umsetzung sodass PF möglich
- Nachweis der Eignung für den DL Betrieb
- Exakte Auslegung und Auswahl der Lösungswärmetauscher (H1 & H2), Nachweis der geforderten, theoretischen Leistungsfähigkeit der AWP mit genauem, massenstromabhängigen Wärmeübergang

Es zeigte sich bei den Simulationen, dass eine (enorme) Flächenvergrößerung durch schlechte Wärmedurchgangskoeffizienten nicht zu rechtfertigen ist, da die Wirtschaftlichkeit und Umsetzbarkeit der Anlage zu stark unter der Berücksichtigung des „Worst-Case“ leiden würde. Folglich sollten die Ursachen der ver-

ringerten Wärmeübergänge in bisherigen Anlagen möglichst beseitigt werden. Vorrangig schlechte Benetzung an den Rohrbündelwärmetauschern führt zu schlechter Flächenausnutzung und damit global schlechterem Wärmedurchgang. Als Ursachen gelten dafür:

(1) Niedriger Wärmeübergang auf Seite des Wärmeträgermediums (extern) durch zu geringe Strömungsgeschwindigkeiten bzw. Turbulenz

(2) Einschnürung des Flüßigkeitsfilms am Verdampfer

(3) mangelnde Durchmischung des Fluidfilms, insbesondere am Absorber

(4) ungenügend gleichmäßige Aufgabe der Fluide auf die Rohrbündel

Ursache (1) war durch die Optimierung der Strömungsaufteilung im Bündel durch Wasserkästen berücksichtigt und zu vermeiden.

Die Problematik am Verdampfer (2) sollte durch die Auswahl strukturierter Rohre umgangen werden.

Die Durchmischung insbesondere der Lösung am Absorber (3) kann einerseits mit Hilfe von Additiven und damit provoziertem Marangonieffekt verbessert werden, andererseits wurde das Aufgabewannensystem optimiert, um eine gleichmäßige, durchmischende Strömung auf dem Bündel zu erzeugen.

Die Aufgabe der Fluide auf die Rohrbündel (4) ist essentiell für eine gute Ausnutzung der Fläche. Daher wurden wie in Abschnitt 5.5 Recherchen und Untersuchungen vorgenommen sowie Bauteilmuster angefertigt und getestet. Somit wurden letztlich die Wärmeübergangskoeffizienten des „Best-Case“ nach Tabelle 6-3 für die finale Auslegung angenommen.

Die optimale Flächenverteilung (E, A, C, D) im Sinne des Kompromisses zwischen Wirtschaftlichkeit, Prozess- bzw. Effizienzoptimum, Fertigbarkeit Ausnutzung der Antriebsleistung von vsl. 50 kW wurde final festgelegt.

Für den reinen Double-Effect-Modus sind die Flächen an der Mitteldruckstufe (D1 und C1) überdimensioniert. Für SE und DL ist die Verteilung jedoch nötig. Die getroffene Auswahl ermöglichte somit alle Betriebsmodi.

6.3.2 Festlegung der Prozessführung

Die Simulationen ergaben neben der Flächenverteilung, dass die Fluidführung im Series-Flow die beste Prozesssicherheit erbringt, wobei kaum Unterschiede hinsichtlich Effizienz zwischen Parallel- und Series-Flow zu erwarten waren bei ermittelter Flächenverteilung.

Abbildung 6-35 zeigt das abstrahierte R&I-Schema mit den bei Auslegungsbedingungen zu erwartenden Leistungen (#Q_ext), Lösungs- und Kältemittelmassenströmen (#m_sol bzw. #m_ref) und Temperaturen.

Bei 50 kW eingekoppelter (Antriebs-)Wärme sollten folglich ca. 62 kW Kälte bzw. 111 kW Nutzwärme bereitgestellt werden können. In Abbildung 6-36 ist der final festgelegte Wärmepumpenprozess für den Double-Effect-Modus in Anlehnung an das im Abschnitt 4.1.2 beschriebene Dühringdiagramm dargestellt.

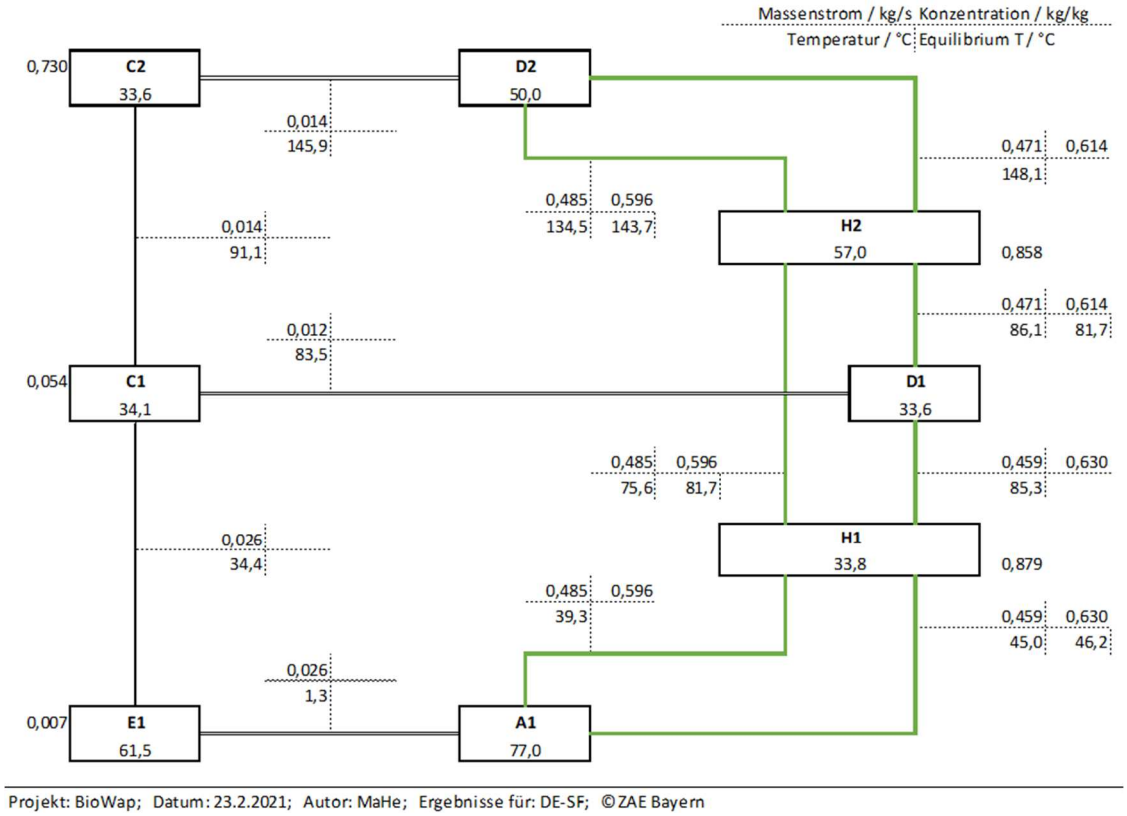


Abbildung 6-35: Abstrahiertes Anlagenschema der internen Verrohrung und Komponenten mit Nennbetriebsbedingungen in der finalen Auslegungsvariante

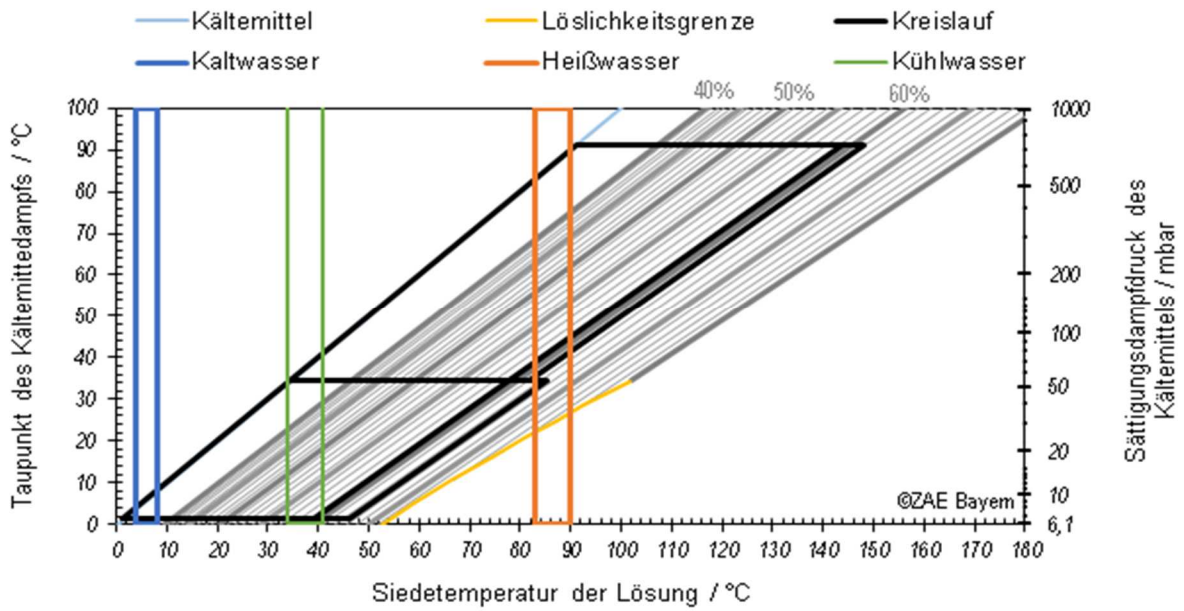


Abbildung 6-36: Prozessabbild im Dühring Diagramm für wässrige Lithiumbromidlösung

6.3.3 Finale Konstruktion und Fertigung

Die Konstruktion wurde hinsichtlich Gewicht und der Fertigbarkeit optimiert. Dies bedurfte meherer statischer Festigkeitsanalysen der Behälter. Durch geschickte Kombination von Funktions- und Statikbauteilen konnte in mehreren iterativen Anläufen ein Rohrbündelwärmetauscher erarbeitet werden, welcher im Hinblick auf Flächenmaximierung und Gewichtsreduktion über den Stand der Technik hinausgeht.

Durch die quaderförmige Bauart der AWP wurde es möglich, großflächige Glasscheiben einzuplanen, um die Fluidbewegung auf den Rohrbündeln von Desorber D1 und Absorber A1 zu beobachten und die neuartige Rohrstruktur wie auch Aufgabesysteme zu beurteilen.

Neben dieser iterativen FEM-Simulations- bzw. Konstruktionsaufgabe wurde die AWP hinsichtlich Druckverlust und Fluidvolumen in den externen Kreisen optimiert. Hierfür wurden verschiedene Wasserkästen entworfen und verglichen. Die Wasserkästen haben die Funktion der Verteilung des externen Wärmeträgers auf die durchströmten Wärmeübertragerrohre der AWP. Durch Kombination verschiedener Rohrpässe wird einerseits der Wärmeübergang auf der Rohrinnenseite auch bei 30 % Teillast, und damit verringertem Volumenstrom, noch ausreichend hochgehalten, andererseits ist der Druckverlust bei Volllast annehmbar gering. Außerdem konnte das Füllvolumen der Wasserkästen mit ca. zwei Litern pro Kasten geringgehalten werden.

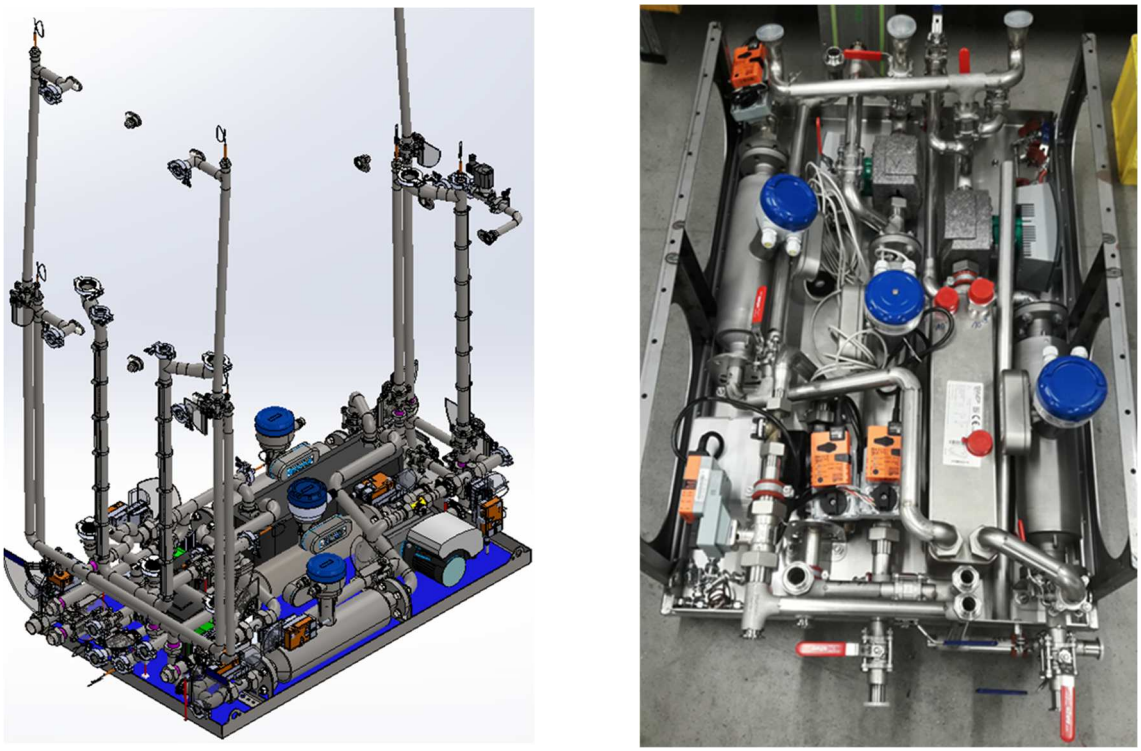


Abbildung 6-37: 3D-CAD-Ansicht der internen Verrohrung der AWP & „Komponentenschublade“ bei der Vormontage

Die für den Betrieb der Wärmepumpe notwendige Verrohrung und Messtechnik wurde konstruktiv derart ausgeführt, dass alle Komponenten kompakt an der Anlage anliegen. Damit soll die AWP bereits „feldtest-nah“ erstellt werden. Auch wird dem begrenzten Platzangebot im Labor genüge getan.

Die „motorblockähnliche“ Ausführung der für den einstufigen Betrieb notwendigen Komponenten (vgl. Systemgrenzen im R&I in Abbildung 6-3, Seite 81) wurde in einer Art Schublade unter der AWP untergebracht. Zu Wartungszwecken kann diese unter den Rohrbündel-Wärmetauscher-Behältern ausgezogen werden. Verrohrungen an den Behältern sind trennbar ausgeführt.

Die in Abbildung 6-37 gezeigte Bauart garantiert, dass damit u.U. notwendige Umbaumaßnahmen an der Anlage wesentlich leichter machbar sind. Auch ist eine einfache Vormontage des Rohrleitungssystems möglich.

Das Funktionsmuster der Absorptionswärmepumpe (AWP) wurde final im 3D-CAD umgesetzt, sodass direkt Fertigungszeichnungen und –schritte abgeleitet werden konnten. Abbildung 6-38 zeigt die einstufige AWP System als 3D-CAD-Bild.

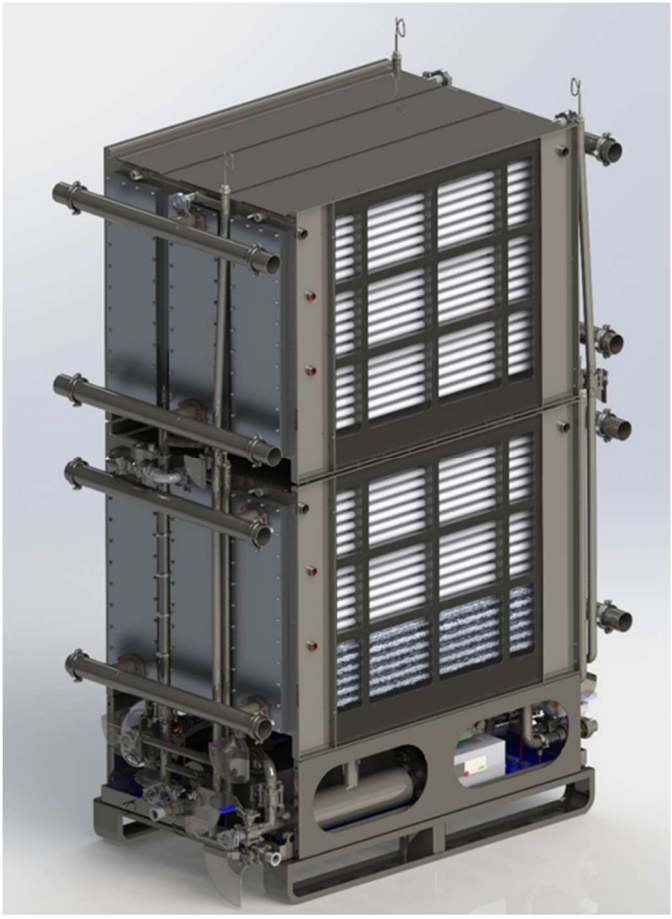


Abbildung 6-38: gerendertes 3D-CAD der gesamten, finalen AWP-Konstruktion

Die Behälter für die Rohrbündelwärmetauscher wurden zusammengebaut, geheftet und anschließend mit den speziellen Wärmetauscherrohren bestückt, um an ein auf Laserroboterschweißen spezialisiertes Unternehmen zur Dichtschweißung übergeben zu werden.

Alle geschweißten Bauteile wurden anschließend gebeizt. Das Beiz- und Passivierverfahren entfernt die korrosionsgefährdenden Anlauffarben (zerstörte passive Oxidschicht des nichtrostenden Stahls) der Schweißnähte und sorgt für eine verlängerte Haltbarkeit der Leitungen und Wärmetauscher. Zudem wird die Benetzung verbessert. Abbildung 6-39 zeigt die markant matt glänzenden Bauteile nach dem Veredelungsverfahren.

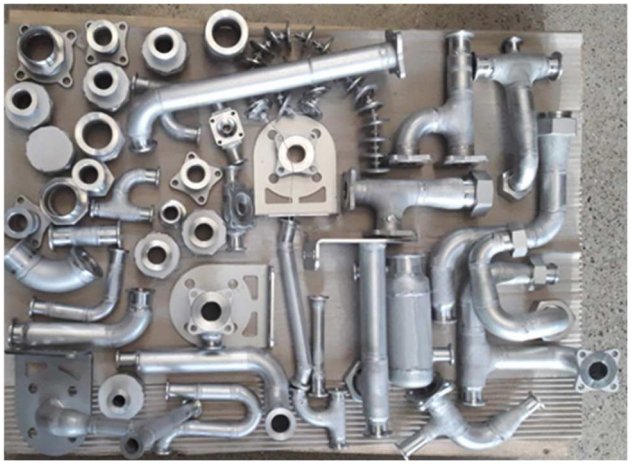


Abbildung 6-39: gebeizte Bauteile

Alle Anlagenteile wurden final auf Dichtigkeit geprüft. Die einzuklebenden Glasscheiben an D1 und A1 stellten ebenso wie die austauschbaren Aufgabewannen besondere Herausforderungen dar. Um einen guten, repräsentativen Anlagenbetrieb im Unterdruck zu gewährleisten, sind eine besonders sorgfältige Arbeit und umfangreiche Dichtheitstests unabdingbar. Die Leckrate (vgl. Abschnitt 5.4.5, Seite 64) sollte möglichst nicht größer als 10^{-5} mbar· L/sec sein. Dieser von Behältervolumen, Zeit und eindringender Gasmenge abhängige Wert garantiert einen gaseinflussfreien Messbetrieb. Abbildung 6-40 zeigt die AWP-Baugruppen bei der Lecksuche mit Heliumlecksuchgerät und Arbeiten an thermischer Isolierung.

Abbildung 6-40: Leckagetests und Aufbau sowie thermische Isolierung der AWP

Die Lecksuche und Druckanstiegsmessung ergab nach finaler Aufstellung des AWP im Labor (vgl. Abbildung 6-41) eine Leckrate von ca. 10^{-4} mbar·l/s. Damit ist die Leckrate höher als gewünscht. Erste Versuche legten jedoch nahe, dass bei täglichem Absaugen mit einer Vakuumpumpe ein Betrieb ohne merklichen Einfluss des Fremdgases möglich ist. Ein teilautomatisiertes „Purgesystem“ zum Abscheiden dieser Fremdgase aus den Vakuumbehältern wurde anschließend wie geplant gefertigt und erprobt, sodass regelmäßiges Absaugen am Behälter anschließend kaum nötig war.

Abbildung 6-41: Im Labor installierte AWP in Betrieb mit Glasscheibenfront

Reine Verdampfungs- und Kondensationstests mit vollentsalztem Wasser zeigten eine ausreichende Benetzung der Wärmeübertragerrohre, welche durch große Glasscheiben gut zu beobachten sind. Dabei wurden die Wärmetauscher auf der sichtbaren Außenseite mit Wasser benetzt (Desorber arbeitet hier als reiner Wasserverdampfer), um bei ca. 20 °C die Verdampfung optisch beurteilen zu können. Im eigentlichen Wärmepumpen- und Kälteanlagenbetrieb werden diese dann mit LiBr-Lösung bespült.

Die Aufgabewannensysteme geben bei verschiedenen Volumenströmen auch im Betrieb stets gleichmäßig auf die Rohrbündelwärmetauscher auf. Gleichzeitig lässt sich weiteres Optimierungspotenzial finden. Beispielsweise ist in Abbildung 6-42 rechts zu erkennen, dass die vollständige Ausnutzung der Wärmeübertragerrohre durch ein konstruktiv bedingtes Stützblech gehemmt wird.

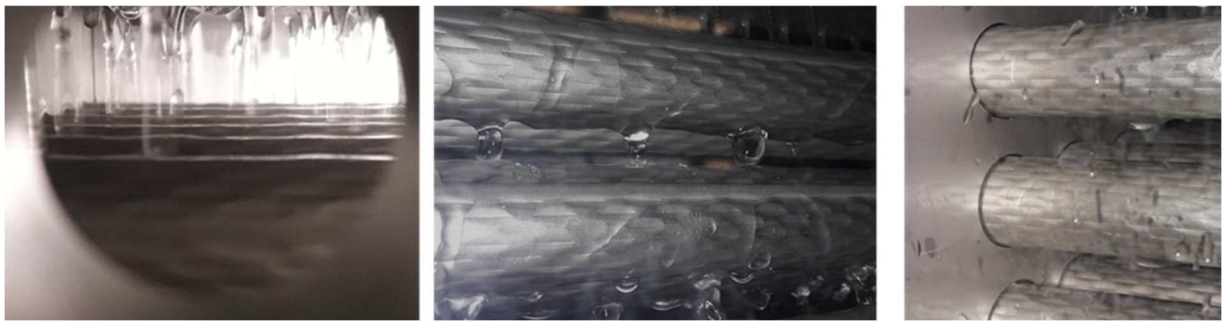


Abbildung 6-42: Benetzung der Wärmetauscherrohre und Aufgabewannensystem im Betrieb

Die AWP wurde nach den ersten Tests mit dem Arbeitsstoffpaar LiBr/H2O befüllt und in Betrieb genommen. Optimierungsläufe, beispielsweise die Variation aufgegebener Lösungsmenge, ermöglichten den Nennbetrieb mit möglichst hoher Leistungsfähigkeit, wie in Abschnitt 0 beschrieben wird. Die Fertigungsphase wurde mit diesen Tests abgeschlossen.

7 Laborphase & Messergebnisse

Das Gesamtsystem wurde in der abschließenden Laborphase sukzessive umfangreichen Tests unterzogen. Bei der Inbetriebsetzung bzw. zu Beginn der Messreihe waren einige Testläufe und Optimierungsmaßnahmen vonnöten. Es wurde die Leistungsfähigkeit des Systems bei verschiedenen Randbedingungen untersucht. Intern und extern relevante und zu verändernde Parameter wurden variiert und im Sinne der Fehlerminimierung möglichst im stationären Zustand vermessen.

Für die Bewertung der einzelnen Systeme wie auch des gesamten Wärmepumpensystems wurden die in Abschnitt 4.1.3 bereits festgelegten übergeordnete Kennzahlen hier durchgängig genutzt.

Für die Absorptionswärmepumpe wurde für den einstufigen Betrieb (SE-Modus) eine umfangreiche Messkampagne durchgeführt, sodass diese AWP-Basisstufe sowohl im Vollast- als auch im Teillastbetrieb vollumfänglich erfasst ist.

Im gekoppelten Betrieb mit dem Hochtemperaturdesorber wurde die in der Anlagenauslegung kalkulierte Leistungsfähigkeit erreicht.

Im Folgenden wurde zudem das Verhalten der Gesamtanlage dokumentiert, sodass Erfahrungen in der Handhabung, der Fehlerbehandlung, sowie die Zuverlässigkeit des Systems für die Weiterentwicklung zur Verfügung stehen.

7.1 Einflussgrößen zur Bewertung des Gesamtsystems

Für die in Abschnitt 4.1.3 beschriebenen Kennzahlen zur Bewertung des Gesamtsystems sind die wichtigsten, einzubeziehenden Bilanzgrößen folgend dargestellt. Insofern ist diese Angabe nicht allumfassend, sondern auf die wesentlichen Werte beschränkt.

7.1.1 Messunsicherheit

Die zur Berechnung der auszuwertenden Kennzahlen verwendeten Messgrößen X_n sind nach Tabelle 7-1 mit folgenden Grenzabweichungen G_x nach Herstellerangaben behaftet.

Tabelle 7-1: Messunsicherheiten maßgeblicher Sensoren im Gesamtsystem

Sensortyp & Messwert X_n	Grenzabweichung G_x	Berechnungsgleichung
Temperaturen	$= \frac{1}{10} \cdot \pm(0{,}3 + 0{,}005 \cdot X_n)$	$= \pm 0{,}03 + 0{,}0005 \cdot X_n$
Desorberdrücke	$= \pm 0{,}50\% \cdot X_n$	$= \pm 0{,}005 \cdot X_n$
Verdampferdruck	$= \pm 0{,}20\% \cdot X_n$	$= \pm 0{,}002 \cdot X_n$
Volumenströme extern	$= \pm 0{,}50\% \cdot X_n$	$= \pm 0{,}005 \cdot X_n$
Volumenströme intern	$= \pm 0{,}15\% \cdot X_n$	$= \pm 0{,}0015 \cdot X_n$
Dichten intern	$= \pm 2\ kg/m^3$	
Brennstoffwaagesystem (inkl. getakteter Brennstoffzuführung)	$= \pm 185\ g$ (vgl. Abbildung 7-2)	

Zusätzlich zu den Messabweichungen am Sensor entstehen an den Eingangskarten der Speicherprogrammierbaren Steuerung (SPS) nach Tabelle 7-2 beim Umwandeln der analogen Messsignale in digitale Werte (Schnittstellenkarte) ein weitere Fehler.

Tabelle 7-2: Messfehler bei der Umwandlung der Messsignale an der SPS

Messwert X_n	Grenzabweichung G_x	Berechnungsgleichung
Temperatursensor (PT100)	$= \pm 0{,}1\ K$	
Drucksensor	$= \pm 0{,}30\% \cdot X_n$	$= \pm 0{,}003 \cdot X_n$
Leistungsmessklemme	$= \pm 1\% \cdot X_n$	$= \pm 0{,}010 \cdot X_n$

Somit sind auch die daraus berechneten Größen und Kennzahlen mit Unsicherheiten belastet. Die Fehlerfortpflanzung der Grenzabweichungen aller Messgeräte zeigt den vollständigen Bereich der zugelassenen Messabweichungen vom richtigen Wert. Sind die Fehler der unabhängigen Größen zufällig und voneinander unabhängig, so kann davon ausgegangen werden, dass sich ihre Wirkungen auf das Messergebnis statistisch teilweise summieren, zum Teil jedoch auch kompensieren. Damit ist die Annahme einer Standardnormalverteilung der Messabweichungen mit einer 1σ Wahrscheinlichkeit gerechtfertigt. Um die Unsicherheit der berechneten Größen nach Typ B zu bestimmen, empfiehlt die technische Regel „ISO/IEC Guide 98-3:2008-09 Messunsicherheit – Teil 3: Leitfaden zur Angabe der Unsicherheit beim Messen“ die Methodik der Gauß´schen Fehlerfortpflanzung. Die Unsicherheit einer Funktion f die von n Variablen abhängig ist, berechnet sich dabei gemäß der Gleichung 7-1:

$$\Delta u = \sqrt{\left[\frac{\partial u}{\partial X_1} \cdot \Delta X_1\right]^2 + \left[\frac{\partial u}{\partial X_2} \cdot \Delta X_2\right]^2 + \cdots + \left[\frac{\partial u}{\partial X_n} \cdot \Delta X_n\right]^2} \qquad \textbf{Gl. 7-1}$$

Darin steht $\frac{\partial u}{\partial X_n}$ für die partielle Ableitung von u nach der Variable X_n und ΔX_n für den Fehler der Variable X_n. Δu beschreibt die in den Diagrammen dargestellten Fehlerbalken der Größe u. Zudem sind die rechteckverteilten Grenzabweichungen der einzelnen Messgeräte mit dem Faktor $3^{-0,5}$ zu korrigieren.

Sollten Größen mit Hilfe von Stoffdaten berechnet werden, muss sowohl die Größe in Abhängigkeit der gemessenen Größen als auch die Größe unter Berücksichtigung der Messfehler der gemessenen Größen berechnet werden. Da die Messfehler der gemessenen Größen prozentual sehr klein sind, kann ein lineares Verhalten der berechneten Größe angenommen werden.

Auf Grund der Trägheit des thermodynamischen Kreislaufes durch thermische Massen, Arbeitsstoffvolumina und Einschwingvorgänge ist mit diesem Versuchsaufbau nur ein quasi-stationärer Messbetrieb möglich. Die nach eingeschwungenem Anlagenzustand über die Messdauer t auftretenden Abweichungen der einzelnen Messwerte vom arithmetischen Mittelwert (Typ A) liegen normalverteilt mit einer Wahrscheinlichkeit von 68,27% innerhalb der Standardabweichung u. Diese dient zur Überwachung der Stabilitätskriterien einer Versuchsreihe. Kombiniert mit der Messunsicherheit Δu der verwendeten Sensoren ergibt sich die kombinierte statistische Messunsicherheit u_c.

7.1.2 Leistungsmessung an den Wärmeübertragern

Prinzipiell wurden die an den Wärmeübertragern umgesetzten Leistungen Q̇ nach Gleichung 7-2 bilanziert.

$$\dot{Q} = \left(h_{T_{heiß}} - h_{T_{kalt}}\right) \cdot \dot{m}_{WTF} \qquad \textbf{Gl. 7-2}$$

Darin ist $\left(h_{T_{heiß}} - h_{T_{kalt}}\right)$ die Differenz der Enthalpien des Wärmeträgerfluids bei hoher bzw. niedrigerer Temperatur. Die Enthalpie wird abhängig von der gemessenen Temperatur am Ein- bzw. Austritt des Wärmetauschers ermittelt. Der Massenstrom $\dot{m}_{WTF}$ wird für die externen Kreise mit der Dichte der mittleren Temperatur des Wärmeträgerfluids sowie dem gemessenen Volumenstrom berechnet.

Die wichtigsten Kennzahlen zur Ermittlung der Systemeffizienz sind neben den thermischen Leistungen an Verdampfer, Absorber und Kondensator (E1, A1, C1) die thermisch eingekoppelte Leistung am Hochtemperaturdesorber und die zugeführte Energie durch Brennstoff. Diese Leistungsbilanzen am HTD können auf verschiedene Weise ermittelt werden, wie in Abbildung 7-1 skizziert dargestellt.

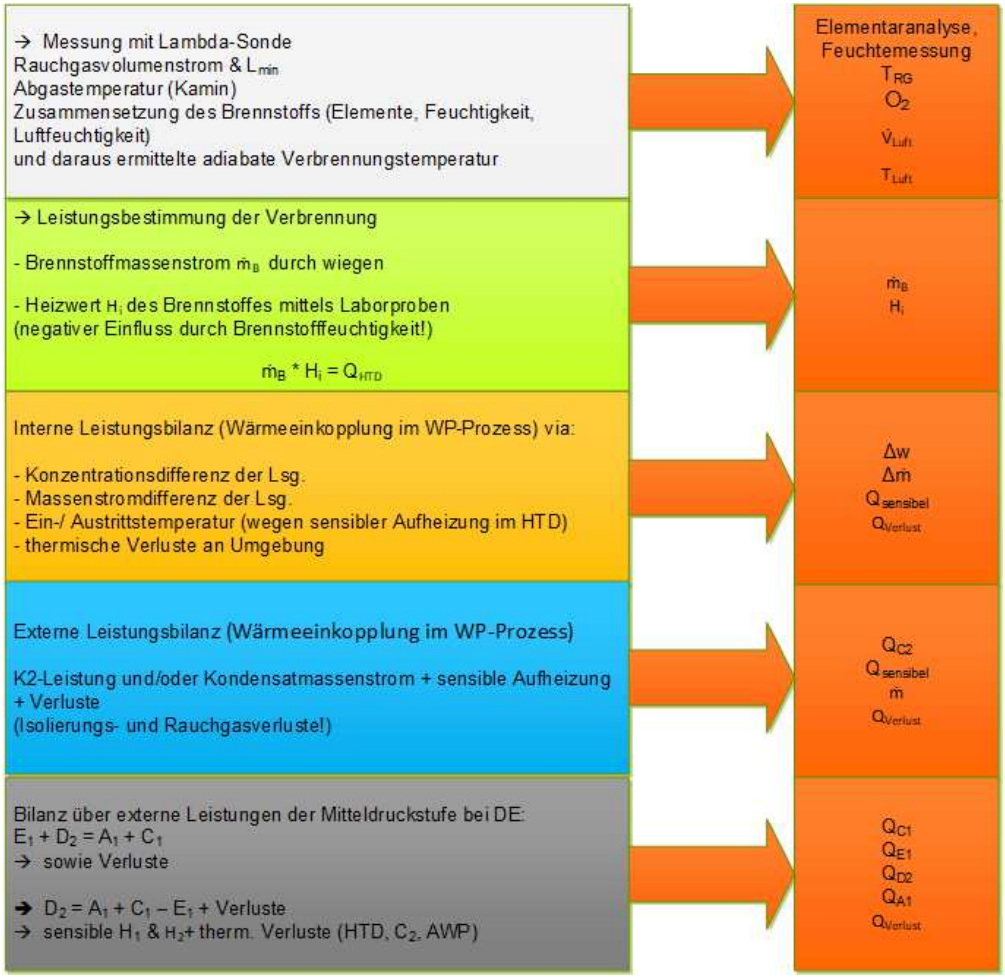


Abbildung 7-1: mögliche Messpfade zur Leistungsbilanz am HTD

Um die Leistung durch Eintrag des Brennstoffs ermitteln zu können, wurde wie in Abschnitt 6.2.5 beschrieben eine hochgenaue Waage angeschafft. Damit lässt sich der Brennstoffmassenstrom sehr genau und zeitlich gut aufgelöst erfassen: Es wird kontinuierlich die Masse eines Brennstoffvorrats m_B gemessen. Durch die Differenz der ermittelten Gesamtmasse auf der Waage zwischen zwei Zeitpunkten $t_1$und $t_2$wird die dem Brennraum zur Verbrennung zugeführte Menge an Pellets ermittelt. Die mittels Brennstoff zugeführte Leistung wird also durch Messungen nach Gleichung 7-3 bestimmt, wobei H_i dem Heizwert nach Abschnitt 7.1.3 entspricht.

$$\dot{Q}_B = H_i \cdot \dot{m}_B = H_i \cdot \frac{m_{B,t1} - m_{B,t2}}{t2 - t1} \qquad \textbf{Gl. 7-3}$$

Hinsichtlich der Messung des Brennstoffmassenstroms wurde im Betrieb der Einfluss der Brennstoffzuführung deutlich. Die Massenabnahme im Vorratsbehälter auf der Waage erfolgte wesentlich diskontinuierlicher als erwartet. Somit ist zwar die Messung des aktuellen Gewichts auf der Waage besonders genau (Ablesbarkeit 1 g), die tatsächlich zum Messzeitpunkt im Brennraum eingebrachte Brennstoffmenge kann jedoch nur mit größerer Unsicherheit bestimmt werden. Abbildung 7-2 zeigt beispielhaft die gemessene Massenabnahme über einen Versuchszeitraum. Es ist erkennbar, dass die Gesamtmasse nur Stufenweise abnimmt. Diese Stufen entstehen durch die Verkettung der Brennstoffförderung. Lichtschranken in einzelnen Zwischenbehältern bis hin zur Stokerschnecke am Brennraum fordern jeweils von der vorgeschalteten Fördereinheit Brennstoff an. Durch das diskontinuierliche Signal der Lichtschranken kommt es durch die Zwischenbehälter zu einer gewissen Totzeit, bis wieder eine Massenabnahme auf der Waage detektiert wird. Die Stufen zwischen zwei gemessenen Gesamtmassen liegen für die hier dargestellten Messungen im Mittel bei 525 g.

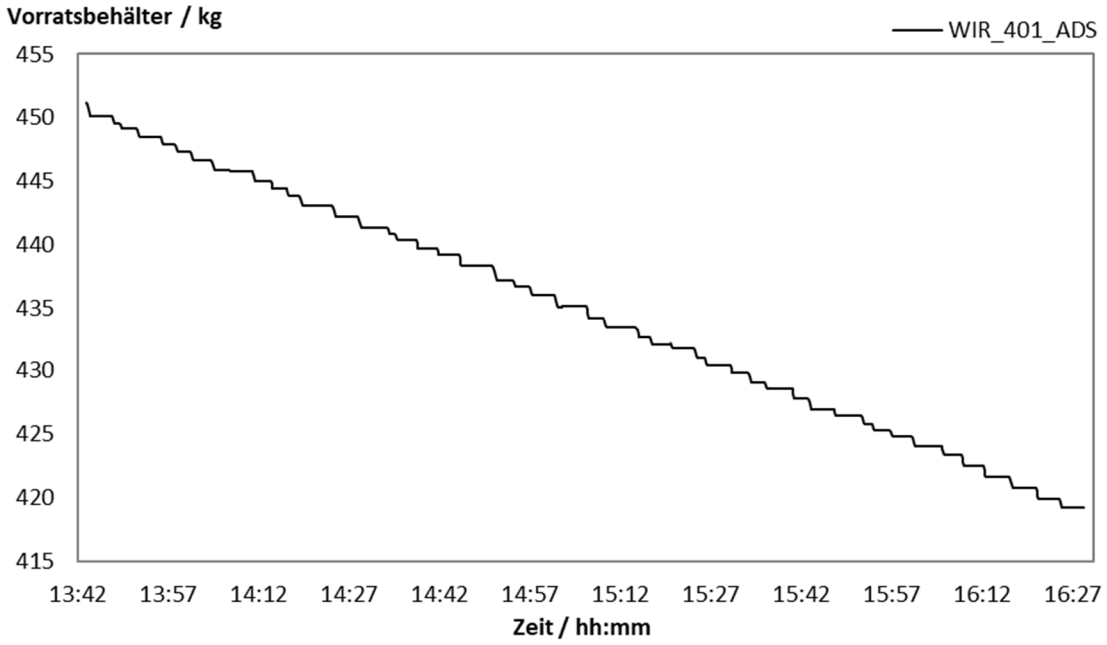


Abbildung 7-2: Gestufte Massenabnahme im Brennstoffvorratsbehälter

Durch geschickte Wahl der Messzeitpunkte kann dieser Fehler verringert werden. Dennoch wurde für die Messunsicherheitsabschätzung ein statistischer Fehler mit einer Streubreite (1·σ) von 185 g angenommen (vgl. Tabelle 7-1).

Die am Hochtemperaturdesorber tatsächlich eingekoppelte Leistung ist wie in Abbildung 7-1 dargestellt nur indirekt messbar. Für alle Messpfade gilt, dass die Wärmeverluste über die Oberfläche der Komponenten nur abgeschätzt werden können. Damit ist diese Leistungsgröße mit der größten Unsicherheit behaftet. Für die Darstellung der Leistungsfähigkeit wurde in diesem Vorhaben die am HTD eingekoppelte Leistung nach Gleichung 7-4 für den Double-Effect-Modus ermittelt.

$$\dot{Q}_{HTD,DE} = \dot{Q}_{D2} = \dot{Q}_{A1} + \dot{Q}_{C1} - \dot{Q}_{E1} \qquad \textbf{Gl. 7-4}$$

Für den Double-Lift-Modus gilt die Bilanz am HTD nach Gleichung 7-5.

$$\dot{Q}_{HTD,DL} = \dot{Q}_{D1} = \dot{Q}_{A2} + \dot{Q}_{C1} - \dot{Q}_{E1} \qquad \textbf{Gl. 7-5}$$

Wärmeverluste am HTD sowie an der Zuleitung zur AWP werden daher nicht im Wärmepumpenprozess berücksichtigt, sondern schlagen sich direkt im brennstoffbezogenen Wirkungsgrad η_{HTD} der Wärmeübertragung nach Gleichung 4-9 auf Seite 24 nieder.

7.1.3 Eingesetzter Brennstoff

Biomasse gilt bezüglich der Verbrennungsqualität als schwerer einzuschätzen als fossile Brennstoffe mit besonders genau definierten Eigenschaften. Durch die schwankende chemische Zusammensetzung, geringerem Ascheschmelzpunkt, sowie teils erhöhtem Asche- und Wassergehalt bestehen besondere Herausforderungen bei Auslegung und Betrieb der Biomassekessel. Die besten Eigenschaften unter den festen biogenen Brennstoffen zeigen Holzpellets. Sie weisen eine hohe Energiedichte und niedrigen Wassergehalt auf, sind gut zu portionieren und damit besonders für automatisierte Kleinfeuerungsanlagen geeignet. Für die energetische Bewertung und Vergleich von Versuchen ist dieser Brennstoff daher besonders geeignet.

Wie bereits im Abschnitt 6.2.5 (Seite 112) erwähnt, wurden als Brennstoff für den HTD im Labor Holzpellets eingesetzt, wenngleich die gesamte Peripherie samt Brennraum für eine Nutzung von Hackschnitzeln ausgelegt wurde.

Begründet war diese Entscheidung im energiespezifischen Volumen und dem damit erhöhten logistischen Aufwand bei Holzhackschnitzeln im Labor des ZAE Bayern. Holzpellets benötigen nur etwa 1/3 des Lagervolumens und weisen dabei homogenere Eigenschaften auf als Holzhackschnitzel. Dies verbessert die Vergleichbarkeit von Anlagenzuständen wesentlich, wenngleich der Preis für Holzpellets bezogen auf den Energiegehalt etwa doppelt so hoch liegt.

Prinzipiell regelt die weltweite Norm ISO 17225-2, welche Eigenschaften Holzpellets haben müssen. Diese Norm definiert drei unterschiedliche Qualitätsklassen: A1, A2 und B. Die Klasse A1 erfordert Einhaltung besonders enger Grenzwerte hinsichtlich Asche- und Stickstoffgehalt sowie Größendifferenz, Schüttdichte und Festigkeit. Dies wirkt sich damit positiv auf den Schadstoffausstoß aus. Der nach dieser Norm minimal zulässige Heizwert H_i beläuft sich auf $H_i \geq 16500$ kJ/kg.

In diesem Vorhaben wurden ausschließlich Holzpellets der Klasse A1 eingesetzt. Um die Zusammensetzung und insbesondere den tatsächlichen Heizwert des Brennstoffes für die genaue Bilanzierung nutzen zu können, wurden Brennstoff- und Ascheanalysen von einem externen Labor durchgeführt.

Für die gemachten Analysen gelten folgende Unsicherheiten:

Der angesetzte *Heizwert* ergibt sich aus dem im Bombenkaloriemeter gemessenen Brennwert und der ermittelten Brennstofffeuchte. Folgende Grenzen hinsichtlich der Brennwertmessung gelten.

- *Wiederholgrenze:* Die Ergebnisse aus Doppelbestimmungen, die in demselben Laboratorium von demselben Beobachter mit derselben Geräteausrüstung in kurzen Zeitabständen an identischen Analysenproben ermittelt werden, dürfen höchstens um 120 J/g voneinander abweichen.
- *Vergleichsgrenze:* Die Mittelwerte für die Ergebnisse aus Doppelbestimmungen, die in zwei verschiedenen Laboratorien an repräsentativen Prüfmengen bestimmt werden, die derselben Probe in der letzten Stufe der Probenvorbereitung entnommen werden, sollten höchstens um 300 J/g voneinander abweichen.

Insgesamt wurde eine Unsicherheit hinsichtlich des Brennwertes von 2 % angesetzt. Für die Elementaranalyse (C, H, N, S) wird ebenfalls eine Unsicherheit von 2 % auf den angegebenen Wert angesetzt. Der Heizwert wurde nach Gleichung 7-6 aus dem Brennwert ermittelt. Es gilt die Referenztemperatur von 25 °C für den Heizwert.

$$H_i = H_s - (212 \cdot H + 0{,}8 \cdot (N + O) + 24{,}4 \cdot H_2O) \qquad \textbf{Gl. 7-6}$$

Damit ergibt sich für die hier gemessenen Werte eine maximale Unsicherheit hinsichtlich des Heizwertes von 2,5 %. Insgesamt wurden drei Brennstoffproben analysiert. Die Ergebnisse sind in folgender Tabelle 7-3 zusammengestellt und den Mindestanforderungen der Klasse A1 gegenübergestellt. Für die Bilanzierung aller in diesem Bericht beschriebenen Versuche wurde ein Heizwert von 17430 kJ/kg verwendet, da dieser einerseits nah am Mittelwert der drei Messwerte liegt, andererseits für den Zeitraum eines Großteils der Versuche relevant ist.

Tabelle 7-3: Analysewerte der Brennstoffproben eingesetzter Pellets

	Klasse A1	Probe 1	Probe 2	Probe 3
Wassergehalt (H2O ma-% an*)	≤ 10	8,46	7,71	6,64
Aschegehalt (A ma-% wf*)	0,7	0,22	0,44	0,29
Kohlenstoff (C ma-% wf)	n.A.	47,95	50,08	49,05
Wasserstoff (H ma-% wf)	n.A.	4,55	5,11	5,12
Stickstoff (N ma-% wf)	≤ 0,3	0,08	0,59	0,33
Schwefel (S ma-% wf)	≤ 0,3	0,07	0,06	0,04
Sauerstoff (O ma-% wf)	n.A.	38,68	63,01	38,52
Heizwert (H_i MJ/kg)	>16,5	**17430**	17284	17496
Brennwert (H_s MJ/kg)	n.A.	18632	18586	18776

* wf steht für „wasserfrei“, an für „im Anlieferungszustand“

** Abweichung von 100 % durch Mittelwertbildung. Der Sauerstoffgehalt wurde in den Berechnungen daher variabel gehalten

7.2 Performance der einstufigen Absorptionswärmepumpe

Die einstufige Absorptionswärmepumpe wurde mit alleinigem, externen Heißwasserantrieb vermessen. Es wurde als Antriebsquelle für die in diesem Abschnitt beschriebenen Versuche also nicht der biomassegefeuerte Desorber genutzt. Die erzielten Ergebnisse sind sehr zufriedenstellend im Hinblick auf Leistungsfähigkeit und Flexibilität der Anlage.

Die Auswahl und Verarbeitung der Wärmetauscherrohre bieten bei bestehender Anlagengeometrie in Kombination mit dem sehr gut arbeitenden Aufgabesystem kaum Verbesserungspotenzial. Selbst bei Zugabe von sog. Additiv, welches als „Surfactant“ üblicherweise eine bessere Durchmischung und damit besseren Wärme- und Stoffübergang zur Folge hat, war kaum eine weitere Steigerung der Kennzahlen zu bemerken (max. ca. 13% höhere Verdampferleistung, üblich sind ca. 25%).

Der Abgleich des Auslegungsmodells in EES mit der realen Versuchsanlage ergibt eine sehr gute Übereinstimmung. Damit scheint die einstufige AWP technisch und physikalisch verstanden zu sein. Auslegungen über das hier spezifisch gefertigte System hinaus dürften damit sehr punktgenau möglich sein. Dies ist umso wichtiger, als dass eine spätere Verwertung der Ergebnisse, beispielsweise in Pilotanlagen, für den jeweiligen Anwendungsfall angepasst und optimiert werden kann.

Für den einstufigen Betrieb wurde ein Referenzzustand definiert. Dieser sollte einerseits schnell erreicht werden können, andererseits vor und nach jedem Versuchstag eine Aussage zu Vergleichbarkeit des Anlagenzustands ermöglichen. Damit müssen moderate Drücke und Temperaturen gewählt werden, sodass einerseits die Verdampfertemperatur möglichst nahe der Minimaltemperatur liegt, andererseits die Leistungsfähigkeit schnell überprüfbar ist. So kann z.B. der über einen Versuchstag eintretende Einfluss von Fremdgasen ausgeschlossen werden.

Der gewählte Zustand ist wie folgt definiert:

- Kaltwasser: 10 °C auf ca. 6,6 °C, $\dot{V}$ = 11 m³/h; $\dot{Q}_{E1} \approx 44$ kW
- Kühlwasser: 31°C auf ca. 41 °C, $\dot{V}$ = 10 m³/h; $\dot{Q}_{CA1} \approx 104$ kW
- Heißwasser: 90 °C auf ca. 79 °C, $\dot{V}$ = 5 m³/h; $\dot{Q}_{D1} \approx 61$ kW

Damit die Ergebnisse eines Versuchstages als verwertbar gelten, muss die Anlage diesen Zustand im einstufigen Betrieb reproduzierbar vor und nach den eigentlichen Versuchen wiedergeben können.

In Abbildung 7-3 ist die Versuchsreihe zur Wirkungsgradoptimierung bei Referenzbedingungen dargestellt. Die Leistungsziffer $\xi_{cool} = \dot{Q}_{E1}/ \dot{Q}_{D1}$ beträgt hier $\xi_{cool} \approx 0{,}72$ und ist damit als für diese Betriebsbedingungen üblicher Wirkungsgrad zu sehen. Im Optimum (Abbildung 7-3, rote vertikale Linie), bei verringertem Lösungsmassenstrom, wird sogar ein Wert bis $\xi_{cool} \approx 0{,}75$ erreicht.

Für andere Randbedingungen sind höhere Wirkungsgrade möglich, die Temperaturrandbedingungen sind dann jedoch als Spezialfall anzusehen.

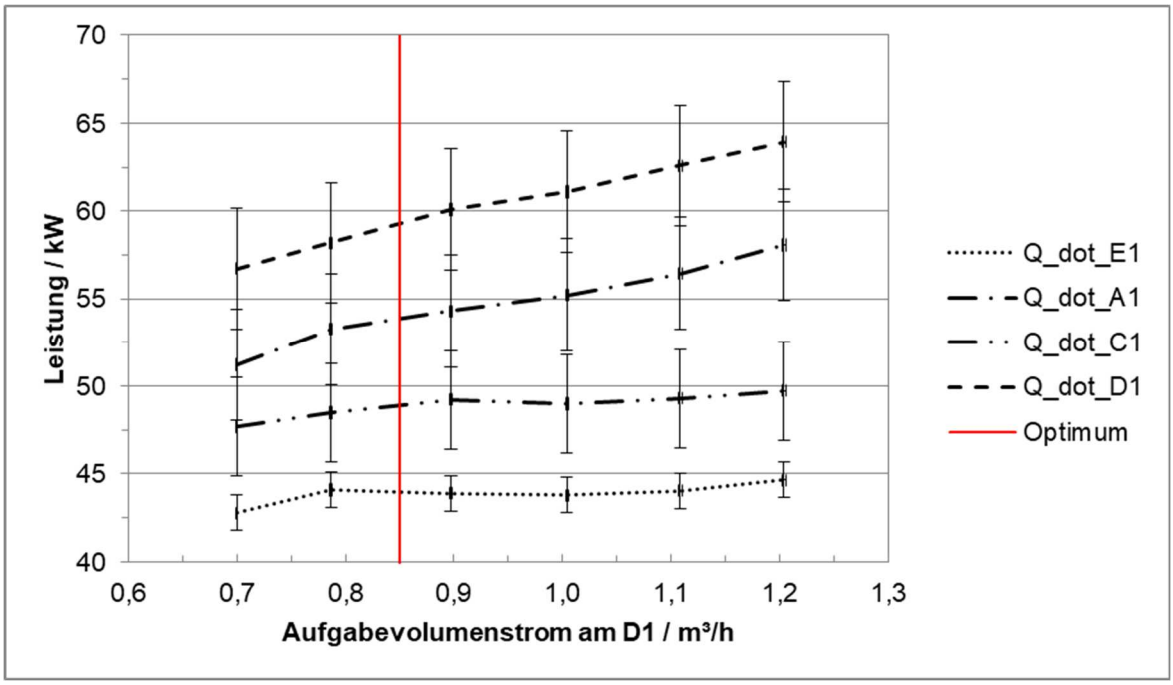


Abbildung 7-3: gemessene Leistungen bei externen Referenzbedingungen mit variiertem, internen Lösungsvolumenstrom

7.2.1 Abgleich von Messwerten und Modellierung am einstufigen System

Um das Simulationsmodell des während des Auslegungsprozesses genutzten Modells im Engineering-Equation-Solver (vgl. Abschnitt 6.3.1) zu verifizieren, ist ein Vergleich mit Messwerten nützlich. Da davon auszugehen ist, dass die Komplexität des zweistufigen Systems (z.B. durch Einfluss der Verbrennung) einen vollständigen, vollumfassenden Vergleich erschwert, soll im Folgenden mit Hilfe eines unter Nennlast durchgeführten Versuchs die EES-Simulation des einstufigen Anlagenbetriebs mit der Realität verglichen werden.

Tabelle 7-4 besteht aus sieben Spalten. Die ersten drei geben die betrachteten Größen, deren Bezeichnung im R&I (vgl. Abbildung 6-2 und Abbildung 6-3) und deren Dimension an. Die darauffolgenden drei Spalten enthalten Simulationswerte, die letzte Spalte beinhaltet Mess- und Rechenwerte der einstufigen Absorptionsanlage.

Für die Anpassung der Simulation wurde ein Langzeitversuch mit den Temperaturrandbedingungen von 10 °C Verdampfertemperatur, 31 °C Rückkühltemperatur und 90 °C Antriebstemperatur durchgeführt. Als interne Volumenströme wurden optimierten gewählt.

Zunächst wurden diese Randbedingungen der Simulation vorgegeben. Dabei wird davon ausgegangen, dass die Eintrittstemperaturen an den Komponenten genau vorliegen. Zusätzlich wurden die lösungs- und kältemittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten der Anlage festgelegt. Die mit diesen Randbedingungen berechneten Simulationsergebnisse sind in der Spalte „Auslegung“ in Tabelle 7-4 zu finden.

Im nächsten Schritt wurde die Simulation dahingehend optimiert, dass die realen an der Anlage gemessenen externen Temperaturen in die Simulation eingesetzt wurden. Die sich daraus ergebenden Simulationsergebnisse sind in der Spalte „Auslegung (T)“ der Tabelle 7-4 dargestellt.

Im Vergleich mit den ersten Simulationsergebnissen sind ähnliche Werte berechnet worden. Somit sind leicht veränderte Eintrittstemperaturen nicht ausschlaggebend für die Leistungsfähigkeit der einstufigen Anlage.

Im dritten und letzten Schritt der Optimierung wurden zu den realen Temperaturen die realen Drücke und die real berechnete Konzentration der schwachen Lösung eingesetzt. In Spalte „Auslegung (T, p, w)“ der Tabelle 7-4 sind die Simulationsergebnisse dargestellt.

In der letzten Spalte sind die gemessenen und berechneten Werte des Langzeitversuchs dargestellt.

Beim Vergleich der in der optimierten Simulation errechneten Leistungen und der im Anlagenbetrieb vorhandenen Leistungen ist eine durchschnittliche Abweichung von 3 kW festzustellen. Die geringste Abweichung ist hierbei am Kondensator zu erkennen, während die größte Abweichung am Absorber auftritt. Daraus lässt sich ableiten, dass der Absorber der leistungsbeschränkende Teil der einstufigen Anlage ist.

Der Desorber erreicht trotz schlechterem realen Wärmeübergang annähernd die in der Simulation berechnete Leistung. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Desorber bezogen auf die für den Wärmeaustausch zur Verfügung stehenden Fläche überdimensioniert ist. Bei der visuellen Betrachtung des Desorbers mit einem Aufgabevolumenstrom von 0,85 $m^3 h^{-1}$ ist erkennbar, dass nur circa 80 % des Wärmeübertragers benetzt sind (vgl. Abbildung 6-42).

Die realen Temperaturspreizungen an den Komponenten fallen geringer aus als in der Simulation berechnet. In der Simulation wird das Heißwasser am Desorber um 0,49 °C mehr ausgekühlt, das Kühlwasser durch Kondensator und Absorber wird um 0,54 °C mehr erwärmt und das Kaltwasser wird um 0,27 °C mehr ausgekühlt.

Da die Leistungsdifferenzen zwischen Simulation und Realität nicht gleich sind, berechnen sich in der Simulation bessere Wärmeverhältnisse als in der Realität messbar.

Die gemessenen Lösungskonzentrationen und der berechnete Wirkungsgrad des Lösungswärmeübertragers haben zu den simulierten Werte eine prozentuale Abweichung von 0,5 %.

Die in der Simulation angenommen u-Werte sind größer als die mit den Messdaten berechneten u-Werte der Komponenten. Hier tritt wieder das Problem der unbekannten Flächenausnutzung an den Rohrbündelwärmeübertragern auf. Bei der Berechnung der u-Werte wird die vollständige Flächenausnutzung vorausgesetzt. Real ist die Fläche jedoch nie vollständig benetzt, sodass die in die Berechnung des Wärmedurchgangs eingehende Wärmetauscherfläche stets den Wärmedurchgang (u-Wert) verzerrt. Die größte Abweichung von 46,1 % liegt hier am Desorber D1.

Trotz der kleinen Abweichungen bei den erzielten Leistungen zwischen den Ergebnissen des optimierten Simulationslaufs und den Messwerten, bildet diese Simulation die Realität ausreichend gut ab. Der größte prozentuale Fehler von 8 % liegt bei der Kälteleistung am Verdampfer vor.

Tabelle 7-4: Übersicht der schrittweisen Optimierung der EES- Simulation

Größe	R&I	Einheit	Auslegung	Auslegung (T)	Auslegung (T, p, w)	Mess-werte
$T_{Ka_{Ein}}$	(TIC 102)	°C	**10,00**	**9,92**	**9,92**	9,92
$T_{Ka_{Aus}}$	(TIC 103)	°C	6,16	6,08	6,26	6,53
$T_{Kü_{Ein}}$	(TIR 203)	°C	**31,00**	**30,89**	**30,89**	30,89
$T_{Kü_{Aus}}$	(TIC 205)	°C	40,79	40,70	40,26	39,72
$T_{Hei_{Ein}}$	(TIC 305)	°C	**90,00**	**89,92**	**89,92**	89,92
$T_{Hei_{Aus}}$	(TIR 306)	°C	78,63	78,53	79,01	79,50
$\dot{V}_{Ka}$	(FIC 101)	$m^3\ h^{-1}$	**11,00**	**11,00**	**11,00**	11,00
$\dot{V}_{Kü}$	(FIC 201)	$m^3\ h^{-1}$	**10,00**	**10,00**	**10,00**	10,00
$\dot{V}_{Hei}$	(FIC 301)	$m^3\ h^{-1}$	**5,00**	**5,00**	**5,00**	5,00
$\dot{V}_{Lösung}$	(FIC 2_01)	$m^3\ h^{-1}$	**0,85**	**0,85**	**0,85**	0,85
$\dot{Q}_{E1}$	-	kW	49,23	49,37	46,95	43,45
$\dot{Q}_{A1}$	-	kW	60,40	60,50	57,90	53,78
$\dot{Q}_{C1}$	-	kW	52,68	52,77	50,27	48,79
$\dot{Q}_{D1}$	-	kW	64,27	64,38	61,64	60,80
ξ_{heat}	-	-	1,76	1,76	1,76	1,73
ξ_{cool}	-	-	0,77	0,77	0,76	0,74
p_{E1}	(PIR 1_01)	mbar	8,14	8,09	**8,27**	8,27
p_{C1}	(PIR 3_01)	mbar	59,48	59,15	**58,39**	58,39
w_{weak}	-	%	57,9	57,9	**58,4**	58,4
w_{strong}	-	%	61,1	61,1	60,8	61,2
η_{H1}	-	-	0,892	0,892	0,872	0,869

Daher wurden die in Tabelle 7-4 Spalte 6 „Auslegung (T, p, w)“ dargestellten u-Werte zur Versuchsplanung des Nomogramms (vgl. Abschnitt 7.2.3) verwendet.

Die Gegenüberstellung der Messwerte zeigt zudem, dass das EES-Modell die Realität hinreichend genau widergibt. Damit ist es gerechtfertigt, die Simulationsergebnisse des zweistufigen Modells zur Versuchs-planung und Auswertung der zweistufigen Anlage zu nutzen.

7.2.2 Charakteristische Gleichung der einstufigen Absorptionswärmepumpe

Eine Methode zur theoretischen Beschreibung von einstufigen Absorptionswärmepumpen bei verschiedensten Randbedingungen ist die der sogenannten charakteristischen Gleichung.

Die charakteristische Gleichung ermöglicht die Berechnung der erreichbaren Kälteleistung in Abhängigkeit der totalen treibenden Temperaturdifferenz ΔT_{Total} an den vier Wärmeübertragern Absorber A1, Desorber D1, Kondensator C1 und Verdampfer E1.

In den folgenden Gleichungen beschreiben Temperaturen „T“, Temperaturen der externen Fluidversorgung an den Rohrbündelwärmeübertragern und Temperarturen „t“, interne Temperaturen wie Kältemitteldampf- oder Lösungstemperaturen.

Die totale treibende Temperaturdifferenz ΔT_{Total} lässt sich nach Gleichung 7-7 bestimmen.

$$\Delta T_{Total} = \bar{T}_{E1} - \bar{T}_{C1} + R \cdot (\bar{T}_{D1} - \bar{T}_{A1}) \qquad \textbf{Gl. 7-7}$$

R ist hierbei ein Korrekturfaktor der nach Gleichung 7-8 berechnet wird. Für die Berechnung von R wird eine fiktive Temperatur $t_{p_{D1}\bar{w}_{A1}}$ benötigt. Diese beschreibt die Temperatur einer LiBr-Lösung die bei dem im Desorber D1 herrschenden Druck p_{D1} mit der mittleren Lösungskonzentration des Absorbers A1 $\bar{w}_{A1}$ vorliegen würde.

$$R = \frac{t_{C1_{Out}} - t_{E1_{In}}}{t_{p_{D1}\bar{w}_{A1}} - \bar{t}_{A1}} \qquad \textbf{Gl. 7-8}$$

Die Temperaturen $\bar{T}$ und $\bar{t}$ beschreiben die mittleren Temperaturen zwischen Fluideintritt und Fluidaustritt. Die Temperaturen $t_{C1_{Out}}$ und $t_{E1_{In}}$ werden über den vorliegenden Druck im Kondensator oder Verdampfer berechnet.

Es wurden reale Versuche für die hier gegebene charakteristische Gleichung ausgewählt. Dabei wurde das Optimum des internen Lösungsvolumenstroms 0,85 $m^3\ h^{-1}$ als Randbedingung ausgewählt und die externen Vorlauftemperaturen bei gleichbleibenden externen Volumenströmen variiert. Zusätzlich wurden Temperaturdifferenzen zwischen Eintritt und Austritt der Komponenten bei frei einstellbaren externen Volumenströmen vorgegeben. Für die Versuchsplanung wurde ein einstufiges EES-Modell angelehnt an das Gesamtmodell (vgl. Abschnitt 6.3.1) erstellt

Bei der Versuchsplanung schieden bereits einige theoretisch denkbare Versuche aus, da sie am Teststand nicht durchführbar waren oder die charakteristische Gleichung verfälscht hätten. Nachfolgend werden die Ausschlusskriterien aufgeführt:

1. Teillastversuche
   Versuche bei denen die Anlage in Teillast laufen würde wurden ausgeschlossen, da sich so ein zweiter Ast bei der charakteristischen Gleichung gebildet hätte. Somit sind die externen Volumenströme immer mit den Referenzvolumenströmen (vgl. Seite 131) belegt.
2. Kristallisation der starken Lösung am Absorber
   Ist die Kristallisationstemperatur der am Absorber eintretenden starken Lösung größer als die zur Rückkühlung zur Verfügung stehenden Kühlwassertemperatur, besteht die Gefahr, dass die Lösung zu kristallisieren beginnt.
3. Gefrieren des Kältemittels am Verdampfer
   Das Kältemittel Wasser beginnt ab der internen Temperatur von 0 °C am Verdampfer zu gefrieren. Damit hier ein ausreichend großer Puffer für Leistungs- und Temperaturspreizungsschwankungen vorhanden ist, wurden alle Versuche mit einer internen Verdampfertemperatur von ≤ 2 °C ausgeschlossen.
4. Antriebsleistung am Desorber zu hoch
   Da die Antriebswärmebereitstellung für den Betrieb der einstufigen Anlage über einen am ZAE Bayern installierten Gaskessel realisiert wird, sind nur Antriebsleistungen bis maximal 70 kW möglich. Alle Versuche mit höheren Antriebsleistungen wurden dementsprechend ausgeschlossen.

Es wurden 17 Versuchspunkte von sehr kleinen bis zu großen ΔT_{Total} ausgewählt. In Abbildung 7-4 ist die aus den ermittelten Mess- und Rechenwerten erstellte charakteristische Gerade zu sehen. Die eingefügte Trendlinie der Messpunkte besitzt die Geradengleichung „y = 0,3338·x + 0,6374“.

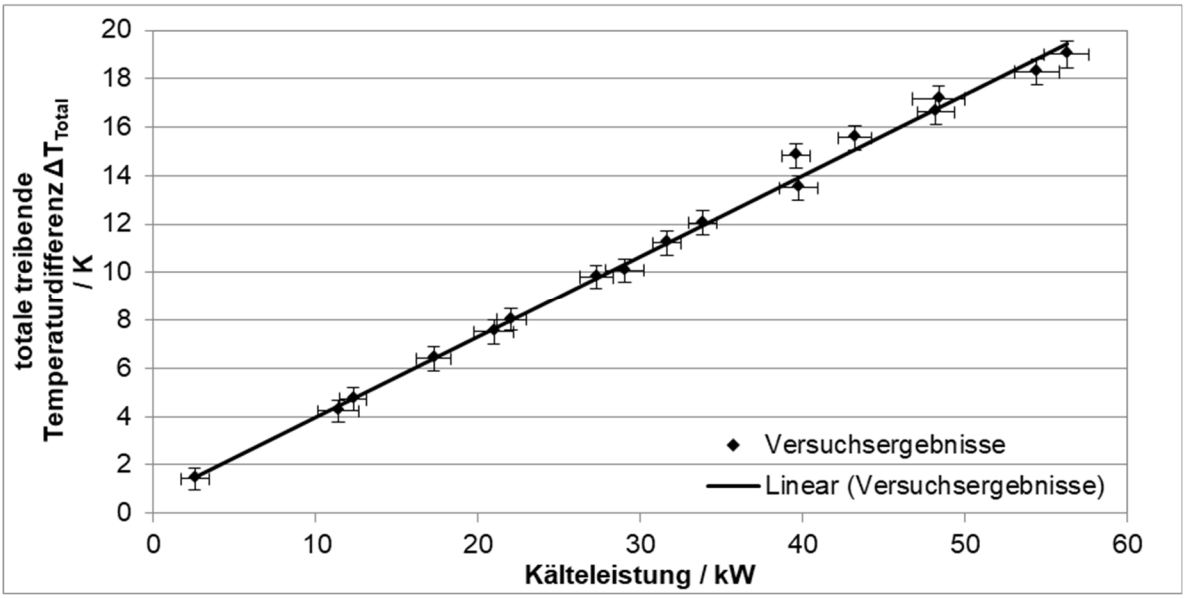


Abbildung 7-4: Charakteristische Gleichung aus ermittelten Messwerten

Zur besseren Vergleichbarkeit der simulierten und gemessenen charakteristischen Gleichung sind diese in Abbildung 7-5 dargestellt. Die rote Linie stellt die Trendlinie der simulierten charakteristischen Gleichung dar. Die etwas dickere schwarze Linie ist die Trendlinie der Versuchsergebnisse.

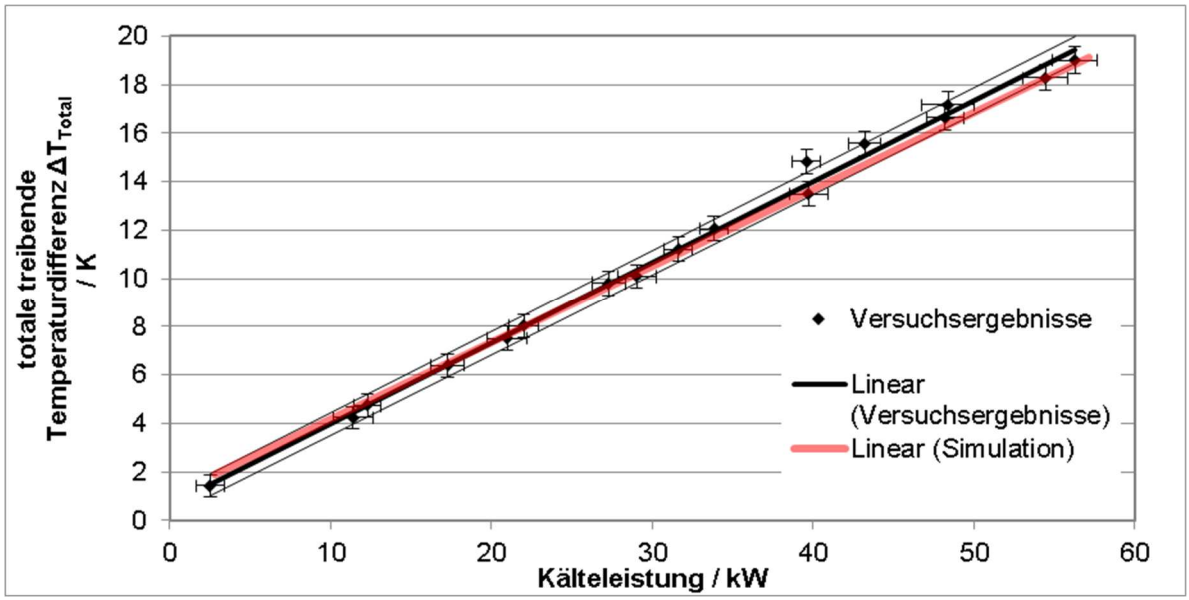


Abbildung 7-5: Gegenüberstellung der beiden charakteristischen Gleichungen

Die zwei schmäleren schwarzen Linien links und rechts von der gemessenen charakteristischen Gleichung beschreiben die Trendlinien der oberen und unteren maximalen Fehler der ΔT_{Total} Berechnung aus den Messwerten. Diese definieren ein Fehlerband. Die simulierte charakteristische Linie liegt innerhalb dieses Fehlerbands.

Aufgrund der Darstellung in Abbildung 7-5 wird davon ausgegangen, dass die ermittelte charakteristische Gleichung mit der Geradengleichung „y = 0,3338·x + 0,6374“ die Kälteleistungsfähigkeit der Anlage bei Nennlast ausreichend genau wiedergibt.

7.2.3 Nomogramm der einstufigen Laboranlage „BioWap“

Mit Hilfe des in diesem Kapitel erstellten Nomogramms, soll die unter gegebenen Verdampfer-, Rückkühl- und Antriebstemperatur maximal erreichbare Kälteleistung auf einfache Art und Weise abgelesen werden. In Abbildung 7-6 ist das Nomogramm für die einstufige Laboranlage „BioWap“ zu sehen. Darin sind umfangreiche Messungen komprimiert zusammengefasst und mittels EES extrapoliert.

Die angegebenen Temperaturen, Verdampfer-, Rückkühl- und Antriebstemperatur, beziehen sich immer auf die Eintrittstemperaturen an den Komponenten der Anlage.

Die in das Nomogramm eingezeichneten Pfeile beschreiben das Vorgehen zur Bestimmung der Kälteleistung. Ist die Verdampfertemperatur (hier 10 °C) bekannt, wird von dieser Temperatur im linken Teil des Diagramms senkrecht nach oben bis die vorhandene Rückkühltemperaturlinie (hier 31 °C) geschnitten wird konstruiert. Ab dieser Position wird horizontal nach rechts bis zur vorliegenden Antriebstemperatur (hier 90 °C) gerückt. Abschließend wird von diesem Schnittpunkt senkrecht nach unten gelotet und die erreichbare Kälteleistung (hier 49 kW) kann abgelesen werden.

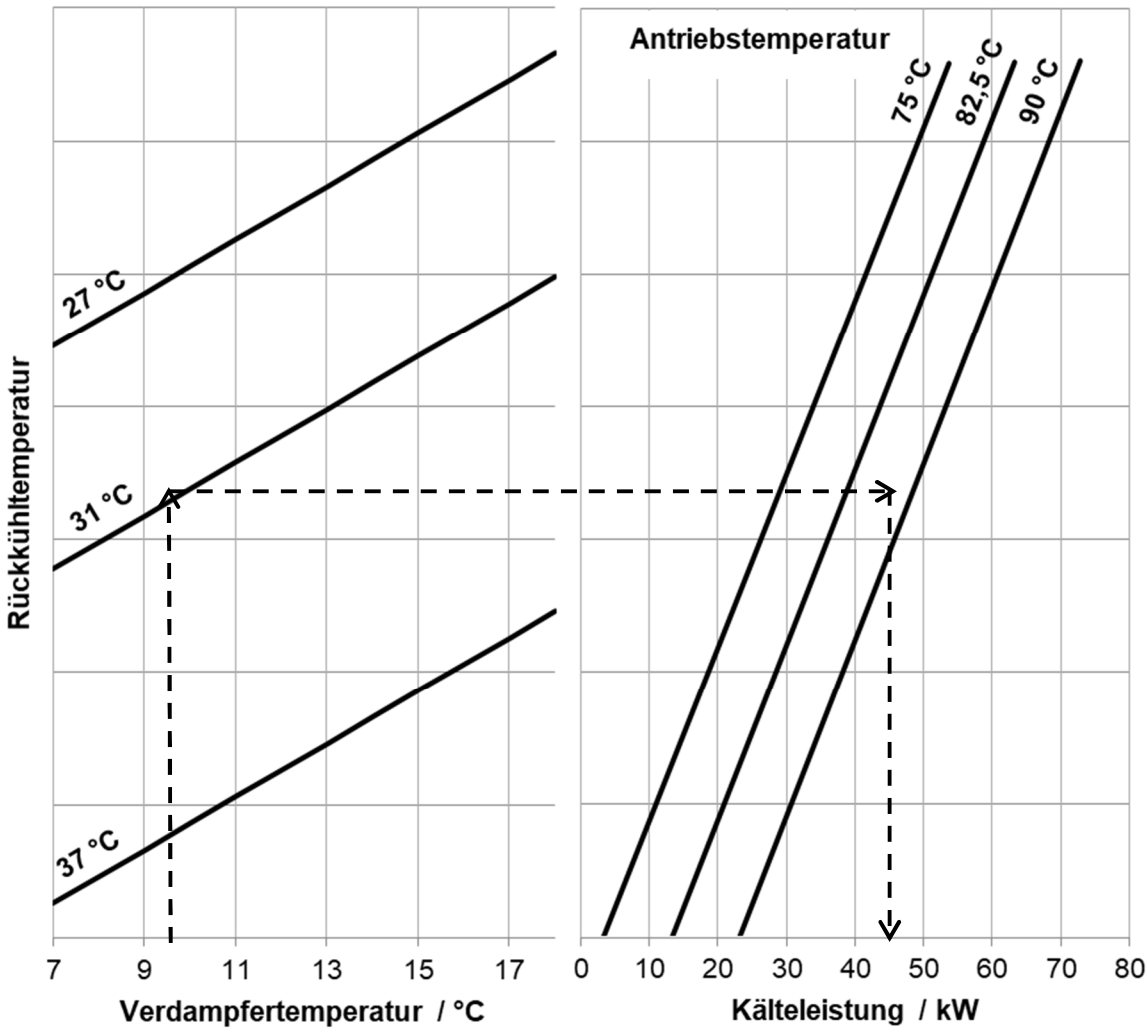


Abbildung 7-6: Kälteleistungsnomogramm der einstufigen Laboranlage „BioWap“

Das in Abbildung 7-6 vorliegende Nomogramm könnte beispielsweise Heizungsbauern, Planern oder Energieberatern zur Verfügung gestellt werden. Diese besitzen dann ein einfaches Werkzeug, um abzuwägen, ob sich der einstufige Teil der Absorptionswärmepumpe „BioWap“ zur Klimatisierung von Gebäuden oder Prozessen eignet. Voraussetzung hierfür ist das Wissen über die zur Verfügung stehenden Temperaturrandbedingungen. Für eine weitergehende Auslegung sollte dann mittels Simulation optimiert werden.

7.3 Funktionsfähigkeit der Hochtemperaturstufe (HTD und C2)

Mit dem Aufbau des Hochtemperaturdesorbers im Labor des ZAE Bayern wurde eine chemische Reinigung des Behälters vakuumseitig vorgenommen. Ölrückstände sowie Schlacke und andere Verunreinigungen aus der Fertigung wurden durch das seifenlaugenbasierte Verfahren weitgehend entfernt. Dadurch kann der Verdampfungsprozess im Kessel durch die Schaugläser besser beobachtet werden und die AWP wird vor Verunreinigung und Fouling durch Metall- und Korrosionsanteile geschützt. Die gewählte Reinigungsmethode ist besonders kostengünstig und umweltschonend und kann später voraussichtlich vom Hersteller selbst durchgeführt werden. Dies trägt zur späteren wirtschaftlichen Umsetzbarkeit der Anlage bei (vgl. Abschnitt 5.4.5, Seite 67).

Der Hochtemperaturdesorber wurde nach Tests aller Sensoren und Aktoren unabhängig von der Absorptionswärmepumpe in Betrieb genommen und zunächst mit reinem Wasser betrieben. Anschließend wurden Tests mit Lithiumbromidlösung durchgeführt, die letztlich zu einer erfolgreichen Kopplung von AWP und HTD geführt haben.

In Abbildung 7-7 ist die von HDG-Bavaria und ZAE Bayern in Betrieb gesetzte Anlage (vorne links Brennstoffzuführung mit Waage, rechts Funktionsmuster des Hochtemperaturdesorbers) bei einem ersten Feuerungstest zu sehen.

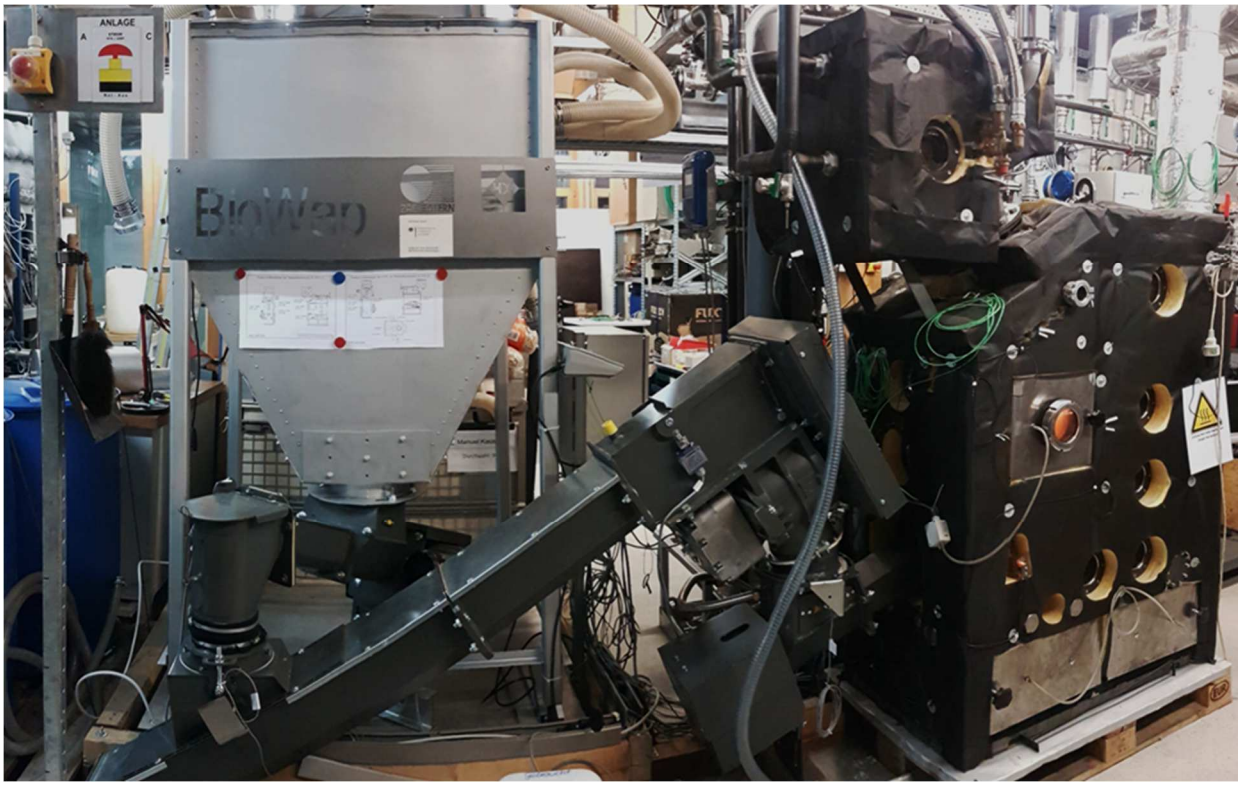


Abbildung 7-7: Im Labor des ZAE Bayern aufgebauter Hochtemperaturdesorber mit Brennstoffzuführung bei der Erstinbetriebnahme

7.3.1 An der Verbrennung im HTD beteiligte Aktoren

Um die in den folgenden Abschnitten beschriebenen Einflussfaktoren auf den Feuerungswirkungsgrad und die Verbrennung besser verstehen zu können, sind in Abbildung 7-8 die wichtigsten an der Verbrennung beteiligten Aktoren und deren Position eingezeichnet.

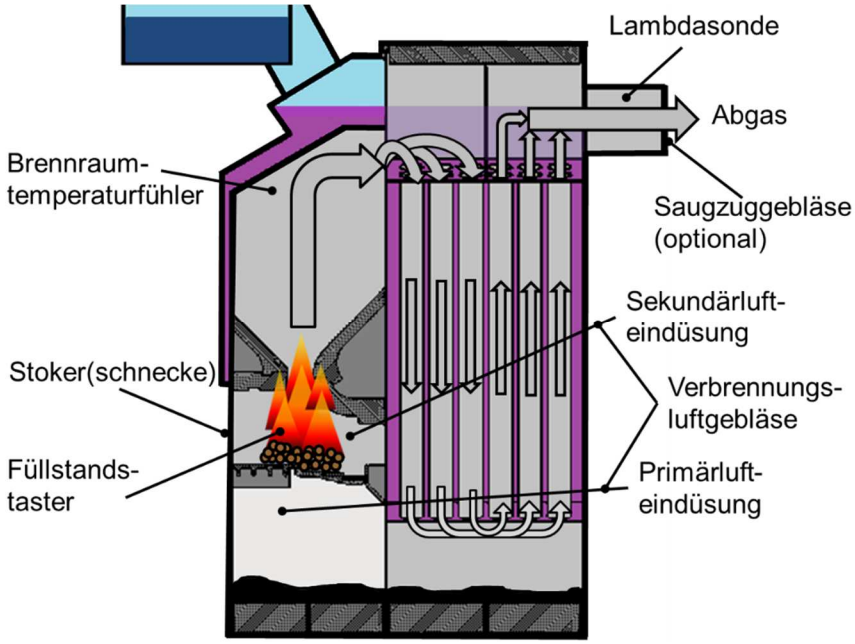


Abbildung 7-8: Position der an der Verbrennung beteiligten Aktoren am HTD

Prinzipiell wird die Leistung am HTD mittels Überwachung der *Brennraumtemperatur* geregelt. Der Temperaturfühler sichert die optimale Temperatur während der Verbrennung und sorgt so für einen stetigen Betrieb im optimalen Leistungsbereich. Zudem werden sensible Bauteile effektiv vor Schäden geschützt. Abhängig vom Leistungsbedarf fördert der *Stoker* unterschiedlich viel Brennstoff in den Brennraum. Sollte der Brennraum überfüllt werden, detektiert dies ein *Füllstandstaster* am Brennrost und stoppt die Materialzufuhr in jedem Betriebsfall.

Die *Lambdasonde* ermittelt den Restsauerstoff nach der Verbrennung. Dieser dient als Führungsgröße für die Sekundärluftzufuhr und ist damit Basis für geringen Brennstoffverbrauch und hohe Effizienz. Die Primärlufteindüsung sorgt für eine zur Pyrolyse ausreichende Luftzufuhr (vgl. Abschnitt 5.4.1). Die beiden Lufteindüsungen werden durch das *Verbrennungsluftgebläse* bedient.

Bei schlechtem Kaminzug bzw. zu hohem Druckverlust wird üblicherweise ein optionales *Saugzuggebläse* am Abgasstutzen des Rauchgaswärmetauschers angebracht. Dieses regelt auf einen einzuhaltenden Unterdruck im Brennraum, welcher mittels Differenzdrucksensor zur Umgebung hin ermittelt wird.

Am Laborkamin des ZAE Bayern ist zusätzlich ein konstant laufender Rauchsauger installiert, welcher einen konstanten Unterdruck im Kamin bei allen Wetterlagen ermöglicht.

7.3.2 Inbetriebsetzung im Heat-Pipe-Modus

Um die prinzipielle Funktionsfähigkeit des neu entworfenen Wärmetauschers zu untersuchen wurde der HTD zunächst nur mit destilliertem Wasser befüllt und getestet bzw. angeheizt. Da der HTD evakuiert war, sind Siedetemperatur bzw. Dampftemperatur und Kondensationstemperatur für das hochreine Wasser bei gleichem Druck identisch. Im Heat-Pipe-Modus wird der am C2 kondensierte Wasserdampf bei Gleichgewichtstemperatur oder lediglich leicht unterkühlt direkt wieder in den Desorber (D2) rückgeführt.

Dadurch bleibt die Stoffmenge in der Hochtemperaturstufe insgesamt konstant. Zudem bestehen keine weiteren Wärmebedarfe, sodass die Bilanz aus verfeuertem Brennstoff und am Kondensator abgeführter Wärme direkt Rückschluss auf die Funktionsfähigkeit und Güte des gesamten Wärmetauscherapparates zulässt.

Bei Beobachtungen an den Schaugläsern ließ sich die Annahme der auf Seite 98 beschriebenen Konvektionswalzen verfestigen: Strömende Partikel zeigen die erwartete Fließrichtung (vgl. auch Abbildung 6-19). Die angenommenen Abströmwinkel für entstehende Dampfblasen im Rauchrohrbereich konnten ebenfalls als ausreichend verifiziert werden.

Auch die Dampfdruckverluste und damit entstehende Temperaturdifferenz zwischen Desorber und Kondensator am HTD konnten mit ca. 1 K (vgl. Simulationsdarstellung der Dampfjalousie auf Seite 99) ermittelt werden und entsprechen der Auslegung.

Somit scheint die entworfene Geometrie prinzipiell funktionsfähig und gut entworfen.

Erste Leistungsmessung am HTD mit reinem Kältemittel

Die Versuche mit reinem Wasser zeigten zunächst zufriedenstellende Werte hinsichtlich Effizienz und Leistungsfähigkeit. Die Messungen fanden damit jedoch auch bei einem Betriebszustand des HTD statt, der noch nicht dem regulären Betrieb entspricht:

- Betrieb mit reinem Wasser, statt mit LiBr-Lösung → kein Einfluss von De- und Absorption, keine erhöhte Kesseltemperatur (ca. 85 °C, statt etwa 150 °C auf der Flüssigkeitsseite)
- Rein stationärer Betrieb, keine Lastwechsel
- Direktes Rückleiten des Kondensats in den HTD nach der Kondensation („Heat-Pipe-Modus“)

Folgende Werte bei der Verbrennung mit Holzpellets wurden erreicht (Mittelwert über 1 h stabiler Betrieb, nach ca. 3 h „Einfahren“):

- Abgenommene Leistung am Kondensator C2 $\dot{Q}_{C2}$ = 51 kW
- Brennstoffmassenstromspezifische Leistung $\dot{Q}_{B}$ = 57,7 kW
- Wirkungsgrad ($\dot{Q}_{C2}$ / $\dot{Q}_{B}$) = 88,4 %
- Mittlere Abgastemperatur ≈ 120 °C
- O_2-Sollwert der Kesselsteuerung = 8 %

Eine mehrfache Wiederholung mit leicht veränderten Parametern ergab stets ähnliche Leistungsfähigkeit, sodass im Mittel über acht Dauerversuche ein Wirkungsgrad von 88,5 % den Rauchgaswärmetauscher charakterisiert.

Dieser Wirkungsgrad war in diesem Anlagen- und Betriebszustand bereits gut. Im Vergleich zu handelsüblichen Warmwasserkesseln wurde dieser jedoch als noch verbesserungsfähig durch eine weitere Optimierung der Steuerungsparameter sowie eine thermische Isolierung offengelegter Messstellen und Schaugläser gesehen. Auch der Einsatz von stärkeren Turbulatoren (vgl. Abschnitt 7.4.1) wurde zu diesem Zeitpunkt noch nicht getestet. Zudem ist ggf. auch eine Anpassung der Rauchgaswärmetauschergeometrie, z.B. Zug-Gestaltung oder Rohrdurchmesser und Rauchrohranzahl in Betracht zu ziehen.

Die bei Betrieb gemessenen Abgaswerte waren jedoch bereits als sehr gut einzustufen, wie die CO- und NOx-Werte am Display des Testgerätes in Abbildung 7-9 zeigen:

Abbildung 7-9: Messung der Abgaswerte während des ersten Leistungsbetriebs am Kaminanschluss

Wie in Abschnitt 7.3.3 beschrieben ist der CO-Wert mit 48 ppm weit unter dem zulässigen Grenzwert.

Leckrate und Druckanstieg am HTD

Die Leckrate (vgl. Abschnitt 5.4.5, Seite 64) im Gesamtbehälter der Hochtemperaturstufe war zu Beginn der Versuche ausreichend niedrig, wurde insbesondere im Laufe der Betriebstests aber auf einen vergleichsweise hohen Wert ermittelt. Der Druckanstieg und damit der Fremdgaseinbruch ist als moderat zu bewerten. Die Leckrate lag im Mittel für alle Versuche nicht größer als 10^{-2} mbar· L/sec. Über den Versuchszeitraum von 8 h konnte damit einhergehend teilweise eine Änderung der Temperaturspreizung am C2 und ein damit einhergehender Druckanstieg im D2 erkannt werden. Entsprechende Versuche fließen nicht in die Effizienzbewertungen des Systems ein. Durch Inbetriebnahme eines sogenannten „Purgesystems“ zur Fremdgasabscheidung konnte dieser Einfluss minimiert werden.

Als Grund für den Fremdgaseinbruch wurden die zahlreichen messtechnischen Einbauten und Durchführungen wie auch Schaugläser identifiziert. Auch der in Abschnitt 5.4.4 beschriebene Kondensatorflansch wurde immer wieder undicht. Vermutlich führen die starken Temperaturänderungen zu Deformation der

Dichtungen, sodass regelmäßiges Nachjustieren nötig wurde oder diese beschädigt wurden. Ein feldtaugliches Funktionsmuster würde später ohne Einbauten und damit ohne potentielle Lecks gefertigt. Es wurden keine Undichtigkeiten an Schweißnähten gefunden. Insofern gilt das gewählte Fertigungsverfahren nach wie vor als anwendbar.

7.3.3 Schadstoffausstoß

Durch die Wahl von Holzpellets für den Laborbetrieb liegt für die Bewertung der Emissionen des Systems bereits ein sehr vorteilhafter Brennstoff vor. Aufgrund der im Vergleich zu anderen holzartigen Brennstoffen homogenen Eigenschaften in Größe, Heizwert und Aschegehalt ist bei Holzpellets kaum von schlechter Verbrennung auszugehen, umso mehr da im Hochtemperaturdesorber ein bereits erprobter Brennraum eingesetzt wird.

Dennoch wurden Messungen durchgeführt, um die Qualität der Verbrennung zu beurteilen und Rückschlüsse für die Verbrennungsparameter bzw. Regelung zu erhalten. Speziell der Gehalt an Kohlenstoffmonoxid im Abgas ist als Leitwert für eine gute Verbrennung zu sehen. Ist der CO-Gehalt zu hoch, so wird der Brennstoff nicht ausreichend umgesetzt, insbesondere bei niedrigem Restsauerstoffgehalt bzw. geringem Luftüberschuss λ. Ein sehr hoher Staubgehalt wiederum kann als Anzeichen für unvollständige Verbrennung aufgrund zu großer Verbrennungsluftmengen gewertet werden.

Die hier dargestellten Werte sind exemplarisch für einen Versuchstag ausgewertet worden. Da sich keiner der folgenden Werte in einem kritischen Bereich befand, wurde für alle folgenden Versuchstage lediglich der CO-Wert weiterhin überwacht um die Verbrennungsgüte zu beurteilen.

Für alle in diesem Schlussbericht beschriebenen Versuche wurde der Grenzwert des gemessenen Kohlenstoffmonoxids eingehalten[12].

Am hier ausgewerteten Versuchstag wurden folgende Randbedingungen eingehalten:

- Mittlere Lösungstemperatur im Desorber ≈ 150 °C
- Mittlere durch Brennstoff zugeführte Leistung (Feuerungsleistung) $Q_B \approx 56$ kW
- Mittlere Abgastemperatur ≈ 175 °C

Die Messungen wurden über einen Zeitraum von etwa drei Stunden durchgeführt. Vor den ersten Messungen wurde der Brennraum etwa 90 Minuten bei Volllast durchgeheizt. Dadurch sind die Messwerte repräsentativ für einen stationären Betrieb nahe dem Nennbetrieb.

Die hier angegebenen Messwerte sind wie vorgeschrieben auf den Normzustand für einen rechnerischen O_2-Gehalt von 13 % bezogen. Bei der Messung wurde das handelsübliche Messgerät „testo 380“ verwendet. Das Messverfahren für Staub und CO hat für dieses Messgerät folgende erweiterte Messunsicherheiten (Überdeckungsintervall von 95%):

[12] Ausgenommen sind Zünd- und Ausbrennphasen, welche naturgemäß unvollständige Verbrennung verursachen.

- Messunsicherheit CO-Messung: 20 %
- Messunsicherheit Staub-Messung: 40 %

Kohlenstoffmonoxid (CO)

Der höchste gemessene Gehalt an Kohlenstoffmonoxid im Abgas lag bei 18 mg/Nm³ und damit deutlich unter dem derzeit vorgeschriebenen Wert von 400 mg/Nm³.

Stickoxide (NOx)

Für den Stickoxidwert im Abgas gibt es bei naturbelassenem Holz in Form von Holzpellets keinen gesetzlichen Grenzwert. Grund dafür ist, dass die NOx-Konzentration bei der Verbrennung von Holzpellets sehr gering sind. Damit sind Biomasseheizkessel mit dem Brennstoff Holzpellets nach Anlage 4 der 1. BImSchV 1. BImSchV. ausgenommen, da sie nicht unter §3 Nummer 8 und 13 fallen. Ausschlaggebend für den NOx-Wert im Abgas von Feststoffverbrennungen ist der Stickstoffanteil im Brennstoff, der bei naturbelassenem Holz sehr niedrig ist. So hatten die im hier beschriebenen Versuch verbrannten Holzpellets einen Stickstoff-Massenanteil von 0,08 %.

Auf europäischer Ebene ist ein Richtwert für die NOx-Konzentrationen im Abgas für die Verbrennung von Biomasse angegeben. Demnach sollen 97 mgNOx/Nm³ möglichst nicht überschritten werden. Der für den hier exemplarisch ausgewerteten Versuch gemessene Mittelwert betrug 96 mgNOx/Nm³, wobei sich der Höchstwert auf 105 mgNOx/Nm³ belief. Damit wird die Empfehlungswert erfüllt.

Staubemissionen

Der Grenzwert für Staubemissionen aus automatisch beschickten Feuerungen liegt bei 20 mg/Nm³.

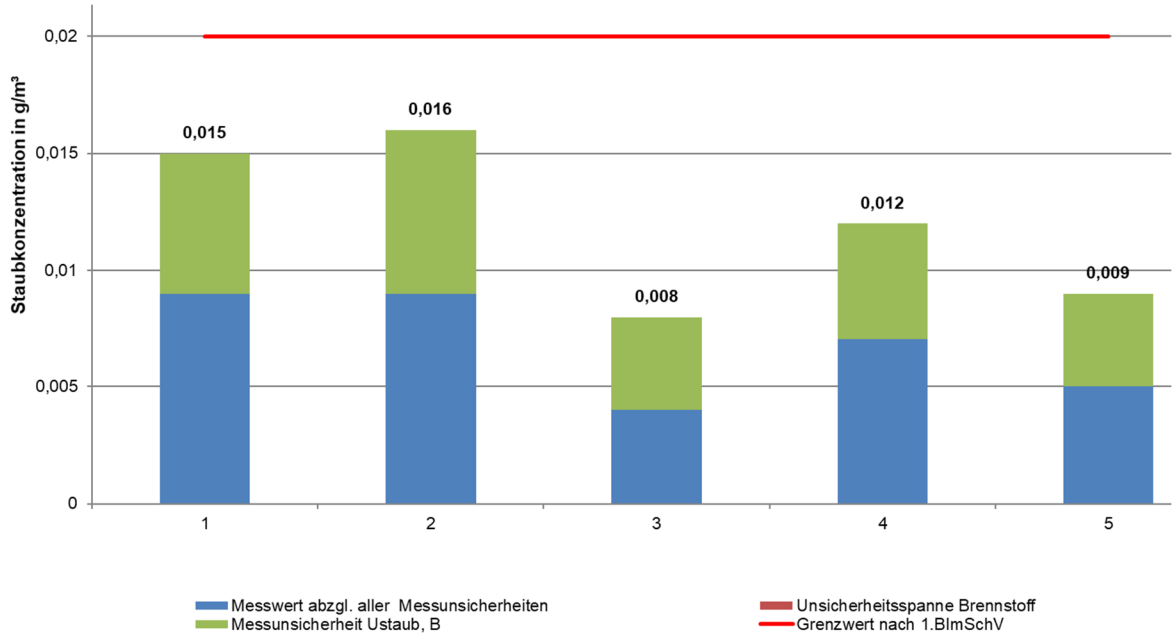


Abbildung 7-10: gemessene Staubkonzentrationen im Abgas bei Normzustand

Die in Abbildung 7-10 dargestellten Messungen wurden im Abstand von jeweils etwa 30 Minuten durchgeführt. Die ersten Messwerte wurden bei einem O_2-Sollwert von 8 % im Abgas gemessen. Anschließend wurde der Luftüberschuss reduziert, sodass der O_2-Sollwert bei den Messpunkten 3, 4 und 5 für die Verbrennungsregelung auf 6,5 % festgelegt war. Bei keiner Messung wurde der Grenzwert für Staubemissionen überschritten.

7.3.4 Optimierung der Brennstoffausnutzung

Der Ausnutzungsgrad des Brennstoffes entspricht nicht dem Stand der Technik und den Erwartungen. Gewünscht ist ein einstufiger Kesselwirkungsgrad (vgl. Seite 24, Gleichungen 4-8 und 4-9) von etwa 90%. Bisher wurden Werte um etwa 80 % erreicht, es werden also nur bis zu 80 % der chemischen Energie des Brennstoffes in das Fluid im Hochtemperaturdesorber abgegeben. Dies kann einerseits an einem rechnerischen Irrtum liegen, d.h. der tatsächliche Heizwert wäre dann niedriger als der nach Abschnitt 7.1.3 veranschlagte Heizwert $H_i \approx 17430$ J/kg. Die Vermessung von unterschiedlichen Brennstoffproben macht dies jedoch unwahrscheinlich (vgl. Abschnitt 7.1.3). Da die Prozessinternen Kennzahlen (insbesondere Wärmeverhältnis ξ_{heat}) den Erwartungen entsprechen, müssen andererseits folgende Effekte beachtet werden:

- Verluste durch erhöhte Abgastemperatur
- Unvollständiger Ausbrand
- Thermische Verluste aufgrund schlecht isolierter messtechnischer Einbauten

Im Folgenden werden teilweise analytisch mittels EES und CFD bestimmte und durchgeführte Optimierungsmaßnahmen beschrieben.

Wirkungsgradoptimierung durch Verringern des Luftüberschusses

Die Luftzahl λ beschreibt das Verbrennungsluftverhältnis und gibt an wie groß der Luftüberschuss im Vergleich zur stöchiometrischen Verbrennung (λ = 1) ist. Der Luftüberschuss hat einen entscheidenden Einfluss auf die (adiabate) Verbrennungstemperatur und die Rauchgasmenge. Der für die Verbrennung notwendige Luftmassenstrom entspricht für die hier vorliegende Feststoffverbrennung etwa dem sechsfachen des Brennstoffmassenstroms.

Das Rauchgas wird mit zunehmendem Luftüberschuss bereits ab der (nicht-adiabaten) Flammenbildung kälter, da in der Verbrennung ein hoher thermischer Ballast durch Luft mit Umgebungstemperatur besteht. Damit sinkt die den Wärmedurchgang treibende Temperaturdifferenz zwischen Rauchgas und Flüssigkeit.

Abbildung 7-11 zeigt diesen Zusammenhang von adiabater Flammentemperatur und Luftüberschuss für die Verbrennung der Holzpellets mit der in 7.1.3 beschriebenen Brennstoffzusammensetzung (rote Linie mit Punkten) und verschiedener Brennstofffeuchtigkeit „w“. In der Realität ist die Flammentemperatur niedriger und damit auch bei veränderlichem λ konstanter, da die Flamme bereits durch die Brennraumwände gekühlt wird (nicht-adiabate Flammentemperatur).

Diese Temperatur ist analytisch schwer zu ermitteln, da sie von den realen Verbrennungszonen und der Brennraumgeometrie abhängt. Der Wärmeübergang vom Rauchgas an die Flüssigkeit verlagert sich bei

steigendem Luftüberschuss hin zu den Rauchrohren, da die gleiche Energiemenge in diesem Fall durch höheren Massenstrom aber geringerer Temperatur transportiert wird.

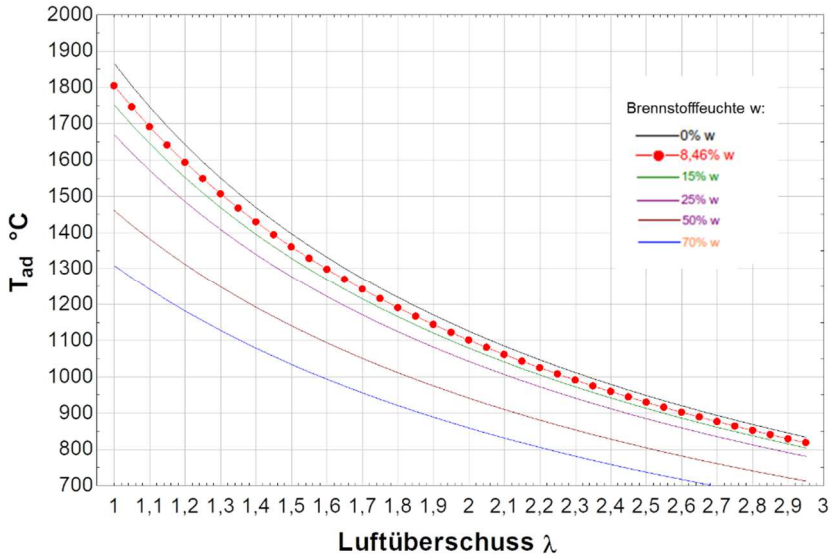


Abbildung 7-11: adiabate Flammentemperatur der Pelletverbrennung abhängig von λ und w

Steigt der Wärmeübergang auf der Rauchgasseite durch den erhöhten Massenstrom nicht temperaturdifferenz-kompensierend, so kann nicht mehr dieselbe Energiemenge bzw. Leistung übertragen werden. Folglich wird bei steigendem Luftüberschuss λ und konstanter Abgastemperatur am Kamin der Abgasverlust größer und damit der Wirkungsgrad schlechter. In Abbildung 7-12 ist der theoretisch maximal mögliche Wirkungsgrad des HTD dargestellt bei einer Abgastemperatur von 178 °C. Für diese Berechnung galt die Annahme, dass keine weiteren Wärmeverluste bestehen würden, der HTD also adiabat wäre.

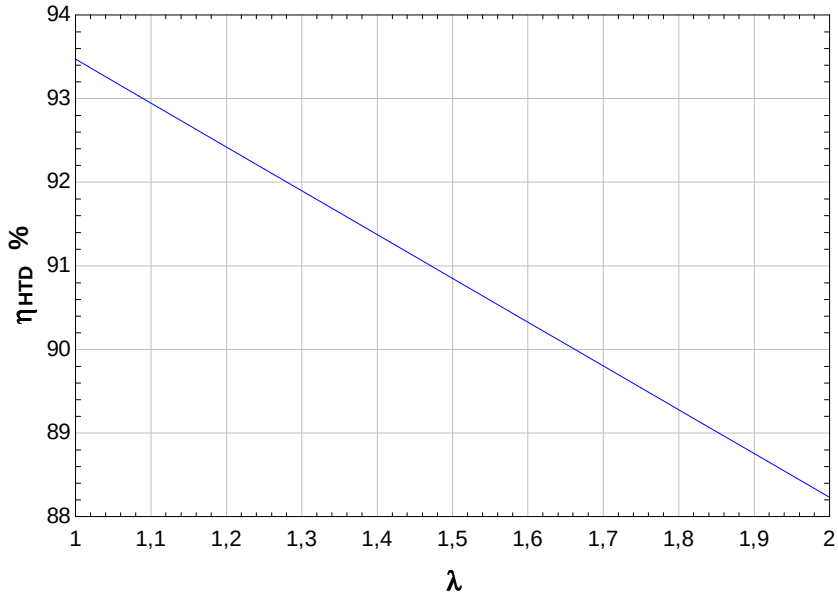


Abbildung 7-12: Wirkungsgrad abhängig vom Luftüberschuss bei konstanter Abgastemperatur (178 °C)

Unabhängig vom real gemessenen Wirkungsgrad muss also eine Verringerung des Luftüberschusses von 1,6 auf 1,4 zu einer Steigerung des Wirkungsgrades führen. Bei einer Leistung von etwa 50 kW müsste also durch Ändern des O_2-Sollwertes für die Verbrennung von 8 % ($\lambda \approx 1{,}62$) auf 7,1 % ($\lambda \approx 1{,}51$) der Wirkungsgrad um etwa 0,5 % steigen und damit etwa 250 W mehr Antriebsleistung in den Wärmepumpenprozess eingebracht werden, vorausgesetzt die Abgastemperatur bleibt nahezu konstant.

Da der theoretische Leistungszugewinn kleiner ist als die Messunsicherheit, ist keine Signifikanz der Leistungssteigerung zu erwarten. In Tabelle 7-6 sind dennoch die Messdaten zweier entsprechender Versuchstage gegenübergestellt. Die dort eingetragenen, für den Double-Lift-Betrieb ermittelten Werte überschneiden sich mit dem Umbau auf andere Turbulatoren. Die Wirkungsgradverbesserung ist also auf beide Maßnahmen zurückzuführen.

Die Verringerung des Restsauerstoffs (bzw. Luftüberschusses) wurde am HTD zwischen 8 % und 6 % getestet. Dabei stellte sich heraus, dass eine Reduzierung des O_2-Sollwertes auf 6 % negative Auswirkungen auf den Ausbrand hat. Durch leichte Regelschwankungen (Unterschwingen bei Leistungsänderungen) wird die Luftzahl kurzzeitig derart stark reduziert, dass unterstöchiometrisch verbrannt wird, obwohl rechnerisch ausreichend Sauerstoff zur Verfügung steht. Der Brennraum kann dann den Festbrennstoff nicht mehr vollständig umsetzen, da sich Brenngas und Sauerstoff nicht ausreichend vermischen, der CO-Wert steigt stark an. Daher wurde der optimale Sollwert für den Restsauerstoff auf 7 % ermittelt.

Wirkungsgradoptimierung mittels Turbulatoren

Verbesserte Auskühlung des Rauchgases bewirkt einen verbesserten Wirkungsgrad am HTD. In Abbildung 7-13 ist dieser quasi-lineare Zusammenhang für relevante Luftzahlen dargestellt. Für diese Berechnung galt ebenfalls die Annahme, dass keine weiteren Wärmeverluste bestehen würden, der HTD also adiabat wäre.

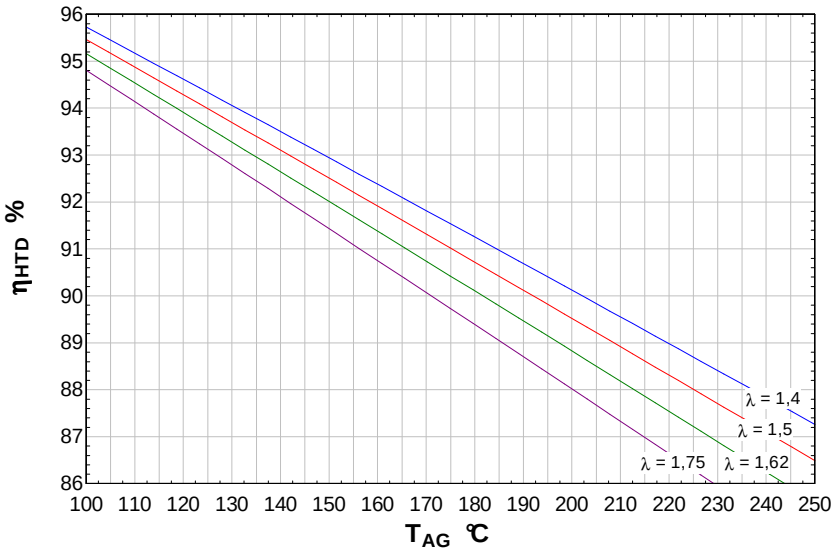


Abbildung 7-13: Wirkungsgrad abh. von der Abgastemperatur bei variiertem Luftüberschuss

Die Rauchgasauskühlung lässt sich weiter optimieren durch veränderte Turbulatoren bzw. Reinigungsspiralen (vgl. auch Abschnitt 6.2.1, insbesondere Abbildung 6-16). Um die Variation der Turbulatoren auch im Hinblick auf Druckverluste abschätzen zu können, wurde eine weitere Simulationsstudie durchgeführt.

Abbildung 7-14 skizziert den untersuchten Bereich am HTD. Die spiralförmigen Turbulatoren unterschiedlicher Bauart wurden in die Kesselgeometrie virtuell eingesetzt, die Simulationen bei gleichen Randbedingungen durchgeführt. Variiert wurde lediglich die am Eintritt in den Rauchgastrakt anliegende Temperatur (580°C bzw. 750°C). Die Temperatur der Flüssigkeit wurde nicht höhenaufgelöst angenommen und auf den mittleren Messwert von 86°C (Betrieb mit reinem Wasser) angesetzt.

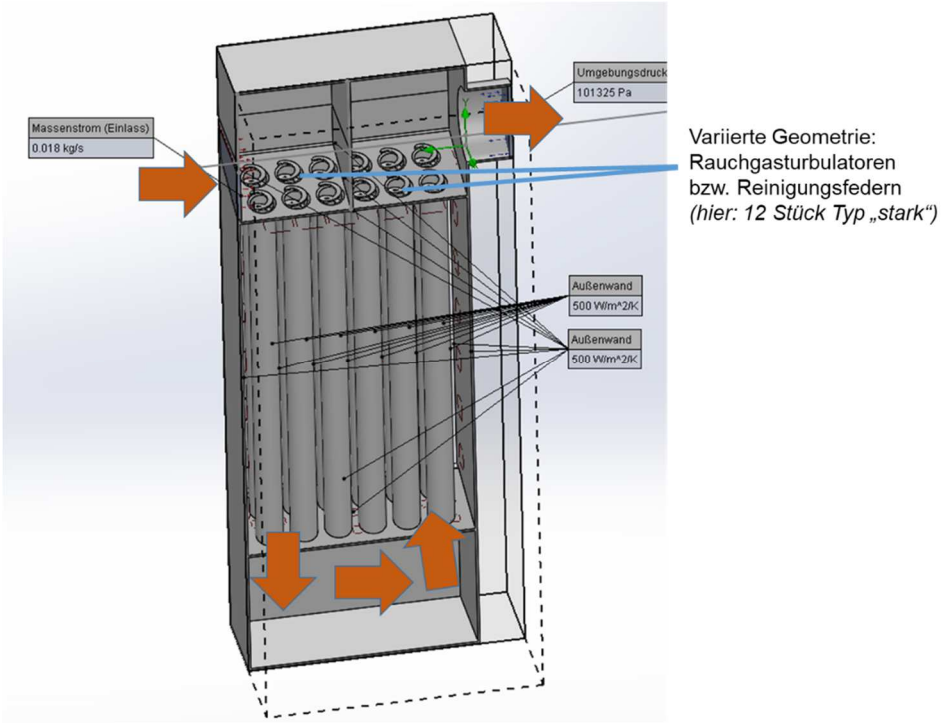


Abbildung 7-14: Skizze des mittels CFD untersuchten Rauchgastraktes

Wie in Tabelle 7-5 zu sehen (grüne Spalte), eignen sich die Turbulatoren mittlerer Bauart für den HTD im Zweizugsystem am besten, da einerseits die Druckverluste gering genug gehalten werden, andererseits die Auskühlung verbessert wird. Zuvor waren schwache Turbulatoren installiert (vgl. Spalte 1).

Tabelle 7-5: Auszug der Ergebnisse der Simulationsstudie zur Turbulatorvariation

	2-Zug, schwacher Turbul. in ZUG 1&2		**2-Zug, mittlerer Turbulator in ZUG 1&2**		**2-Zug, starker Turbulator in ZUG 2, mittel ZUG 1**		**2-Zug, starker Turbulator in ZUG 1&2**	
	$T_{RG,ein}$ = 580℃	$T_{RG,ein}$ = 750℃	$T_{RG,ein}$ = 580℃	$T_{RG,ein}$ = 750℃	$T_{RG,ein}$ = 580℃	$T_{RG,ein}$ = 750℃	$T_{RG,ein}$ = 580℃	$T_{RG,ein}$ = 750℃
$T_{ad_Austritt}$	415 K 142℃	436 K 163℃	385 K 112℃	395 K 122℃	-	387 K 114℃	377 K 104℃	382 K 109℃
$\Delta Q_{ad_Au.}$	-	-	1,2 kW	1,6 kW		1,9 kW	1,5 kW	2,1 kW
$\Delta T_{ad_Au.}$	-	-	30 K	41 K	-	49 K	38 K	54 K
Δp	30 Pa	33 Pa	72 Pa	77 Pa	-	105 Pa	141 Pa	154 Pa
$p_{Eintritt}$	101355 Pa	101358 Pa	101397 Pa	101402 Pa	-	101430 Pa	101466 Pa	101479 Pa

Aufgrund der Berechnungen wurden im Verlauf des Projektes neue, stärkere Turbulatoren eingebaut. Messungen im zweistufigen Betrieb implizieren, dass der Umbau eine leicht verbesserte Rauchgasauskühlung bewirkt hat, wie in Tabelle 7-6 abzulesen ist. Da jedoch die Randbedingungen für eine exakte Vergleichbarkeit nicht reproduzierbar erreicht werden konnten, kann hier keine belastbare, zahlenmäßige Gegenüberstellung gemacht werden. Der Einfluss des Turbulatorumbaus ist überlagert vom Einfluss unterschiedlicher Brennerleistung sowie der oben beschriebenen Optimierung durch verringerten Luftüberschuss, sodass die zu erwartende Wirkungsgradsteigerung nicht allein dem Umbau zugeschrieben werden konnte.

Tabelle 7-6: Wirkungsgradsteigerung durch Reduzieren des Restsauerstoffes und Turbulatorumbau

Rest-sau-erstoff	Turbula-torart	η_{HTD}	$\dot{Q}_B$	$\dot{Q}_{HTD}$	T_{HTD}	T_{AG}	$\dot{m}_{RG}$	$\dot{Q}_{AG}$	$\frac{\dot{Q}_B - \dot{Q}_{AG}}{\dot{Q}_B}$
8 %	Schwach	77,8 %	55,8 kW	43,4 kW	152,8 °C	193,8 °C	0,0380 kg/s	6,8 kW	87,8 %
7,1 %	Mittel	81,1 %	56,5 kW	45,8 kW	154,7 °C	194,1 °C	0,0382 kg/s	6,8 kW	88,0 %

Der in Tabelle 7-6 angegebene Wärmestrom $\dot{Q}_{AG}$, welcher aufgrund des noch heißen Abgases über den Kamin „verloren“ geht, berechnet sich aus dem Abgas- bzw. Rauchgasmassenstrom sowie der Enthalpiedifferenz bei Abgastemperatur und Referenztemperatur des Heizwertes (25 °C). Der Rauchgasmassenstrom $\dot{m}_{RG}$ setzt sich zusammen aus dem gemessenen Brennstoffmassenstrom und dem gemessenen, angesaugten Volumenstrom der Verbrennungsluft[13].

Es ist erkennbar, dass diese verlorene Wärme nicht der Leistungsdifferenz zwischen $\dot{Q}_B$ und $\dot{Q}_{HTD}$ von 12,4 kW bzw. 10,7 kW entspricht. Da für die Versuche weder auffällige CO-Werte noch schlechter Ausbrand in der Asche festgestellt wurde, muss es sich letztlich um entsprechend hohe Wärmeverluste handeln. Würden diese Wärmeverluste vollständig kompensiert, so ergäbe sich hier ein theoretischer Wirkungsgrad von 88 % (vgl. Tabelle 7-6, letzte Spalte). Damit müssten die thermischen Verluste an der Versuchsanlage sich in etwa auf 4 kW am gesamten System betragen.

Verringern der Verluste durch verbesserte thermische Isolierung

Üblicherweise liegt der thermische Wärmeverlust an Biomassekesseln bei etwa zwei Prozent der Feuerungsleistung, der Abgasverlust beläuft sich im Bestfall auf etwa 7 %. Dabei ist zu beachten, dass diese

[13] Die Messwerte von Brennstoffmassenstorm bzw. –leistung, Restsauerstoff sowie Verbrennungsluftvolumenstrom bei gegebenem Heizwert korrelieren nicht analytisch korrekt. Dies ergibt sich zum einen aus den Messunsicherheiten der Sensoren, zum andern aus der Mittelwertbildung über den Messzeitraum. Zudem verfälscht der Aufbau der Ansaugluftmessung leicht durch Fremdluft. Es ist davon auszugehen, dass der Luftvolumenstrom höher gemessen wird, als er tatsächlich ist, sodass die Verluste $\dot{Q}_{AG}$ hier tendenziell „überschätzt“ werden. Gleichzeitig deutet der erhöhte Volumenstrom auch auf eine nicht auszuschließende fehlerhafte Messung des Restsauerstoffgehaltes hin.

Werte mit Flüssigkeitstemperaturen um 80°C im Kessel erreicht werden, während im „BioWap“-System etwa 150 °C herrschen. Damit sind Abgas- und thermische Verluste schwieriger zu vermindern.

Das installierte System wurde mit einer erhöhten Isolierdicke im Bereich des Hochtemperaturdesorbers ausgestattet. Es sind jedoch aufgrund der notwendigen Messeinbauten zahlreiche Wärmebrücken zur Umgebung vorhanden, die Leitungslängen zwischen den Komponenten zusätzlich größer. Für die Werte in Tabelle 7-6 ergibt sich daher ein Wärmeverlust über Oberflächen von etwa 7 %.

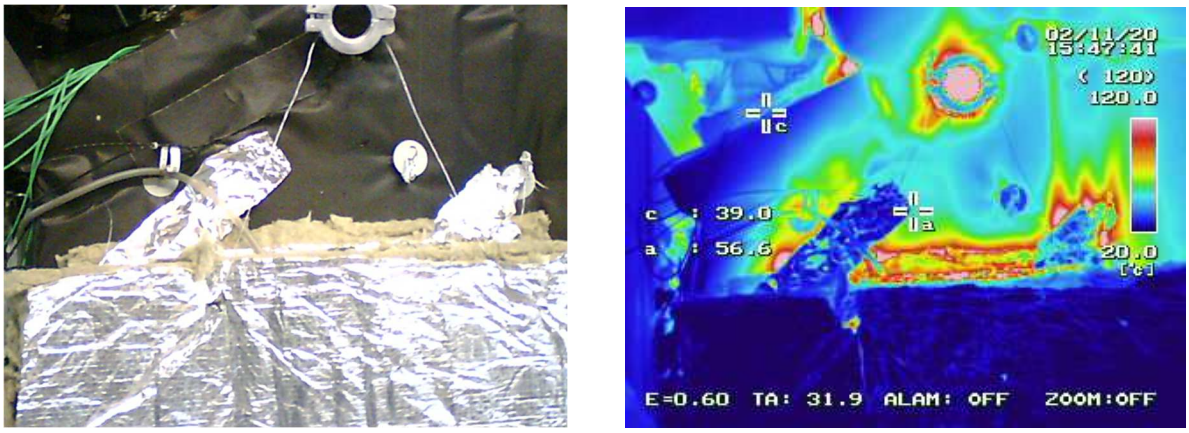


Abbildung 7-15: Aufnahmen unzureichend isolierter Messstellen am HTD

In Abbildung 7-15 sind provisorisch stärker isolierte Messstellen zu sehen, links als Foto, rechts mittels Wärmebildkamera aufgenommen. Im HTD herrschte zu diesem Zeitpunkt eine Fluidtemperatur von etwa 155 °C. Es ist gut zu erkennen, dass einige Ausschnitte wärmer als 120 °C sind. So ist beispielsweise das unisolierte Schauglas zur Füllstandskontrolle sowie der Bereich um dessen Anschluss an den HTD eindeutig als Wärmebrücke zu erkennen.

Mittels Anlegetemperatursensoren wurden zusätzlich die in Abbildung 7-16 gezeigten Temperaturen auf der Isolierungsoberfläche ermittelt, um eine Abschätzung für die Wärmeverluste am HTD treffen zu können. Die Temperaturen wurden in Bereichen gemessen, in denen die Isolierung möglichst homogen ist. Trotzdem ist zu erkennen, dass die Temperaturverteilung stark variiert und die Oberflächentemperatur die üblichen zulässigen Temperaturen hinsichtlich Berührschutz stark überschreitet.

$$\dot{Q}_{Verlust,HTD} = \alpha_{St\&Konv} \cdot \left(T_{Isolierung} - T_{Umgebung}\right) \cdot A_{Isolierung,HTD} \qquad \textbf{Gl. 7-9}$$

Unter der Annahme eines kombinierten Wärmeübergangs $\alpha_{St\&Konv} \approx 20 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ (Strahlung und Konvektion) an die Laborumgebung bei 25 °C und der mittleren HTD-Oberflächentemperatur von 45 °C, lässt sich nach Gleichung 7-9 eine Wärmeverlustleistung von 2,4 kW ermitteln, wenn eine Gesamtfläche der HTD-Isolierung von etwa 5,5 m² angenommen wird.

Zu diesem abgeschätzten Wärmeverlust kommt der Verlust an den externen Leitungen zwischen HT-Kondensator (C2) und der AWP sowie der gesamten internen Verrohrung (Lösungs- und Kältemittelführung) zwischen HTD und AWP (vgl. z.B. Abbildung 6-26 und Abbildung 6-27). Diesen Leitungsabschnitten kann ein Wärmeverlust von etwa 1,7 kW zugeordnet werden. Für eine Feldanlage würden diese Verluste

allein durch wesentlich kürzere Leitungsstränge wesentlich geringer ausfallen. Dies zeigt sich auch am insgesamt höheren Wirkungsgrad bei den Messungen zur Inbetriebnahme mit reinem Wasser (vgl. Abschnitt 7.3.2). Hier liegen die Wärmeverluste einerseits aufgrund geringerer HTD-Temperatur und andererseits aufgrund des Heat-Pipe-Betriebes bei etwa 5,7 % und damit etwas niedriger als beim Hochtemperaturfall.

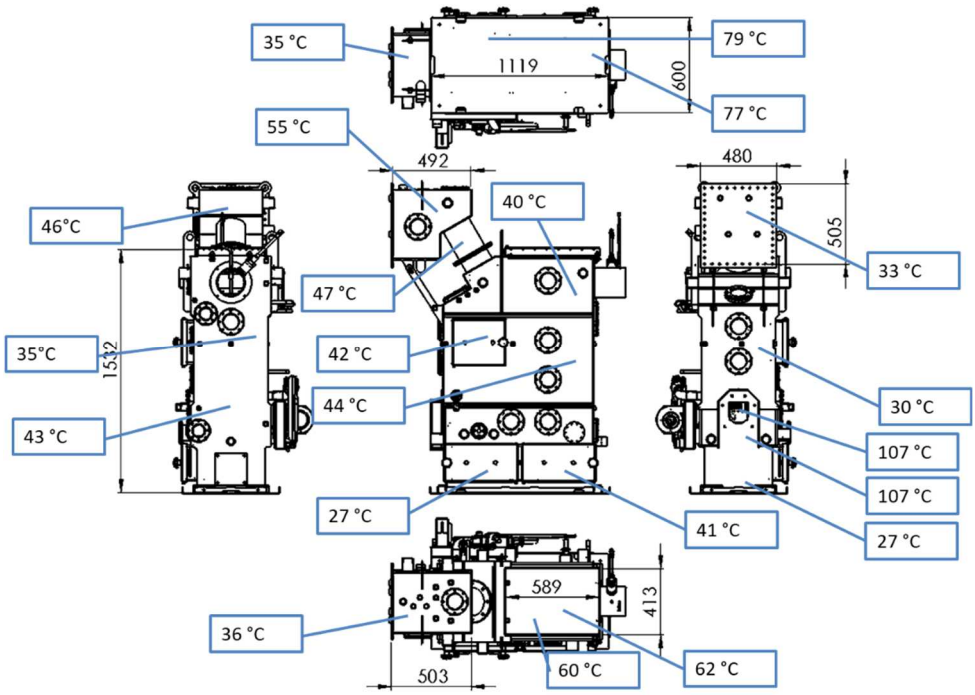


Abbildung 7-16: Mittels Anlegefühler gemessene Oberflächentemperaturen an der HTD-Isolierung im Betrieb

Könnten die Wärmeverluste im Double-Lift-Betrieb (vgl. Tabelle 7-6, Zeile 2) bei einer Brennerleistung von 56,5 kW auf etwa 1 kW reduziert werden ($T_{Isolierung} \leq 35\ °C$), sowie die Rauchgasauskühlung mittels neuartiger Turbulatoren und analytisch korrektem Rauchgasmassenstrom (≈ 0,0315 kg/s) auf 170 °C begrenzt werden, ergäbe sich ein Wirkungsgrad $\eta_{HTD} \approx 89{,}6\ \%$. Der Verlust über das Abgas betrüge dann rechnerisch bei gegebener Brennstoffzusammensetzung $\dot{Q}_{AG} = 4{,}85$ kW.

Bisher konnte dieser Effekt trotz zusätzlich verstärkter Isolierung am HTD nicht nachgewiesen werden. Dies ist Großteils darauf zurückzuführen, dass die kritischen Bereiche in der gegebenen messtechnischen Konfiguration (vgl. z.B. Abbildung 7-15) nicht isoliert werden können, da der Zugriff hierzu gewährleistet sein muss. Es ist jedoch davon auszugehen, dass eine mess- und anlagentechnisch verschlankte Anlage die Anforderungen erfüllen kann.

Einfluss des Brennstoffmanagements und der Verbrennungsregelung

Es ist davon auszugehen, dass die im Labor aufgebaute Konfiguration der Aktoren für die Verbrennung (Brennstoffzuführung, Brennrost, Brennraumtemperatursteuerung) negativen Einfluss auf den Brennstoffausnutzungsgrad hat. Da die gesamte Brennstoffzuführungskette Brennstoffzuführungskette primär für

Holzhackschnitzel ausgelegt wurde, sind die Stokerschnecken etwa 3-Fach größer als für den Pellet-Betrieb notwendig. Daraus ergeben sich folgende, vorab nicht erkannte Nachteile:

- Stärker getakteter Brennstoffeintrag und damit insgesamt unruhigeres Glutbett
- erheblich verlängerte An- und Abfahrzeiten durch hohe Brennstoffmenge in Stoker vor Brennraum (muss zur Rückbrandvermeidung bei Anlagenstillstand leer sein)
- keine Brennrostabkippung im Dauerbetrieb, um träges System für Messungen länger in Betrieb zu halten

Da das Abkippintervall für den gegebenen Brennrost zu lange gewählt wurde, um Das Gesamtsystem aus AWP und HTD ausreichend lang in stabilem Betriebszustand zu halten, bzw. die Abkippung vollständig ausgesetzt wurde, wird die gezielte Primärlufteindüsung nach mehreren Stunden Betrieb zunehmend behindert. Abbildung 7-17 zeigt beispielhaft Asche- und Brennstoffrückstände auf dem Stufenrost des HTD nach einem Versuchstag ohne Abkippen und unvollständiger Ausbrennphase. Dadurch verändert sich das Verhältnis aus Primär- und Sekundärluft, sodass sich das Abbrennen und damit das Flammenverhalten verschlechtert. Dies wiederum hat Auswirkungen auf die Leistungsregelung.

Abbildung 7-17: Asche- und Brennstoffrückstände auf dem Stufenrost des HTD nach ca. 10 h Betrieb ohne Abkippen

Da die Verbrennungsregelung auf eine Temperatur im Brennraum referenziert (vgl. Abschnitt 7.3.1), beginnt das System bei schwankender Brennraumtemperatur zu schwingen. Dieses zunehmend instationäre Verhalten Verschlechtert den Wirkungsgrad, da einerseits der Ausbrand verschlechtert wird, andererseits der durch den Wärmetauscher strömende Rauchgasmassenstrom schwingt. Damit wird die Rauchgasauskühlung also impulsweise verschlechtert. Dies zeigt sich in konstanten Abgastemperaturen bei schwankendem Restsauerstoff und damit variierendem Rauchgasmassenstrom.

Daher ist es für eine optimale Brennstoffausnutzung sowie kontinuierlichen Betrieb zukünftig erforderlich, die Brennstoffzuführung auf den volumetrischen Heizwert abzustimmen. Das Abkippintervall des Brennrostes sollte zudem auch für den aschearmen Brennstoff Holzpellet trotz optimierter Brennrostgeometrie nicht zu hoch liegen.

7.3.5 Verpuffung beim Zünden der Verbrennung

Die vollständige Vermessung des Funktionsmusters des HTD wurde durch einen Zwischenfall zunächst verzögert. Versuche mit geringerer Sicherheitsreserve wurden anschließend aus Sicherheitsgründen nicht mehr an der Anlage durchgeführt.

Durch eine schwere Verpuffung beim Zünden des Kessels, wurden Teile des Hochtemperaturdesorbers und des Kamins zerstört. In Abbildung 7-18 werden Details nach der Verpuffung am Kessel gezeigt. Vor allem der Rauchgastrakt mit Deckel wurde stark beschädigt.

Abbildung 7-18: Schäden nach der Verpuffung am Funktionsmuster des Hochtemperaturdesorbers

Um das Risiko für Prüfstandsmitarbeiter bei einer unwahrscheinlichen, erneuten Verpuffung (sollte sich diese trotz der Anpassungen ereignen) weiter zu minimieren, wurden zusätzliche Sicherheitsmaßnahmen

am Teststand ergriffen Beispielsweise wurde ein verschiebbarer schwerer Vorhang aus PVC und eine Signalampel zur Information der im Labor arbeitenden Personen aufgestellt, sowie eine damit verknüpfte Verhaltensweise kommuniziert. Darüber hinaus wurde auf weitere Versuche zum automatisierten Starten und Stoppen des Systems nicht weitergeführt.

Aufarbeitung der Verpuffung

Die Ursache für die Verpuffung wurde genau untersucht, bevor eine erneute Inbetriebnahme möglich war. Mehrere Hypothesen, beispielsweise Wettereinflüsse am Kamin, falsch montierte Luftklappen etc., wurden sukzessive ausgeschlossen, sodass sich letztlich folgende Ursachen für die Verpuffung herauskristallisierten:

1. Hackgutzündrohr anstatt Pelletzündrohr verbaut.
2. Füllmenge für erste Füllung war nicht passend zum Brennstoff eingestellt.
3. Die Zwischenbelüftungsdauer zwischen den maximal drei Zündversuchen reichte nicht aus um erzeugtes Brenngas abzutransportieren
4. Das Saugzuggebläse war deaktiviert, das Spiralgehäuse dennoch eingebaut, weshalb ein höherer Druckverlust zu langsamerem Gasabtransport führte
5. Brennstofftaster nicht passend für Pelletbetrieb eingestellt.

Die hohe Menge an Brennstoff im Brennraum führte dazu, dass durch das Zündgebläse sehr viel brennbares Gas erzeugt werden konnte, jedoch die Zündtemperatur zunächst nicht erreicht wurde. Bei Zündung wurde dann das Gemisch schlagartig entladen.

Folglich wurden folgende Anpassungen am HTD-Funktionsmuster vorgenommen:

- Materialmenge erste Füllung angepasst
- Anzündrohr ausgetauscht
- Angepassten Brennstoffbegrenzungstaster eingebaut
- Modifizierter Wärmetauscher-Deckel verbaut
- Zwischenbelüftungsdauer verlängert
- Saugzuggebläse nach CFD-Analyse wieder eingebaut

Einschätzung des Unterdrucks im Brennraum durch das Saugzuggebläse mittels CFD

Aufgrund der oben beschriebenen Verpuffung, wurde das Saugzuggebläse mit Hilfe von CFD-Simulationen untersucht und mögliche Schaufelblattmodifikationen (vgl. Abbildung 7-19, Oben) diskutiert. Das Saugzuggebläse sollte einerseits eine weitere Verpuffung vermeiden, andererseits muss sichergestellt sein, dass der Zug im Kessel nicht zu stark ist.

Der Ausbau erfolgte vor der Verpuffung und wurde als Teilursache für den Vorfall identifiziert bzw. hat diesen begünstigt. Ursprünglich sollte mit dem Ausbau des Saugzuggebläses der Einfluss auf den Ausbrand

und damit auf die Brennstoffausnutzung untersucht werden. Das Gebläse muss, da es sich am Abgasstutzen zum Kamin befindet stets mit einer Mindestdrehzahl laufen, um sich selbst bzw. den elektrischen Antrieb außen zu kühlen. Daher wurde die Hypothese aufgestellt, dass das Gebläse stets einen zu starken Unterdruck und damit zu hohe Primär- und Sekundärluftmengen bewirkt.

Das Gebläse hat die Aufgabe, Druckverluste im Rauchgaswärmetauscher auszugleichen, sodass der Kamin die Rauchgase zuverlässig abführen kann. Damit muss am Rauchrohrstutzen ein ausreichender aber nicht zu hoher Unterdruck bereitstehen. Im Falle des HTD wird die Gebläsedrehzahl und damit die Saugleistung abhängig vom Unterdruck im Brennraum geregelt.

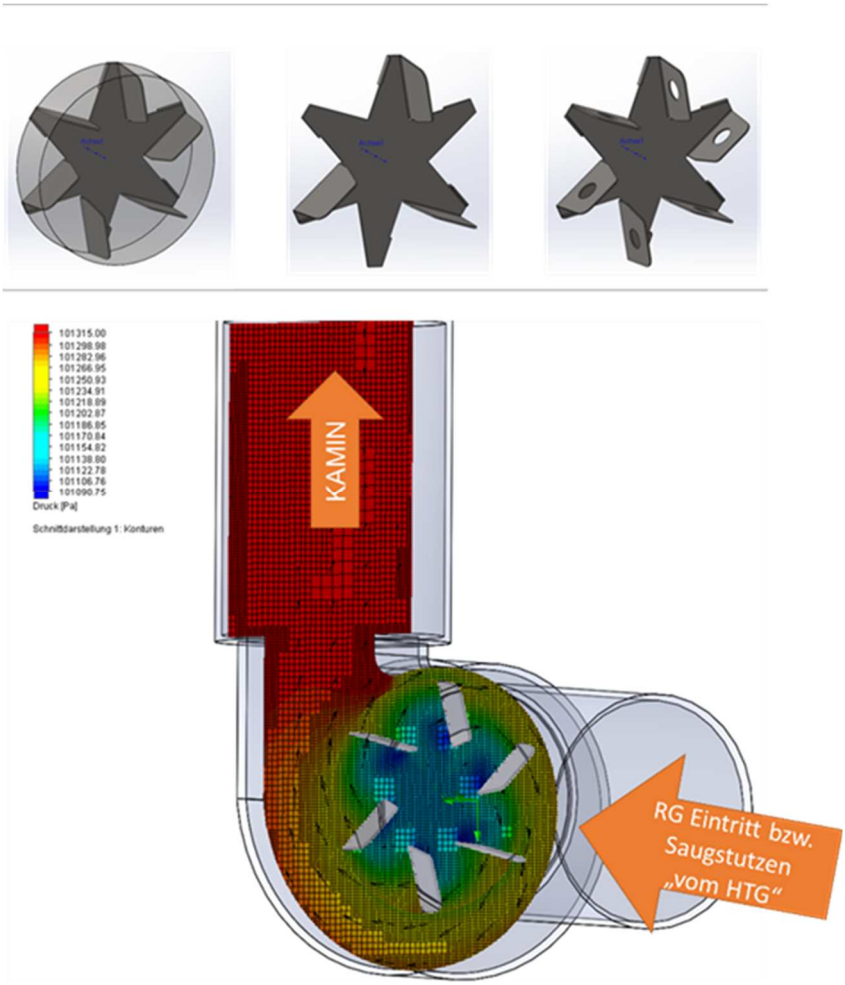


Abbildung 7-19: Skizze des Saugzuggebläses und in CAD modifizierter Schaufelblätter

Nach den CFD-Untersuchungen zeigt sich, dass das Gebläse bei niedrigen Drehzahlen auf die Verbrennung keinen Einfluss haben dürfte, da der Druckhub dann gerade den Druckverlust des Gebläses selbst ausgleicht.

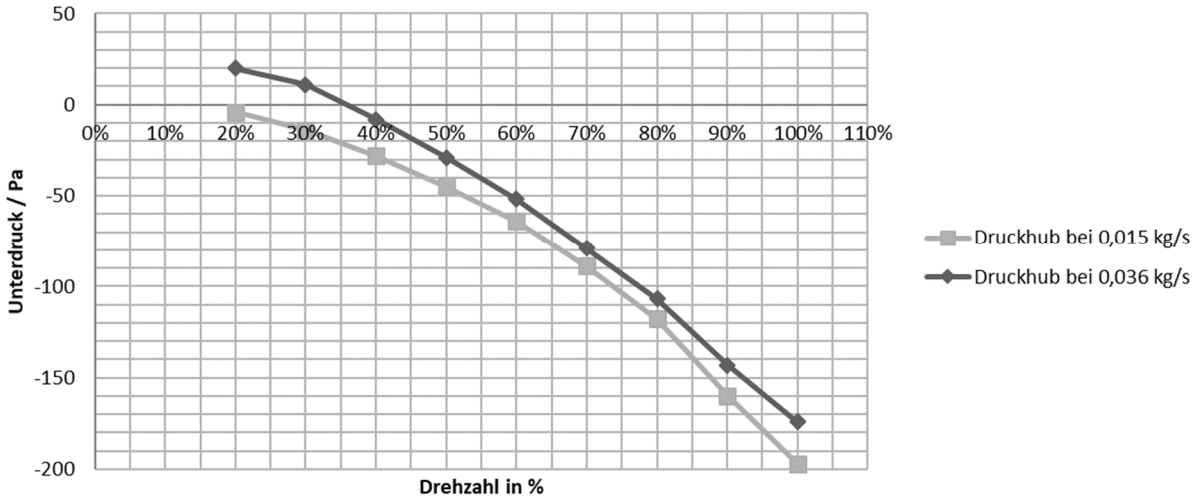


Abbildung 7-20: Voraussichtliche Druckdifferenz vor/nach Saugzuggebläse

In Abbildung 7-20 ist zu erkennen, dass dies sowohl bei gegebenem Nennmassenstrom (hier 0,036 kg/s) als auch bei Teillastmassenstrom für eine Gebläsedrehzahl von 30% bis 40% zutrifft. Es ist also möglich, dass das Gebläse, wenn nötig, weit genug gedrosselt werden kann, bei Saugbedarf jedoch auch aktiv Rauchgas aus dem Wärmetauscher fördern kann. Dementsprechend wurde das Saugzuggebläse wieder montiert. Eine weitere Modifikation der Schaufelblätter wurde letztlich nicht umgesetzt. Die erneuten Tests bestätigten die Erwartungen aus der Simulation.

7.3.6 (Teil-)Automatisierter Betrieb

Der automatisierte Betrieb des Gesamtsystems, also vollautomatisches An- und Abfahren wurden insbesondere aufgrund des in 7.3.5 dargestellten Vorfalls nicht vollständig getestet, obwohl die softwareseitigen Voraussetzungen umgesetzt wurden.

Wie bereits erläutert, wurde die Beschickungsvariante, welche für das Labor am ZAE Bayern gewählt wurde auf den Einsatz mit Hackgut (Schneckengeometrie, Antriebsmotordrehzahl, etc.) ausgelegt. Da Pellets volumenspezifisch einen bis zu dreifach höheren Heizwert haben, kann die Brennstoffzuführung nur mit maximal 15 % arbeiten, was den Regelbereich mehr einschränkt als erwartet.

In Bezug auf die Leistungssteuerung wurden bei HDG Bavaria weitere Untersuchungen angestellt, welche eine rein auf die Brennraumtemperatur gerichtete Leistungssteuerung für „BioWap“ als problematisch erscheinen lassen. Hier besteht weiterer Forschungsbedarf, der über die in diesem Projekt vorgesehenen Arbeitspakete hinausgeht.

Aus genannten Gründen wurde der Test der Automatisierung daher nicht durchgeführt, da diesem eine Ertüchtigung des Prüfstands sowie eine Änderung des Verbrennungs- und Leistungssteuerung vorausgehen muss. Dies war im Rahmen des hier beschriebenen Vorhabens nicht vorgesehen und konnte daher nicht mehr umgesetzt werden. Die Ergebnisse der Untersuchungen legen jedoch nahe, dass gegebene Herausforderungen durch weitergehende Forschungstätigkeiten bewerkstelligt werden können.

7.4 Gekoppelter Betrieb

Nachdem alle Anlagenteile im Labor aufgebaut und in Betrieb genommen waren, sowie deren Vermessung fortgeschritten bzw. teilweise abgeschlossen war, wurden erste Versuche im gekoppelten Betrieb durchgeführt. Durch diese schrittweise Inbetriebnahme sollten eventuell entstehende Schäden am Gesamtsystem die Vermessung der Einzelkomponenten so wenig wie möglich beeinträchtigen.

In Abbildung 7-21 ist die gekoppelte Gesamtanlage (Rack, AWP und HTD mit Brennstoffversorgung) im Labor dargestellt.

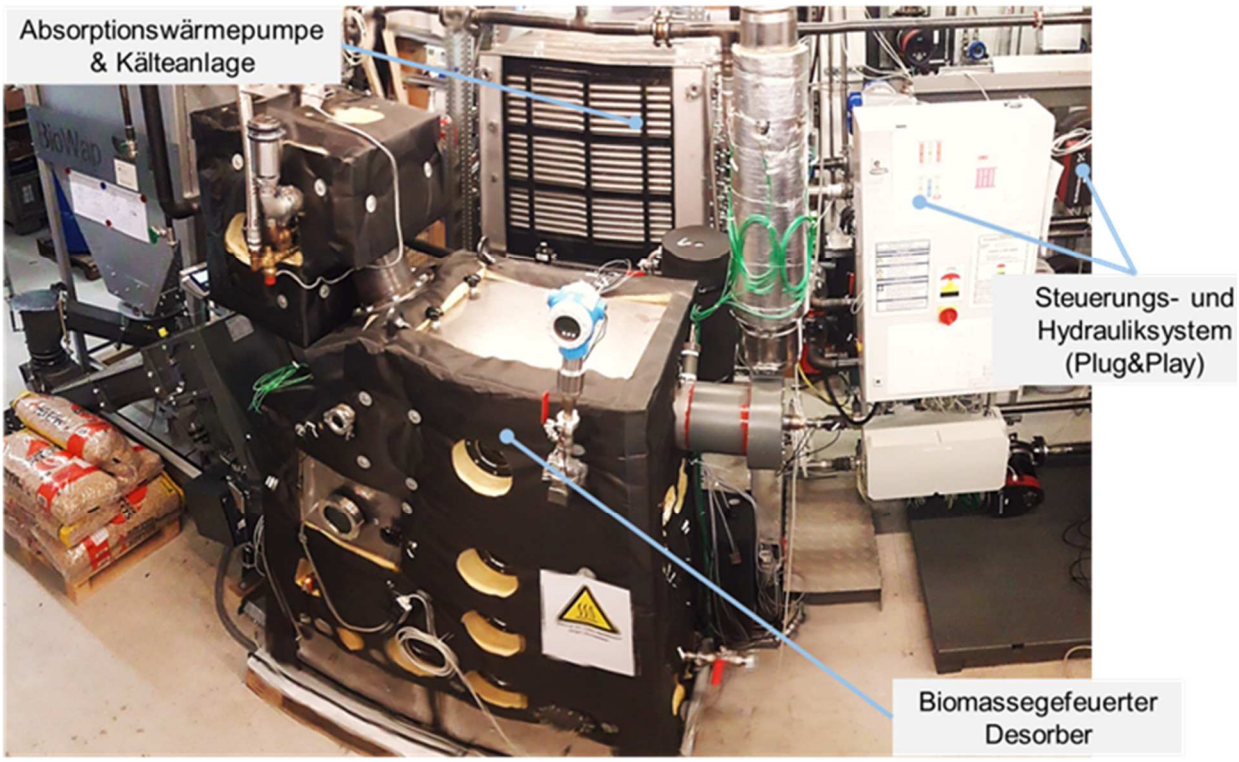


Abbildung 7-21: Im Labor installierte und gekoppelte Gesamtanlage

Die gekoppelte Anlage wurde hinsichtlich folgender Aspekte vermessen:

- Externe Kopplung (lediglich Wärmeaustausch zwischen C2 und D1)
- Externe und interne Kopplung (Wärme- und Stoffaustausch im Double-Effect -Vollastbetrieb)
- An- und Abfahren des Gesamtsystems
- Double-Effect-Teillastbetrieb
- Vergleich interner Lösungsführungsvarianten
- Double-Lift-Betrieb
- Gleitender Übergang zwischen Double-Effect und Double-Lift-Betrieb

7.4.1 Leistungsfähigkeit im Double-Effect-Betrieb

Der im Fokus des Forschungsvorhabens stehende Double-Effect-Modus wurde intensiv untersucht. In Tabelle 7-7 und Tabelle 7-8 sind die hierfür durchgeführten Messungen aufgelistet, wobei bereits hinsichtlich wissenschaftlicher Verwertbarkeit gefiltert wurde.

Die hier gezeigten, insgesamt 36 Versuche wurden hinsichtlich möglichst stationärem Betrieb der Verbrennung und des Absorptionswärmepumpenprozesses ausgewählt und in Spalten angeordnet. Die aufgelisteten Messstellen bzw. daraus abgeleiteten Berechnungsergebnisse geben die entscheidenden Größen zur Beurteilung des Systems in den Zeilen wider.

Die Messwerte sind in diesen Tabellen sortiert in absteigender Priorisierung nach aufsteigendem Wert in der Reihenfolge „$T_{Wärme}$ (Rücklauf) → $T_{Kälte}$ (Rücklauf) → BUE_h, und zuletzt $\dot{Q}_B$“.

Die eingetragene Messunsicherheit „u“ gibt in den Tabellen die Sensorgenauigkeit inklusive der Messdatenverarbeitung in der Einheit des Messwertes wider.

Variiert wurden neben der Brennerleistung $\dot{Q}_B$ zwischen 40,3 kW und 58,2 kW in den Versuchen im Wesentlichen die Temperaturen

- $T_{Kälte}$ (Vorlauf) zwischen 4 °C und 10 °C,
- $T_{Kälte}$ (Rücklauf) zwischen 8 °C und 15 °C,
- $T_{Wärme}$ (Rücklauf) zwischen 30 °C und 35 °C,
- $T_{Wärme}$ (Vorlauf) zwischen 39 °C und 43 °C.

Auffällig ist, dass der Effizienzkennwert η_{HTD} variiert und eine relativ hohe Messunsicherheit aufweist. Dies ist vor allem der indirekten Ermittlung der Leistung am HTD geschuldet. Die prozessseitigen Kennzahlen (ξ_{heat} und ξ_{cool}) bewegen sich auf gleichbleibendem Niveau, ebenso wie die Kennzahlen des BUE_x. Wie zu erwarten variiert die Abgastemperatur T_{AG} mit der Brennerleistung $\dot{Q}_B$, ebenso wie die Wärme- und Kälteleistung ($\dot{Q}_R$ und $\dot{Q}_{E1}$) mit sinkender Antriebsleistung sinkt.

Auswirkungen der Heiz- oder Kühltemperaturen auf den Systemwirkungsgrad sind nicht signifikant erkennbar, die Systemwirkungsgrade (η_{HTD}, BUE_x, ξ_{heat} und ξ_{cool}) sind also nur geringfügig von den im Rahmen der im Double-Effect-Modus möglichen, gewählten Temperaturniveaus abhängig.

Der BUE_h als Kennzahl für den Brennstoffausnutzungsgrad für Heizzwecke liegt im Mittel bei 1,74. Damit können mit dem bestehenden System zusätzlich 90 % nutzbare Wärme bereit gestellt werden im Vergleich zu einem konventionellen Heizkessel mit dem Wirkungsgrad $BUE_h \approx 0{,}92$. Das im Vorhaben angestrebte Ziel von Brennstoff- und Emissionseinsparungen um 50 %, also 100 % zusätzlich nutzbare Wärme, ist damit nahezu erreicht. Optimierungen zur im Abschnitt 7.3.4 beschriebenen, realistischen Wirkungsgradsteigerung des η_{HTD} von im Mittel 77,9 % auf 88 % würden dieses Projektziel übererfüllen.

Tabelle 7-7:Auflistung aller quasistationären Versuche für den Double-Effect-Modus (Teil 1)

		#1	#2	#3	#4	#5	#6	#7	#8	#9	#10	#11	#12	#13	#14	#15	#16	#17	#18
$T_{Kälte}$ (VL)	℃	7,3	7,8	7,4	7,5	7,4	7,5	7,4	7,8	7,3	5,7	5,9	4,5	3,9	4,2	4, 0	4,0	4,6	4,0
u	K	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
$T_{Kälte}$ (RL)	℃	11,8	12,0	11,9	11,9	12,0	11,9	11,9	11,9	12,0	9,5	9,1	7, 9	7,9	7,9	7,9	7,9	7,9	7,9
u	K	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09
$T_{Wärme}$ (VL)	℃	39,0	38,4	38,8	38,0	38,2	38,1	38,2	38,4	38,4	38,4	37,8	38,3	39,8	38,8	39,8	39,8	39,9	39,8
u	K	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16
$T_{Wärme}$ (RL)	℃	29,8	29,9	29,9	29,9	29,9	29,9	29,9	29,9	29,9	30,5	30,6	30,9	30,9	30,9	30,9	30,9	30,9	30,9
u	K	0,19	0,19	0,19	0,18	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,18	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19
T_{Hub}	K	31,7	30,6	31,3	30,5	30,8	30,6	30,8	30,6	31,0	32,7	32,0	33,7	35,9	34,6	35,8	35,8	35,3	35,8
u	K	0,19	0,20	0,20	0,19	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19
$\dot{Q}_{E1}$	kW	44,5	41,7	44,7	51,6	53,2	52,2	52,8	41,2	53,8	37,1	32,1	33,4	40,1	37,0	39,4	39,5	52,0	39,4
u	kW	1,45	1,46	1,45	1,71	1,71	1,71	1,71	1,46	1,71	1,37	1,36	1,31	1,30	1,31	1,30	1,30	2,04	1,30
$\dot{Q}_{A1}$	kW	54,0	50,0	52,2	62,9	64,7	63,6	64,2	49,5	65,4	46,0	40,4	42,3	49,6	46,8	48,9	49,0	64,0	48,9
u	kW	2,19	2,18	2,19	2,89	2,90	2,90	2,91	2,18	2,90	2,19	2,18	2,19	2,07	2,20	2,07	2,07	2,73	2,08
$\dot{Q}_{C1}$	kW	25,7	23,6	24,5	30,7	31,3	31,0	31,2	23,9	31,7	22,6	22,1	21,8	22,4	21,8	22,6	22,7	31,1	23,1
u	kW	2,02	2,02	2,02	2,70	2,70	2,70	2,70	2,02	2,70	2,04	2,04	2,05	1,92	2,05	1,92	1,92	2,53	1,92
$\dot{Q}_{D1}$	kW	23,4	20,7	23,6	27,4	28,3	27,7	28,2	20,8	28,9	20,2	19,8	19,6	20,6	19,9	21,2	21,2	28,6	21,6
u	kW	2,46	2,02	2,44	2,58	2,59	2,58	2,58	2,02	2,58	2,07	2,04	2,10	2,14	2,14	2,14	2,15	2,22	2,16
$\dot{Q}_{C2}$	kW	23,2	20,8	23,5	27,5	28,3	27,8	28,2	20,9	28,9	20,4	20,1	19,9	20,8	20,1	21,4	21,4	28,9	21,9
u	kW	2,01	2,01	2,14	2,14	2,14	2,58	2,58	2,20	2,58	2,22	2,64	2,61	2,03	2,80	2,14	2,79	2,13	2,16
$\dot{Q}_{R}$	kW	79,8	73,6	76,7	93,7	96,0	94,6	95,4	73,3	97,1	68,6	62,5	64,1	71,9	68,6	71,5	71,7	95,2	72,0
u	kW	2,98	2,97	2,98	3,96	3,96	3,96	3,97	2,98	3,96	2,99	2,99	3,00	2,83	3,01	2,83	2,83	3,72	2,83
$\dot{Q}_{HTD}$	kW	35,3	31,9	31,9	42,1	42,8	42,4	42,6	32,1	43,2	31,5	30,4	30,7	31,9	31,6	32,1	32,2	43,2	32,6
u	kW	2,59	2,59	2,42	2,42	2,42	3,32	3,32	3,44	3,33	3,45	3,49	3,32	2,54	3,15	2,53	3,16	2,53	2,54
ξ_{cool}	-	1,3	1,3	1,4	1,2	1,2	1,2	1,2	1,3	1,2	1,2	1,1	1,1	1,3	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
u	-	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
ξ_{heat}	-	2,3	2,3	2,4	2,2	2,2	2,2	2,2	2,3	2,2	2,2	2,1	2,1	2,3	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2
u	-	0,13	0,14	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,14	0,12	0,13	0,13	0,14	0,12	0,14	0,12	0,14	0,12	0,12
$\dot{Q}_{B}$	kW	43,5	41,7	42,0	50,9	54,8	50,0	51,9	44,8	50,7	43,3	44,7	43,3	40,3	43,7	42,7	43,2	54,4	44,3
u	kW	0,28	0,32	0,34	0,29	0,29	0,29	0,29	0,32	0,29	0,29	0,28	0,28	0,29	0,29	0,28	0,28	0,29	0,27
T_{AG}	℃	156,2	158,8	154,4	173,7	175,5	174,3	174,9	158,9	175,9	161, 5	160,3	164,5	162,8	163,2	163,2	163,7	179,4	165,1
u	K	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19
η_{HTD}	%	81,1	76,6	76,1	82,6	78,0	84,9	82,2	71,7	85,3	72,6	68,0	70,8	79,0	72,4	75,2	74,7	79,4	73,6
u	%	5,8	6,2	5,7	5,6	6,0	6,7	6,8	7,2	6,5	6,7	6,5	6,9	5,7	7,4	5,8	6,6	5,8	6,2
EER	-	88,9	86,7	89,3	87,0	90,0	88,3	89,1	85,2	90,9	76,9	66,4	69,4	84,8	76,6	83,7	83,7	85,4	83,1
u	-	3,02	3,04	2,77	2,77	2,76	2,89	2,90	3,30	2,89	3,26	2,83	3,13	2,82	3,01	2,71	2,98	2,72	2,72
COP	-	159,4	153,0	153,1	157,9	162,3	160,1	161,1	151,5	163,9	142,2	129,2	133,0	152,2	142,2	151,8	151,9	156,4	151,9
u	-	4,44	4,46	4,34	4,33	4,32	4,82	4,83	4,46	4,83	4,45	5,26	4,54	4,43	4,39	4,49	4,40	4,50	4,55
BUE_h	-	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,9	1,8	1,6	1,9	1,6	1,4	1,5	1,8	1,6	1,7	1,7	1,7	1,6
u	-	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,07	0,08	0,06	0,08	0,07	0,08	0,07	0,07
BUE_c	-	1,0	1,0	1,1	1,0	1,0	1,0	1,0	0,9	1,1	0,9	0,7	0,8	1,0	0,8	0,9	0,9	1,0	0,9
u	-	0,04	0,04	0,04	0,04	0,03	0,04	0,04	0,04	0,04	0,03	0,03	0,03	0,04	0,03	0,03	0,03	0,04	0,03
BUE_{hc}	-	2,86	2,77	2,89	2,85	2,72	2,94	2,86	2,56	2,98	2,44	2,12	2,25	2,78	2,42	2,60	2,58	2,70	2,52
u	-	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,06	0,06	0,06	0,06	0,05	0,06	0,06	0,05	0,06	0,05	0,05	0,05	0,05

Tabelle 7-8:Auflistung aller quasistationären Versuche für den Double-Effect-Modus (Teil 2)

		#19	#20	#21	#22	#23	#24	#25	#26	#27	#28	#29	#30	#31	#32	#33	#34	#35	#36
$T_{Kälte}$ (VL)	℃	4,0	4,7	5,3	4,9	5,2	4,6	4,3	4,3	5,0	5,6	10,2	9,9	9,9	9,9	9 ,9	10,0	9,9	10,0
u	K	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
$T_{Kälte}$ (RL)	℃	8,0	8,0	8,9	8,0	8,5	8,0	7,9	8,0	8,0	9,0	15,0	15,0	15,0	15 ,0	15,0	15,0	14,9	14,9
u	K	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
$T_{Wärme}$ (VL)	℃	39,3	39,3	40,0	38,8	38,6	38,8	38,9	39,4	39,0	39,9	43,5	43,2	43,1	43,1	43,2	43,2	43,0	43,1
u	K	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,17	0,17	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18
$T_{Wärme}$ (RL)	℃	30,9	30,9	30,9	30,9	30,9	30,9	31,0	31,0	31,3	31,3	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9	35,0
u	K	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
T_{Hub}	K	35,3	34,6	34,7	33,9	33,4	34,1	34,7	35,1	33,9	34,4	33,2	33,3	33,2	33,2	33,2	33,2	33,1	33,2
u	K	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,19	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21
$\dot{Q}_{E1}$	kW	39,5	50,1	55,1	47,3	45,4	45,1	36,6	49,6	45,0	52,3	49,7	53,2	53,1	53,0	52,9	52,3	52,5	52,0
u	kW	1,30	2,04	2,09	2,05	1,88	1,78	1,31	1,77	2,03	2,10	1,66	1,66	1,66	1,66	1,66	1,66	1,66	1,66
$\dot{Q}_{A1}$	kW	50,0	62,3	67,6	59,0	56,8	55,8	46,3	61,5	55,7	64,1	59,8	64,3	63,7	63,7	63,6	62,9	63,0	62,5
u	kW	2,21	2,83	2,85	2,82	2,78	2,64	2,20	2,65	2,78	2,86	2,82	3,13	3,13	3,13	3,13	3,07	3,12	3,09
$\dot{Q}_{C1}$	kW	22,7	30,1	33,1	28,2	27,0	25,4	22,5	26,0	28,9	31,6	29,1	31,1	30,9	31,0	31,4	30,6	30,5	30,4
u	kW	2,06	2,63	2,64	2,63	2,60	2,46	2,06	2,47	2,60	2,65	2,63	2,93	2,93	2,93	2,93	2,88	2,93	2,89
$\dot{Q}_{D1}$	kW	20,8	26,4	30,0	24,1	24,2	23,4	20,8	29,1	27,5	29,9	27,1	28,2	28,2	28,3	28,8	28,1	28,0	28,0
u	kW	2,17	2,22	2,21	2,20	2,61	2,80	2,13	2,79	2,22	2,21	2,62	2,67	2,65	2,65	2,66	2,65	2,64	2,63
$\dot{Q}_{C2}$	kW	21,1	26,7	30,2	24,4	24,4	23,4	21,0	29,2	28,8	29,9	27,2	28,4	28,4	28,5	29,0	28,2	28,1	28,2
u	kW	2,09	2,64	2,65	2,61	2,65	2,21	2,21	2,58	2,22	2,58	2,22	2,64	2,46	2,63	2,67	2,16	2,07	2,44
$\dot{Q}_{R}$	kW	72,7	92,4	100,7	87,2	83,7	81,1	68,9	87,5	84,6	95,7	88,8	95,4	94,6	94,7	94,9	93,5	93,5	92,9
u	kW	3,02	3,87	3,89	3,85	3,81	3,61	3,01	3,62	3,80	3,90	3,86	4,28	4,28	4,28	4,28	4,21	4,28	4,23
$\dot{Q}_{HTD}$	kW	33,2	42,3	45,6	39,9	38,3	36,1	32,2	37,9	39,6	43,4	39,1	42,1	41,5	41,8	42,1	41,2	41,0	40,9
u	kW	2,52	3,49	3,49	3,24	3,49	3,50	3,51	3,32	3,40	3,32	3,37	3,45	2,60	3,46	3,50	2,42	2,55	2,60
ξ_{cool}	-	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,1	1,3	1,1	1,2	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
u	-	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
ξ_{heat}	-	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,1	2,3	2,1	2,2	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3	2,3
u	-	0,12	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,12	0,14	0,12	0,13	0,13	0,12	0,13	0,13	0,12	0,12	0,14
$\dot{Q}_{B}$	kW	41,3	51,7	58,2	48,3	49,0	43,3	43,8	49,0	56,3	56,3	53,3	51,0	54,8	51,5	49,6	51,6	52,0	51,5
u	kW	0,28	0,30	0,29	0,32	0,32	0,33	0,27	0,33	0,31	0,30	0,32	0,31	0,32	0,32	0,31	0,32	0,32	0,32
T_{AG}	℃	176,3	180,8	183,1	176,7	182,8	170,9	163,8	183,3	174,4	189, 8	168,6	175,7	173,4	174,5	175,5	173,2	172,3	171,9
u	K	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19
η_{HTD}	%	80,5	81,7	78,3	82,6	78,3	83,3	73,6	77,5	70,3	77,0	73,3	82,7	75,8	81,0	84,7	80,0	78,9	79,3
u	%	5,8	6,8	6,9	6,2	7,2	6,1	6,3	6,6	6,2	6,2	6,3	6,8	6,1	6,8	7,0	5,5	5,9	6,3
EER	-	82,4	80,0	87,3	76,0	75,3	76,1	76,0	83,5	71,4	83,4	90,2	91,8	90,7	90,9	90,6	90,7	89,9	89,9
u	-	2,73	2,84	2,85	3,02	2,85	3,32	3,35	2,89	3,23	2,89	3,35	2,88	2,90	2,87	2,86	2,75	2,84	2,91
COP	-	151,7	147,5	159,4	140,1	138,8	137,1	142,8	147,3	134,2	152,4	161,2	164,4	161,6	162,6	162,7	162,2	160,2	160,6
u	-	4,48	5,27	5,29	5,05	5,28	4,45	4,48	4,80	4,34	4,83	4,42	5,25	4,31	5,26	5,31	4,31	4,47	4,30
BUE_h	-	1,8	1,8	1,7	1,8	1,7	1,9	1,6	1,8	1,5	1,7	1,7	1,9	1,7	1,8	1,9	1,8	1,8	1,8
u	-	0,07	0,08	0,08	0,07	0,08	0,07	0,07	0,08	0,07	0,07	0,07	0,08	0,07	0,08	0,08	0,07	0,07	0,07
BUE_c	-	1,0	1,0	0,9	1,0	0,9	1,0	0,8	1,0	0,8	0,9	0,9	1,0	1,0	1,0	1,1	1,0	1,0	1,0
u	-	0,03	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,03	0,04	0,04	0,04	0,03	0,04	0,03	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
BUE_{hc}	-	2,72	2,75	2,68	2,78	2,64	2,91	2,41	2,80	2,30	2,63	2,60	2,91	2,70	2,87	2,98	2,83	2,81	2,81
u	-	0,05	0,06	0,06	0,05	0,06	0,05	0,05	0,06	0,05	0,05	0,05	0,06	0,05	0,06	0,06	0,05	0,05	0,05

Die wichtigsten Kenngrößen werden folgend für den in Tabelle 7-8 aufgelisteten Versuch #28 exemplarisch dargelegt und in Tabelle 7-9 vergleichend mit den Auslegungsdaten der Systemsimulation hervorgehoben. Diese Versuchsauswahl orientierte sich an der brennstoffbezogenen Antriebsleistung $\dot{Q}_B$. Diese Leistung ergab für die Systemsimulation in EES (vgl. Abschnitte 6.3.1 und 6.3.2) bei einem angenommenen brennstoffspezifischen Wirkungsgrad von η_{HTD} = 88 % eine im Hochtemperaturdesorber eingekoppelte Leistung von 50 kW und entspricht damit den gewünschten Nennbedingungen.

Aus dieser Auslegungssimulation wurden die theoretisch notwendigen Randbedingungen für den Betrieb des Wärmepumpensystems im Labor abgeleitet. Entsprechend wurden konstante Volumenströme (intern und extern) sowie konstante Rücklauftemperaturen ($T_{Kälte}$ und $T_{Wärme}$) am Wärmepumpensystem eingestellt.

Tabelle 7-9: Gegenüberstellung der Messergebnisse des Wärmepumpensystems im Labor mit den Auslegungsdaten der Systemsimulation für den Double-Effect-Modus

	Auslegung bzw. Simulation	**Messung am Labor-Funktionsmuster**	**Messunsicherheit u**
$T_{Kälte}$ (Vorlauf)	4 ℃	5,6 ℃	±0,10 K
$T_{Kälte}$ (Rücklauf)	8 ℃	9,0 ℃	±0,09 K
$T_{Wärme}$ (Vorlauf)	41 ℃	39,9 ℃	±0,17 K
$T_{Wärme}$ (Rücklauf)	31 ℃	31,3 ℃	±0,19 K
T_{Hub}	37 K	34,4 K	±0,19 K
$\dot{Q}_{E1}$	61,5 kW	52,3 kW	±2,10 kW
$\dot{Q}_{A1}$	77 kW	64,1 kW	±2,86 kW
$\dot{Q}_{C1}$	34,1 kW	31,6 kW	±2,65 kW
$\dot{Q}_{D1}$	33,6 kW	29,9 kW	±2,21 kW
$\dot{Q}_{C2}$	33,6 kW	29,9 kW	±2,58 kW
$\dot{Q}_{R}$	111,1 kW	95,7 kW	±3,90 kW
$\dot{Q}_{HTD}$	50 kW	43,4	±3,32 kW
ξ_{cool}	1,23	1,21	±0,01
ξ_{heat}	2,22	2,21	±0,12
$\dot{Q}_{B}$	56,8 kW	56,3	±0,30 kW
T_{AG}	-	189,8 ℃	±4,19 K
η_{HTD}	88 %	77 %	±6,2 %
EER	-	83,4	±2,89
COP	-	152,4	±4,83
BUE_h	1,96	1,70	±0,07
BUE_c	1,08	0,93	±0,04
BUE_{hc}	3,04	2,63	±0,05

Die Messungen am Funktionsmuster zeigen für den Double-Effect-Betrieb eine sehr gute Übereinstimmung mit den in der Vorauslegung simulierten Prozessparametern, wobei eine Diskrepanz zwischen den sehr gut

passenden Kennzahlen zur Bewertung des Wärmepumpenprozesses (ξ_{heat} und ξ_{cool}) und den stärker abweichenden verbrennungsspezifischen Kennzahlen (η_{HTD} und BUE_x) zu erkennen ist.

Mit Hilfe der durch Brennstoff zugeführten Leistung von 56,3 kW stellt das System 95,7 kW Heizwärme auf einem Temperaturniveau zwischen 31,3 °C und 39,9 °C bereit. Der über den Kaltwasserkreis zwischen 9 °C und 5,6 °C zugeführte Niedertemperaturwärmeanteil beträgt dabei 52,2 kW.

Vor allem aufgrund von am Teststand nicht vermeidbaren Wärmeverlusten ist der Wirkungsgrad η_{HTD} wie bereits in Abschnitt 7.3.4 beschrieben stark vermindert. Folglich liegt die effektiv für den Desorptionsprozess eingekoppelte Leistung $\dot{Q}_{HTD}$ etwa 13 % niedriger als angenommen, also bei 43,4 kW statt 50 kW. Dadurch verringern sich anteilig die erzielten Leistungen an den einzelnen Komponenten C2, D1, C1, A1 sowie E1. Aufgrund der für den Nennbetrieb konstant festgesetzten Volumenströme am Hydraulikrack werden die in der Auslegung festgesetzten Vorlauftemperaturen $T_{Kälte}$ und $T_{Wärme}$ bei den verminderten Leistungen an den Komponenten nicht erreicht.

Die unabhängig von der rauchgasseitigen Wärmetauschergüte bewertenden Kennzahlen ξ_{heat} und ξ_{cool} treffen den Auslegungswert hingegen sehr gut. Folglich ist der Wärmepumpenprozess erfolgreich umgesetzt worden, die Leistungs- und Funktionsfähigkeit des Systems nachgewiesen.

Es ist davon auszugehen, dass eine Optimierung der Verbrennung wie in Abschnitt 7.3.4 dargelegt für ein feldtesttaugliches Funktionsmuster den für die Auslegung angenommenen Wirkungsgrad von η_{HTD} = 88 % ermöglicht. Damit würden auch die Kennzahlen BUE_x, welche verbrennungsseitige und prozessspezifische Effizienzen kombiniert berücksichtigen, das erwartete Niveau erreichen.

Hervorzuheben ist, dass die im beschriebenen Versuch bereits erreichte BUE_h zum Zeitpunkt der Berichterstellung im Vergleich zu konventionellen Biomasseheizkesseln weit überragt. Während die Messungen am „BioWap“-System eine BUE_h = 1,7 für Heizzwecke ergeben, erreichen effiziente, marktübliche Heizkessel eine BUE_h = 0,92. Ferner ist die bereits sehr effiziente Kältebereitstellung mit BUE_c = 0,93 einer marktüblichen Effizienz[14] von BUE_c = 0,64 gegenüberzustellen.

Die Kennzahlen COP und EER bescheinigen dem System bereits einen sehr geringen elektrischen Hilfsenergiebedarf[15] von etwa 1 % der thermischen Nutzleistung.

[14] Einstufige Absorptionskältemaschine mit Warmwasserantrieb aus Biomassekessel

[15] Der elektrische Bedarf P_{el} setzt sich für die zweistufigen Betriebsmodi aus der gemessenen Anschlussleistung von Hydraulikrack, Absorptionswärmepumpe und Hochtemperaturdesorber inklusive Brennstoffzuführung zusammen. Der Leistungsbedarf für nicht betriebsrelevante Sensoren wurde nicht berücksichtigt. Die durch messtechnische Einbauten erhöhte Pumpleistung der externen Kreise am Hydraulikrack wurde durch Druckverlustmessungen an den Wasserkästen der AWP kompensiert, sodass nur der verminderte, betriebsrelevante Leistungsbedarf dieser Pumpen in COP und EER einfließt.

7.4.2 Leistungsfähigkeit im Double-Lift-Betrieb

Der Double-Lift-Modus zeichnet sich durch besonders hohen Temperaturhub aus. Die Effizienz und Kälteleistung ist daher im Vergleich zum Double-Effect-Betrieb merklich geringer. Wie bereits mehrfach beschrieben lag der Fokus dieses Forschungsvorhabens nicht auf den Ergebnissen der Messungen dieses Betriebsmodus.

Dennoch wurde in 8 Versuchstagen bzw. Messläufen die stationäre Leistungsfähigkeit des „BioWap“-Systems untersucht. Bei gleichen Randbedingungen konnten sehr ähnliche, reproduzierbare Messergebnisse erzielt werden.

Die wichtigsten Kennzahlen sind in Tabelle 7-10 zusammengefasst. Es lassen sich auch für den Double-Lift-Betrieb die bereits im Abschnitt 7.4.1 dargelegten Erkenntnisse spiegeln. Würde der brennstoffspezifische Wirkungsgrad η_{HTD} den Auslegungsbedingungen entsprechen, so könnten die in der Simulation ermittelten Kennwerte erreicht werden.

Ergänzend muss der erreichte, besonders hohe Temperaturhub im Mittel von 84,5 K, also von 5,7 °C auf 90,2 °C betont werden. Dieser innovative Wärmepumpeneffekt ermöglicht die Nutzung von Umweltwärmequellen zur effizienten Bereitstellung sehr hoher Warmwassertemperaturen, wenngleich die Nutzwärmeleistung mit 57,9 kW geringer ausfällt als im Double-Effect-Modus mit einem niedrigeren Temperaturhub von im Mittel 33,3 K. Die wärmebezogene Kennzahl BUE_h zeigt bei diesem hohen Temperaturniveau eine Brennstoffausnutzung von etwa 100 % an.

Zusätzlich zu den beiden Betriebsmodi wurde zudem ein gleitender Übergang vom Double-Effect und Double-Lift-Betrieb erfolgreich getestet. Hierfür wurde die Wärmeauskopplung im mittleren Temperaturniveau gedrosselt und sukzessive Wärme bei hohen Temperaturen am Hochtemperaturkondensator ausgekoppelt. Gleichzeitig wurde die „Kältemittel-Komponente“ der mittleren Temperatur- bzw. Druckstufe (im DL-Modus Verdampfer E2) mittels zusätzlicher Kältemittelpumpe allmählich „zwangsberieselt“. Der Versuch konnte reibungslos und erfolgreich durchgeführt werden. Es ist also möglich mit dem entwickelten System verschiedenste Nutztemperaturen während des Betriebs zu ermöglichen und bedarfsgerecht anzusteuern bzw. auszukoppeln. Somit könnten beispielsweise im laufenden Betrieb je nach Bedarf sowohl ein Warmwasserspeicher für Brauchwarmwasser, als auch Heizwärmespeicher bedient werden.

Tabelle 7-10: Gegenüberstellung der Messergebnisse des Wärmepumpensystems im Labor mit den Auslegungsdaten der Systemsimulation für den Double-Lift-Modus

		#1	#2	#3	#4	#5	#6	#7	#8	Mittelwert
$T_{Kälte}$ (VL)	℃	5,7	5,7	5,6	5,7	5,7	5,7	5,7	5,7	**5,7**
u	K	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	**0,1**
$T_{Kälte}$ (RL)	℃	8,0	7,9	7,9	7,9	8,0	7,9	8,0	7,9	**8,0**
u	K	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	**0,1**
$T_{Wärme}$ (VL)	℃	89,9	89,9	90,3	90,0	90,4	90,0	90,5	90,4	**90,2**
u	K	0,33	0,33	0,34	0,33	0,34	0,33	0,34	0,34	**0,3**
$T_{Wärme}$ (RL)	℃	79,9	80,0	80,0	80,0	80,0	80,0	80,0	80,1	**80,0**
u	K	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31	**0,3**
T_{Hub}	K	84,2	84,2	84,7	84,3	84,7	84,3	84,8	84,7	**84,5**
u	K	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	**0,3**
$\dot{Q}_{E1}$	kW	13,1	13,1	13,5	13,2	13,4	13,0	13,4	13,2	**13,2**
u	kW	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	**0,8**
$\dot{Q}_{A1}$	kW	17,2	17,2	18,0	17,3	17,8	17,2	18,0	17,6	**17,5**
u	kW	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	**1,5**
$\dot{Q}_{E2}$	kW	16,6	16,6	17,2	16,7	17,1	16,5	17,3	16,8	**16,8**
u	kW	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	**1,5**
$\dot{Q}_{A2}$	kW	23,5	23,4	24,2	23,5	24,1	23,3	24,3	23,6	**23,7**
u	kW	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	**2,5**
$\dot{Q}_{C1}$	kW	33,0	33,1	34,9	33,3	35,1	33,1	35,6	35,1	**34,1**
u	kW	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	**2,6**
$\dot{Q}_{R}$	kW	56,5	56,8	56,4	56,5	59,1	58,7	59,1	59,9	**57,9**
u	kW	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	**2,6**
$\dot{Q}_{HTD}$	kW	20,6	20,7	21,7	20,8	21,6	20,6	21,9	21,2	**21,1**
u	kW	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	**1,7**
ξ_{cool}	-	0,30	0,30	0,30	0,30	0,29	0,30	0,29	0,29	**0,3**
u	-	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	**0,0**
ξ_{heat}	-	1,30	1,30	1,30	1,30	1,29	1,30	1,29	1,29	**1,3**
u	-	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	**0,0**
$\dot{Q}_{B}$	kW	54,7	55,8	55,2	53,9	56,5	58,2	58,1	57,3	**56,2**
u	kW	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	**0,8**
T_{AG}	℃	194	194	194	194	194	194	195	193	**194,0**
u	K	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	**4,2**
η_{HTD}	%	79,2	77,8	82,6	80,9	81,1	74,5	80,1	79,5	**79,5**
u	%	3,3	3,2	3,1	3,2	3,1	3,0	3,0	3,2	**3,1**
EER	-	29	29	30	29	30	29	30	29	**29,3**
u	-	1,74	1,73	1,75	1,73	1,74	1,72	1,73	1,74	**1,7**
COP	-	125	125	132	125	132	124	132	130	**128,1**
u	-	5,67	5,69	5,73	5,68	5,74	5,70	5,66	5,76	**5,7**
BUE_h	-	1,03	1,01	1,07	1,05	1,05	0,97	1,03	1,02	**1,0**
u	-	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	**0,0**
BUE_c	-	0,24	0,23	0,24	0,24	0,24	0,22	0,23	0,23	**0,2**
u	-	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	**0,0**
BUE_{hc}	-	1,27	1,25	1,31	1,30	1,28	1,19	1,26	1,25	**1,3**
u	-	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	**0,1**

7.4.3 Fragestellungen zur Korrosion und Haltbarkeit des gekoppelten Systems

Ergänzend zu den in Abschnitt 5.4.5 beschriebenen Voruntersuchungen sind hier die durch und nach dem Betrieb des gekoppelten Systems erlangten Erkenntnisse hinsichtlich der Haltbarkeit des Systems festgehalten. Für einen zuverlässigen, dauerhaften Betrieb müssen Korrosions- und Alterungsvorgänge richtig eingeschätzt werden können.

Im Besonderen ist hier die Materialkombination aus hochlegiertem Stahl an der AWP und niedrig legiertem Stahl am HTD zu betrachten. Diese unterliegen für sich, aber auch durch deren Kombination unvermeidbaren Alterungserscheinungen.

Vorab stellte sich daher die Frage, inwieweit die Rohrbündelwärmetauscher der AWP durch die Lithiumbromidlösung des HTD beeinträchtigt werden oder sogar zusätzlich korrodieren.

Zwar kann die geringe Standzeit von etwa 1,5 Jahren nicht als skalierbar aussagekräftig für eine nötige Lebensdauer von 20 Jahren (Abschreibungszeitraum, vgl. Abschnitt 8.1) gelten, extreme Korrosion müsste sich jedoch bereits innerhalb dieses Forschungsvorhaben zeigen.

Die optische Beurteilung der Wärmetauscher zeigte bis zur Erstellung dieses Schlussberichtes keine enorme Verschlechterung der Oberflächen.

Abbildung 7-22: Korrodierte Wärmetauscherrohre durch Flugrostablagerungen während der Fertigung

Die Rohre wiesen bis zuletzt lediglich leicht korrodierte Stellen auf (Abbildung 7-22), welche ab dem ersten Betrieb mit Lithiumbromid erkennbar wurden. Es ist davon auszugehen, dass diese Stellen durch eisenhaltigen Staub während der Fertigung entstanden sind. Durch die lokale Unterbrechung der Chromoxidschicht könnte kleinräumiger Lochfraß auf den Rohren entstanden sein. Diese These wird dadurch gestützt, dass lediglich die vorderen Rohrreihen betroffen sind.

Als Konsequenz muss daher für zukünftige Anlagen eine besonders sorgfältige Handhabung bis zum Erstbetrieb abgeleitet werden, der Kontakt von Rostfreiem und unlegiertem Stahl muss also bis zur Evakuierung der Behälter vermieden werden. Unter Ausschluss von Luft bzw. Sauerstoff scheint der Korrosionsvorgang trotz regelmäßig eingespülter Eisenpartikel (vgl. Abbildung 7-23) vom HTD an die AWP nicht fortzuschreiten.

Abbildung 7-23: auf die AWP gespülte Eisen- und Kupferpartikel bei extremen Betriebswechseln

Um die optischen Eindrücke hinsichtlich lediglich geringfügiger Korrosion zu untermauern, wurden zu entscheidenden Zeitpunkten im Projekt Proben der Lithiumbromidlösung gezogen. Diese Wurden hinsichtlich Eisen- und Kupfergehalt sowie dem Molybdatgehalt untersucht und mit der frisch gekauften Lösung verglichen. Der Vergleich wurde sowohl mit der Lösung des im Vorversuch gebauten Desorbers als auch der Lösung des HTD bei Projektende mit Hilfe eines eigens angeschafften Analysekoffers zur Grobwertbestimmung durchgeführt.

Tabelle 7-11:Bewertung der wichtigsten Parameter in der LiBr-Lösung zur Korrosionseinschätzung.

	Eisengehalt	Kupfergehalt	Molybdatgehalt
Vorversuch	beginnende Korrosion indiziert	Starke Korrosion von Kupferbauteilen indiziert	Gut bzw. ausreichend vorhanden
BioWap Gesamtsystem	Ggf. beginnende Korrosion indiziert	leichte Korrosion von Kupferbauteilen indiziert	Gut bzw. ausreichend vorhanden

Aus Tabelle 7-11 ist zu schlussfolgern, dass der Molybdatinhibitor bisher ausreichend vor starken Korrosionserscheinungen im Bereich der mit Lithiumbromidlösung kontaktierten Stahlbauteile schützt. Kupferbauteile werden kaum geschützt, sodass ein entsprechender Inhibitor zukünftig anzuraten ist, da die Lösungswärmetauscher und Teile der Aktoren aus kupferhaltigen Legierungen bestehen.

Nur ein Langzeitbetrieb kann aussagekräftigere Ergebnisse zur Haltbarkeit liefern. Zusätzlich sollte nach einem Langzeitversuch der HTD im Übergangsbereich zwischen Kältemitteldampf und siedender Lösung untersucht werden. Dieser Bereich wurde bereits in den Vorversuchen als besonders belastet identifiziert. Im Rahmen dieses Vorhabens ist eine solche Überprüfung jedoch nicht möglich, da die Testdauer den Vorhabenszeitraum weit übersteigen würde.

Ein weiterer wichtiger Aspekt zur Haltbarkeit betrifft die zulässigen Wandtemperaturen im Rauchgastrakt und im Brennraum. Wie in Abschnitt 6.2.5 beschrieben wurden diese Temperaturen im Betrieb überwacht. In Anlehnung an Abbildung 6-29 sind in Abbildung 7-24 mittlere Temperaturen über zehn Versuchstage eingetragen. Die Temperaturschwankungen waren dabei gering.

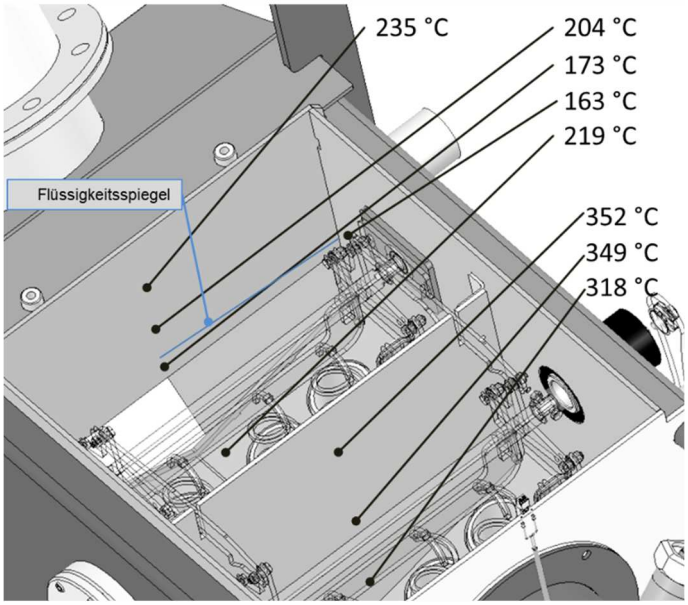


Abbildung 7-24: Wandtemperaturen im Rauchgastrakt

Es galten folgende Randbedingungen für diese Messungen:

- Lösungstemperatur ≈ 144 °C
- Restsauerstoffgehalt ≈ 7,3 %,
- Brennerleistung ≈ 44 kW (für 55kW liegt der Wert an jeder Messstelle etwa 20 K bis 60 K höher, wobei direkt lösungsgekühlte Bereiche nicht heißer als 185 °C werden.)

Die Temperaturen am Trennblech wurden nach Abbildung 7-24 im Mittel etwas höher als in den Simulationen ermittelt (vgl. z.B. Abbildung 6-28), sind aber noch akzeptabel, da das Blech keinen mechanischen Beanspruchungen standhalten muss. Es ist jedoch anzumerken, dass ein Wärmeaustausch zwischen heißer und kalter Rauchgasströmung über das Stahlblech stattfindet. Dieser bewirkt eine zusätzliche Wirkungsgradminderung.

Für den durch den Molybdatinhibitor gesetzten oberen Grenzwert von 185 °C sind die Temperaturen an der Wand zur Lösungsseite im oberen Bereich zu hoch, nahe des Flüssigkeitsspiegels ausreichend niedrig. Der Sensor am Rauchgaseintritt zeigt mit 219 °C vermutlich einen zu hohen Wert an. Da die beiden Flüssigkeitsnahen Sensoren mit 163 °C und 173 °C wesentlich niedrigere Werte aufweisen, ist davon auszugehen, dass dieser Wert durch die gute Anströmung vom Rauchgas verfälscht wird, d.h. die Ankopplung an das Rauchgas ist stärker als an die Lösung.

Die in 6.2.5 auf Seite 110 beschriebenen Messstellen (vgl. insbesondere Abbildung 6-31) in der Brennraumwand zeigen einen lediglich etwa 5 K höheren Wert als die mittlere Lösungstemperatur. Daher ist davon auszugehen, dass diese Bereiche durch Sieden ausreichend gut gekühlt werden.

Hinsichtlich der Gestaltung des Rauchgastraktes ist daher zu schlussfolgern, dass die mit Rauchgas überströmten Flächen besser gekühlt oder mit entsprechendem Schamott isoliert werden müssen. Daher sollte

eine geringfügige Überarbeitung dieses Bereiches für eine Feldanlage erfolgen. Zudem muss die Grenztemperatur am Rauchgaseintritt vom Flammraum mit verbesserter Sensorankopplung überwacht werden, um Schäden durch Hotspots auf der Lösungsseite ausschließen zu können.

7.5 Verbesserungspotenzial und Betriebsempfehlungen

Anknüpfend an die in Abschnitt 7.4.3 gegebenen Optimierungsvorschläge hinsichtlich der Haltbarkeit des Hochtemperaturdesorbers sind folgend wichtige Erkenntnisse für die Verbesserung des Systembetriebs zusammengefasst.

Das System ist für kontinuierlichen Betrieb, etwa für Grund- und Mittellastanwendungen geeignet. Verschiedenste Aspekte sind hierfür relevant:

- An- und Abfahrvorgänge bzw. Zünden und Ausbrennen bewirken naturgemäß hohe Emissionen (Staub, CO) und müssen daher möglichst vermieden werden. Zudem wird die Betriebstemperatur von Brennräumen zur Feststoffverbrennungen in der Regel erst nach etwa ein bis zwei Stunden erreicht. Erst dann ist eine möglichst saubere Verbrennung gegeben.
- Große Lithiumbromidmenge im Desorber: die Lösungskonzentration im Standby muss unter 58 % liegen, um Kristallisation des Salzes bei Raumtemperatur zu vermeiden, im Betrieb wird jedoch eine höhere Konzentration von 63 % gefordert. Für volle Leistungsfähigkeit muss daher vor jedem Vollastzustand aufkonzentriert, also Kältemittel ausgetrieben werden. Dies verzögert den Zeitpunkt der vollen Leistungsabgabe bei den geforderten Temperaturniveaus.
- Notwendige Differenzdrücke zwischen den Komponenten bedingen bestimmte Temperatur- bzw. Druckniveaus. Die Drücke bauen sich entsprechend erst mit Einpendeln der Temperaturen auf. Bei extremen Temperatur- und Druckschwankungen zwischen den Komponenten besteht die Gefahr, dass die Fluidströme nicht ausreichend oder zu stark sind. Dadurch kann es zu Betriebsstörungen kommen.
- Es ist keine Spitzenlastabdeckung durch temporäres Einfrieren der Umweltwärmequelle aufgrund des Kältemittels Wasser möglich. Der Verdampfer E1 würde dann gefrieren.
- Die Haltbarkeit von thermischen Systemen wird durch schnelle Last- und Temperaturwechsel stark vermindert. Unterschiedlich stark ausgeprägte „Thermoschocks“ führen zu vorzeitiger Materialermüdung.
- Wie in Abschnitt 8.1 gezeigt wird, ist es zielführend, die für dieses System im Vergleich zu konventionellen Holzheizsystemen höheren Investitionskosten durch eine möglichst hohe jährlich Vollaststundenzahl zu kompensieren

Der Anspruch auf quasistationäre Betriebsweise kann jedoch auch durch Kälte- und/oder Wärmespeicher erfüllt werden. Dies ist für mit holzartiger Biomasse gefeuerte Systeme in der Regel vorgeschrieben und somit keine wesentliche Einschränkung gegenüber konventionellen biomassegefeuerten Heizsystemen.

Für einen unterbrechungsfreien kontinuierlichen Betrieb sowie lange Haltbarkeit des Hochtemperaturdesorbers sind folgende Aspekte zu beachten:

- Die Überwachung des Füllstands im HTD wird derzeit nur optisch kontrolliert. Bisher konnte keine kostengünstige technische Lösung für selbsthaltenden oder automatisch durch Sensorik überwachten Füllstand umgesetzt werden. Der korrekte Füllstand wirkt einem vorzeitigen Wärmetauscherverschleiß entgegen, sodass für vollautomatisierten Betrieb eine entsprechende Einrichtung sinnvoll ist.
- Bei Vakuum-Leckage am HTD ist eine Leistungsabnahme für die Notabschaltung nur noch sehr beschränkt möglich. Hierfür empfiehlt sich eine zusätzliche Sicherheitseinrichtung, die eine kontinuierliche Wärmeabfuhr über die Lithiumbromidlösung an die Rohrbündelwärmetauscher der AWP ermöglicht, beispielsweise ein Bypass am Lösungswärmetauscher H2.
- Überarbeiten des Rauchgastraktes, sodass keine überhitzten Lösungs-Bereiche in der Übergangszone Dampf-/Flüssigkeit mehr auftreten (vgl. Abschnitt 7.4.3) sowie erweiterte Brennraumkühlung im Bereich des Stokeranschlusses

Um die Effizienz des Gesamtsystems weiter zu erhöhen sind vor allem die in Abschnitt 7.3.4 diskutierten Gesichtspunkte relevant. Daher muss eine Weiterentwicklung des Systems für verbesserte ökonomische und ökologische Konkurrenzfähigkeit folgende Schwerpunkte erfüllen:

- Systemgestaltung für einen Kernanwendungsfall (Gleichbleibende Temperaturniveaus, möglichst ein Betriebsmodus, etc.)
- Verschlankung der Fluidführungsoptionen, Wegfall nicht betriebsrelevanter Sensoren und Aktoren um eine signifikante Verbesserung der thermischen Isolation zu ermöglichen und potentielle Wärmeverlustflächen zu minimieren
- Optimierung der Rauchgasauskühlung durch neuartige Turbulatoren sowie Betrieb des Rauchgaswärmetauschers im Dreizugsystem (Aufteilung 3-2-1, vgl. Abbildung 6-18, Seite 97); zudem ist ggf. auch eine Anpassung der Rauchgaswärmetauschergeometrie, z.B. Rohrdurchmesser und Rauchrohranzahl.
- Isolation oder Kühlung der Zugtrennung aus Stahl (vgl. z.B. Abbildung 7-24) um Wärmeaustausch und damit Abgasverluste zwischen den Rauchgaszügen zu verringern
- Regelmäßiges Abkippen des Brennrostes, auch bei hochwertigem Brennstoff.

Damit einerseits die automatische Brennraum- und Rauchgastraktreinigung erfolgen kann, andererseits ein kontinuierlicher, möglichst stationärer Betrieb möglich ist, muss zudem die Brennstoffzuführung auf den Brennstoff hin optimiert sein. Im Forschungsvorhaben hat sich gezeigt, dass eine auf den Brennstoff mit geringerem Heizwert (hier Holzhackschnitzel) ausgelegte Brennstoffzuführung negative Auswirkungen auf den Betrieb mit höherem Heizwert (hier Holzpellets) auswirkt.

Durch stark verlängerten An- und Abfahrvorgänge ist ein kontinuierlicher Betrieb, aber auch Reinigungsvorgänge wie die Rostabkippung mit zu großvolumiger Brennstoffzuführung für das Wärmepumpensystem kaum vereinbar, da in den Ausbrandphasen ein kontinuierliches Abkonzentrieren stattfindet. Nach der Ausbrandphase muss die Anlage somit erst wieder in den Vollastzustand fahren. Einerseits findet also eine stoffliche Pufferung (Trennung von Kältemittel und Lithiumbromidlösung) statt, andererseits wird bei zu langem Aussetzen der Antriebsleistung die abführbare Wärmeleistung sukzessive und ggf. zu stark reduziert. Ist die Brennstoffzuführung auf die Brennstoffqualität abgestimmt, ist davon auszugehen, dass diese Probleme entfallen.

8 Ökonomische & ökologische Betrachtung, Verwertungsperspektiven

8.1 Bewertung von Initial- und Betriebskosten, ökologisches Potenzial

Das in diesem Forschungsvorhaben „BioWap“ entwickelte und untersuchte Wärmepumpen- und Kälteanlagensystem wird im Folgenden als kompaktiertes, marktfähiges und vollautomatisches System hinsichtlich ökonomischer Gesichtspunkte untersucht. Da für die Marktreife noch Entwicklungsbedarf besteht, wird eine Differenzierung hinsichtlich der Bezeichnung eingeführt. Für ein System, welches die Voraussetzungen für ein vetriebsfähiges Produkt erfüllt, wird hier die Bezeichnung „bioSHC“ (SHC von englisch „Sorption Heat Pump“) eingeführt.

8.1.1 Anwendungsszenario für die Bewertung

Die Wirtschaftlichkeit des direkt mit Biomasse befeuertes Heiz- und Kühlsystem (bioSHC) wurde auf der Grundlage einer vereinfachten dynamischen Systembetrachtung (basierend auf Stundenwerten und Energiebilanzen) durchgeführt. Hierfür wurde ein verfügbarer Jahreslastverlauf des Wärme- und Kältebedarfs eines Referenzgebäudes verwendet. Dieser Verlauf wurde mithilfe der Software *PolySmart Loadgenerator* erstellt und auf die maximale Heizleistung normiert.

Der Energiebedarf des Referenzgebäudes zeigt einen typischen Verlauf für den Wärme- und Kältebedarf wie er in Gebäuden z.B. aus dem Handel- und Dienstleistungssektor zu finden ist. Im Winter und den Übergangszeiten besteht ausschließlich Wärmebedarf für Heizzwecke. Im Sommer ausschließlich Kältebedarf zur Klimatisierung. Der Wärmebedarf überwiegt dabei den Kältebedarf deutlich. Dieser beschränkt sich auf die Sommermonate und besteht insbesondere an sehr warmen Tagen.

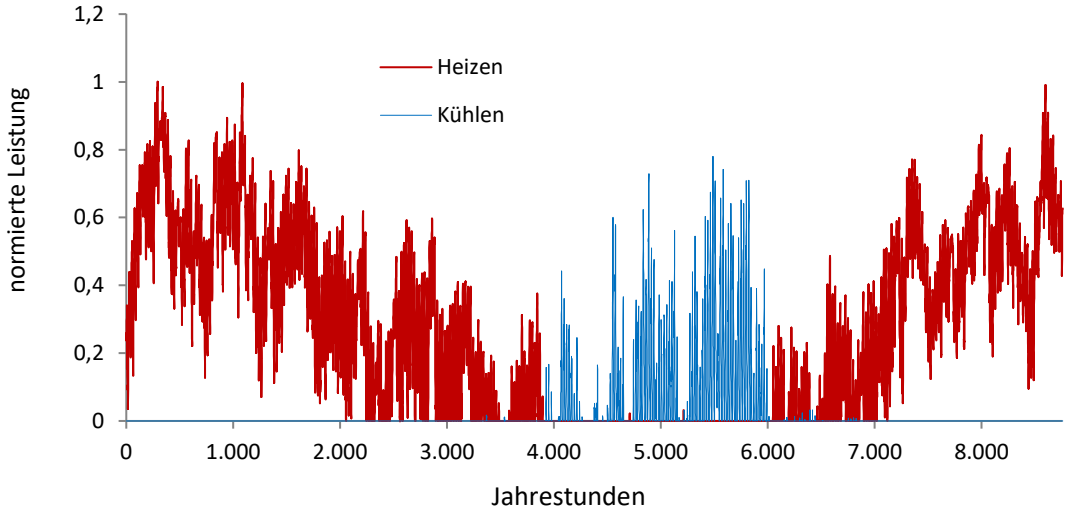


Abbildung 8-1: Auf maximale Heizleistung normierter Jahreslastkurve des Kälte und Wärmebedarfs des Referenzgebäudes.

Durch die Normierung ist es möglich, unterschiedliche Systemgrößen bezüglich Heiz- und Kühlleistung durch Skalierung abzubilden. Dabei wird vereinfacht angenommen, dass sich der Verlauf des Heiz- und Kühlbedarfs nicht verändert.

Für die Betrachtung der Wirtschaftlichkeit wurde nur der Betrieb der bioSHC mit Pellets als Brennstoff berücksichtigt, da hierfür belastbare Betriebsdaten aus den Laborversuchen zur Verfügung stehen. Zudem schmälern die wesentlich geringeren Brennstoffkosten für Holzhackschnitzel die Amortisation gegenüber einem konventionellen Hackschnitzelkessel für diesen Fall, sodass eine mit Holzhackschnitzeln betriebene Wärmepumpe derzeit im Vergleich zu Holzhackschnitzel betriebenen Warmwasserkesseln weniger rentabel ist.

Im Labor konnte die Funktion einer pelletbetriebenen bioSHC nachgewiesen und gute Leitungszahlen erreicht werden. Zudem konnten weitere Optimierungspotenziale (vgl. Abschnitt 7.5) aufgezeigt werden. Unter anderem betreffen diese die Feuerungsleistung und den Wärmenutzungsgrad des Hochtemperaturdesorbers η_{HTD}. Bei der Betrachtung der Wirtschaftlichkeit wird angenommen, dass diese Optimierungspotenziale umgesetzt werden können. Im Folgenden wird daher von einer optimierten Anlage der bioSHC ausgegangen. Es wird von einem System im Double-Effect-Modus ausgegangen. Daher wird Wärme bei einem Temperaturniveau von 41 °C für Heizzwecke ausgekoppelt (vgl. auch Abschnitt 7.4.1). Die Anlage weist die folgenden technischen Daten nach Tabelle 8-1 auf:

Tabelle 8-1: Technische Leistungsdaten bioSHC.

	Techniche Angaben bioSHC		
		Optimierte Anlage	Laboranlage
Heizleistung	kW	111	96
Verdampferleistung Heizen/Kühlen	kW	61	52
Desorberleistung	kW	50	43
Brennstoffbedarf	kW	68	65
Kälteleistung Brunnen	kW	61	52
ξ_H	-	2,21	2,21
ξ_C	-	1,21	1,21
COP	-	70	70
EER	-	40	40

Betrachtet wurde neben dem System bioSHC als Referenzsystem ein Pelletkessel in Kombination mit einer elektrisch betriebenen Kältemaschine (KKM). Folgende technische Annahmen wurden für das Referenzsystem getroffen:

Tabelle 8-2: Technische Angaben Referenzsystem.

	Techniche Angaben Pelletkessel + KKM	
Gesamtnutzungsgrad Pelletkessel	%	77
EER Kältemaschine	-	3,5

Zudem wurde als weiteres Vergleichssystem eine elektrisch betriebene Wärmepumpe (elWP), die analog zur bioSHC einen Brunnen als Wärmequelle verwendet betrachtet. Im Sommer können Brunnen und elektrische Wärmepumpe zur Bereitstellung der Kälte genutzt werden.

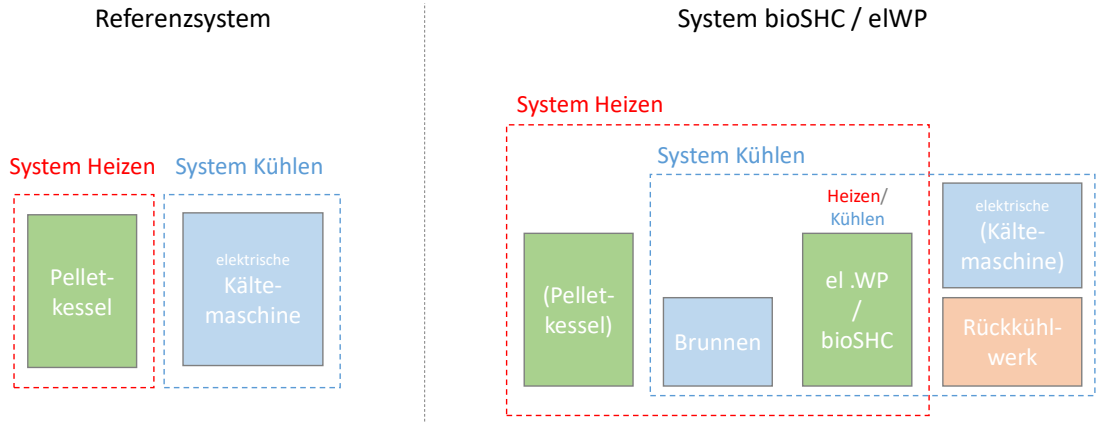


Abbildung 8-2: Schematischer Aufbau des Referenzsystems und der Systeme bioSHC und elWP.

Sowohl im System bioSHC als auch im System elWP wird der Kältebedarf zunächst direkt durch den Brunnen gedeckt. Ist dieser nicht mehr ausreichend, wird die jeweilige Wärmepumpe als Kältemaschine betrieben. Hierzu benötigt sie ein eigenes Rückkühlwerk. Sollte der Heiz- oder Kältebedarf nicht durch die Wärmepumpe bzw. Kältemaschine + Brunnen vollständig gedeckt werden wird durch ein Pelletkessel und/oder durch eine elektrisch betriebene Kältemaschine dieser Mehrbedarf abdeckt.

Auf die Verwendung von größeren Wärme- oder Kältespeicher wurde aus Gründen der Komplexität verzichtet. Diese habe insbesondere auf die Spitzenlastdeckung einen positiven Einfluss und sollten daher bei weiterführenden Projekten berücksichtigt werden.

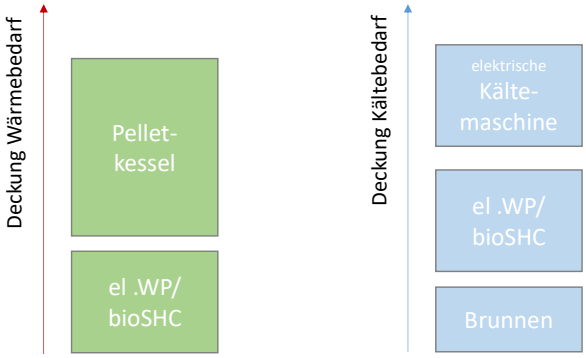


Abbildung 8-3: Betriebsweise Systeme bioSHC und elWP.

Die gewählte Heizleistung der elektrischen Wärmepumpe des Systems elWP entspricht der des Systems bioSHC. Folgende technischen Annahmen wurden für das System elWP getroffen:

Tabelle 8-3: Technische Angaben System elWP.

	Techniche Angaben elWP	
Heizleistung	kW	111
Verdampferleistung Heizen/Kühlen	kW	86
el. Antriebsleistung	kW	25
Kälteleistung Brunnen	kW	86
COP	-	4,5
EER	-	3,5

Auf den Vergleich mit einem konventionellen System (Erdgas, Heizöl, Fernwärme o.Ä.) wurde bewusst verzichtet, um den Fokus auf Systeme, welche erneuerbare Energien nutzen, zu legen. Die naheliegende technische und ökologische Alternative zu fossil betriebenen Heizsystemen stellt das Referenzsystem „Pelletkessel“ dar, welches am Markt etabliert ist. Dieses am Markt konkurrenzfähige, erneuerbare Referenzsystem würde zudem im hier untersuchten Szenario fossile Systeme ökologisch und ökonomisch übertreffen. Daher wurde dieses als aussagekräftigstes regenerative Referenzsystem gewählt.

Das System elWP ist technisch dem bioSHC sehr ähnlich, ist daher als schärfster Konkurrent zu sehen und wird daher ebenfalls betrachtet.

Für die ökonomische und ökologische Bewertung wurden die folgenden Energiepreise und CO_2-Emissionswerte angenommen.

Tabelle 8-4: Angenommene Energiepreise und CO2-Emissionswerte für Strom und Pellets.

Bezeichnung	Einheit	Wert	Quelle
Strompreis (netto)	Cent/kWh	23	Check24.de abgerufen 2021
Pelletpreis (netto)		4,1	Carmen e.V. für 2019
CO_2-Emissionen Strom	g/kWh	401	Umweltbundesamt für 2019
CO_2-Emissionen Pellets		23	Bafa für 2019

Zur ökonomischen Bewertung werden die Gestehungskosten für Wärme und Kälte berechnet und zwischen den Systemen verglichen. Hierbei wurde von einem Betrachtungszeitraum von 20 Jahren ausgegangen (Abschreibung baulicher Investitionen erfolgt über 50 Jahre, Abschreibung Investitionen in Technik über 20 Jahre). Zudem wurden jährliche Kosten für Service, Wartung, Instandhaltung/-setzung, Versicherung, Hilfsenergiebedarf etc. in Anlehnung an die Richtlinienreihe der VDI 2067 sowie auf Basis von Erfahrungswerten der Projektpartner berücksichtigt. Die Kapitalkosten wurden mit einem Zinssatz von drei Prozent berechnet. Preissteigerungen wurden nicht berücksichtigt.

Zusätzlich zu den Gestehungskosten für Kälte und Wärme wurde auch die Amortisation der Systeme bioSHC und elWP gegenüber dem Referenzsystem auf Basis einer dynamischen Betrachtung bestimmt.

8.1.2 Ökonomische und ökologische Bewertung bei wärmeseitiger Vollversorgung

Im ersten Schritt wurde der Wärme- und Kälteverbrauch so gewählt, dass durch die bioSHC und damit auch durch die elWP (identische Heizleistung) eine vollständige Deckung des Wärmebedarfs erfolgen kann, also monovalenter Betrieb gegeben ist. Der Lastgang aus Abbildung 8-1 wurde daher auf eine maximale Heizleistung der bioSHC von 111 kW skaliert. In nachfolgender Tabelle 8-5 ist der daraus resultierende Wärme- und Kältebedarf ersichtlich.

Tabelle 8-5: Wärme und Kältebedarf des Verbrauchers bei wärmeseitiger Vollversorgung.

	Bedarf Wärme-/Kälteverbraucher		
	Nennleistung [kW]	Vollbenutzungs-stunden [h]	MWh
Wärme	111	2283	253
Kälte	85	248	21

Im nächsten Schritt wurden mithilfe der dynamischen Systembetrachtung die bereitgestellten Mengen an Kälte und Wärme durch die jeweils eingesetzten Systeme sowie deren Leistungsbedarf bestimmt. Dies betrifft vor allem die erforderlichen Back-up-Systeme (Pelletkessel oder KKM) zur Spitzenlastdeckung (hier nur für Kälte).

Tabelle 8-6: Ergebnisse der Systemsimulation bei wärmeseitiger Vollversorgung.

Systeme/ Komponenten	Referenzsystem		bioSHC		elWP	
	Nennleistung [kW]	Vollbenutzungs-stunden [h]	Nennleistung [kW]	Vollbenutzungs-stunden [h]	Nennleistung [kW]	Vollbenutzungs-stunden [h]
Wärmebereitstellung						
WP	0	0	111	2281	111	2281
Pelletkessel	111	2283	0	0	0	0
Kältebereitstellung						
Brunnen	0	0	61	339	86	243
WP	0	0	24	6	0	0
KKM	84	248	0	0	0	0
	MWh	Deckungsanteil [%]	MWh	Deckungsanteil [%]	MWh	Deckungsanteil [%]
Wärmebereitstellung						
WP	0	0	252	100	252	100
Pelletkessel	252	100	0	0	0	0
Kältebereitstellung						
Brunnen	0	0	21	98	21	100
WP	0	0	0	2	0	0
KKM	21	100	0	0	0	0

Hieraus lassen sich im Anschluss die erforderlichen Gesamt-Investitionskosten (vgl. Tabelle 8-7) für die betrachteten Systeme ableiten. Bei der Bestimmung der Kosten wurde auf Erfahrungswerte der Projektpartner zurückgegriffen. Es wurden keine finanziellen Förderungen berücksichtigt.

Tabelle 8-7: Gesamt-Investitionskosten der betrachteten Systeme bei wärmeseitiger Vollversorgung.

		Referenzsystem	bioSHC	elWP
Investitionskosten Heizsystem	€	58.461	187.900	151.815
Investitionskosten Kühlsystem	€	46.377	12.575	0
Investitionskosten gesamt	€	104.838	200.474	151.815

Zudem lassen sich aus den Ergebnissen der Simulation der Energiebedarf des jeweiligen Energiesystems sowie dessen CO_2-Emissionen ableiten (Abbildung 8-4).

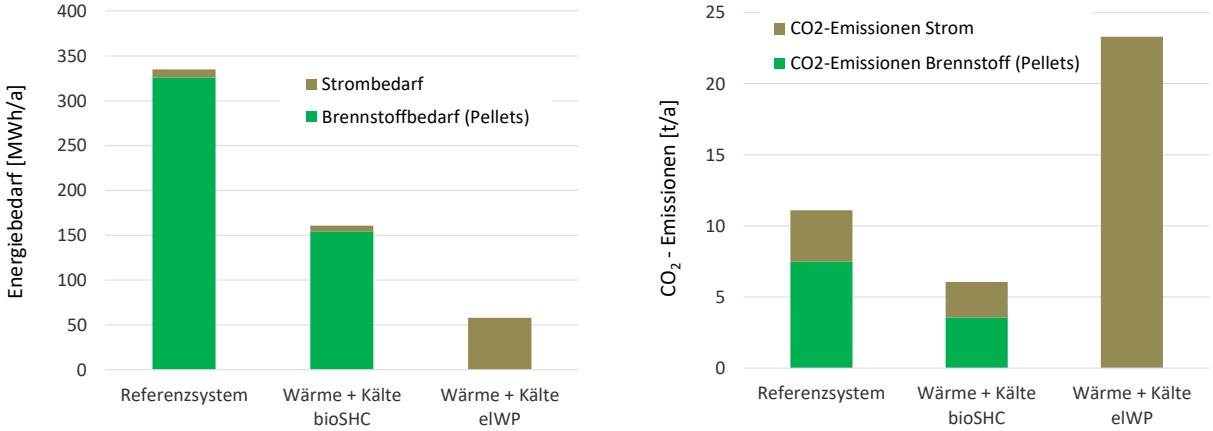


Abbildung 8-4: Energiebedarf und CO2-Emissionen der betrachteten Systeme bei wärmeseitiger Vollversorgung.

Das System bioSHC kann demnach gegenüber dem Referenzsystem ca. 50 % an Energiebedarf in Form von Pellets einsparen. Der Strombedarf spielt für diese beiden Systeme eine untergeordnete Rolle, da der Wärmebedarf den Kältebedarf grundsätzlich deutlich überwiegt.

Dennoch sind auch hier die relativen Einsparungen von 30 % beachtlich. Das System elWP benötigt ausschließlich Strom als Antriebsenergie. Dieser entfällt zum Großteil auf die Wärmeerzeugung, da zur Kältebereitstellung ausschließlich der Brunnen verwendet werden kann.

Die CO_2-Emissionen der bioSHC sind mit Abstand am niedrigsten, gefolgt von denen des Referenzsystems. Durch den hohen Strombedarf des Systems elWP sind die CO_2-Emissionen mit 25 Tonnen pro Jahr erheblich. Sie sind damit deutlich höher als die des Systems bioSHC und des Referenzsystems.

Es ist hervorzuheben, dass der Strombedarf des Systems elWP zusätzlich zum heutigen Strombedarf entsteht und damit offen ist aus welcher Energiequelle dieser zusätzliche Strom gedeckt wird. Nur mit Annahme, dass erneuerbare Stromerzeuger zusätzlich zugebaut werden, können die für CO_2-Emissionen verwendeten Emissionsfaktoren angesetzt werden (vgl. Tabelle 8-4). Findet dies nicht statt, müsste im schlechtesten Fall dieser Strom durch fossile Kraftwerke erzeugt werden, unter Umständen mit deutlich höheren Emissionsfaktoren.

Im Gegensatz dazu, kann durch das System bioSHC die nur begrenzt verfügbare Biomasse sehr effizient eingesetzt werden. Die hierbei erzielten Einsparungen können an anderer Stelle fossile Energieträger ersetzen. Durch das System bioSHC kann in Summe daher deutlich mehr CO_2 gegenüber einer konventionellen Nutzung von Biomasse eingespart werden.

Nachfolgend sind in Abbildung 8-5 die jährlichen Gesamtkosten (inkl. der Kapitalkosten), sowie die spezifischen Kosten für Wärme- und Kälteerzeugung dargestellt.

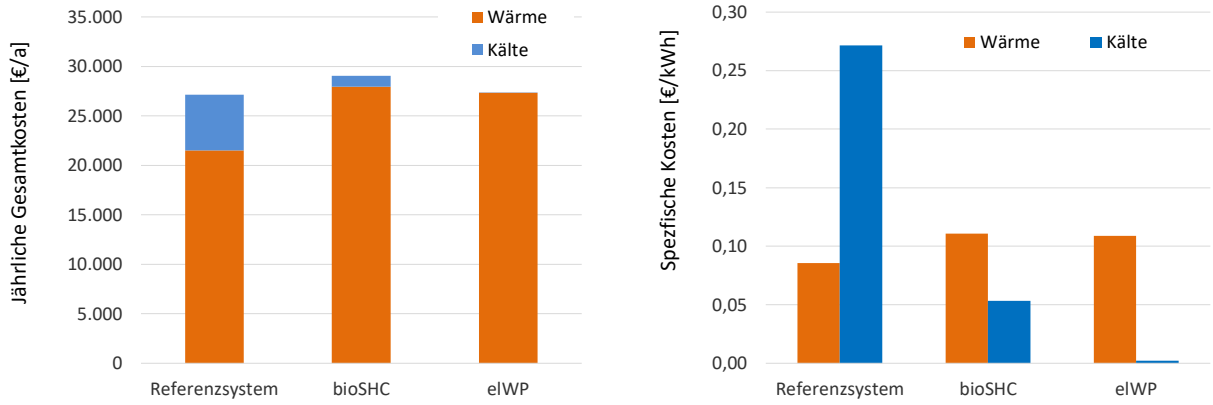


Abbildung 8-5: Jährliche Gesamtkosten und spezifische Kosten für Wärme und Kälte der betrachteten Systeme bei wärmeseitiger Vollversorgung.

Hier zeigt sich, dass das System bioSHC höhere jährliche Gesamtkosten verursacht als das Referenzsystem und damit keinen wirtschaftlichen Vorteil bietet. Das System elWP verursacht nahezu identische jährliche Gesamtkosten wie das Referenzsystem und ist damit wirtschaftlich gleichwertig. Die Kosten der Wärmeerzeugung sind dabei für die Systeme bioSHC und elWP deutlich höher. Die Kosten der Kälteerzeugung hingegen sind deutlich niedriger wodurch die Mehrkosten der Wärmeerzeugung teilweise bzw. vollständig kompensiert werden können.

Hier zeigt sich ein grundsätzliches Problem von Effizienztechnologien. Sie reduzieren die verbrauchsgebundenen Kosten, die durch den Energie- bzw. Brennstoffbedarf verursacht werden, haben jedoch meist deutlich höhere Investitions- und damit Kapitalkosten. Je höher die Betriebsdauer, umso mehr Energie und damit verbrauchsgebundene Kosten können eingespart werden, während die Kapitalkosten unabhängig von der Betriebsdauer sind. Sollen Effizienztechnologien eine Vollversorgung übernehmen, geht dies meist zu Lasten der Betriebsdauer. Diese beträgt in diesem Fall nur ca. 2.300 Stunden für die Wärmeversorgung. Soll die Betriebsdauer erhöht werden, müssen die Effizienztechnologien zur Grund- und Mittellastdeckung eingesetzt werden, während die Spitzenlast durch konventionelle Systeme abgedeckt wird.

Gegenüber dem fossilen Referenzsystem „Wärmebereitstellung aus Erdgas-Heizung“ nach dem Methodenhandbuch des DBFZ [2013] sind die in Abbildung 8-5 ablesbaren Erzeugerkosten wie erwartet überlegen. Für Gas sind dort Wärmegestehungskosten von 35,1 €/GJ (≈ 0,13 €/kWh) angesetzt. Dies Systeme bioSHC und elWP erreichen Wärmegestehungskosten von etwa 0,11 €/kWh, das erneuerbare Referenzsystem ist

monovalent noch günstiger mit 0,09 €/kWh. Damit wird der Verzicht auf einen ausführlichen Vergleich mit einem fossilen Referenzsystem als gerechtfertigt bestätigt.

8.1.3 Ökonomische und ökologische Bewertung bei wärmeseitiger Grund- und Mittellastversorgung

Energieeffizienztechnologien sollten damit eine möglichst hohe Betriebsdauer aufweisen um wirtschaftlich betrieben werden zu können. Aus diesem Grund wurde ein weiterer Systemvergleich erstellt in dem die Systeme bioSHC und elWP zur Grund- und Mittellastversorgung zum Einsatz kommen.

Hierfür wurde der Lastgang aus Abbildung 8-1 auf eine maximale Heizleistung von 250 kW skaliert und damit gegenüber der vorherigen Betrachtung verdoppelt. Die Wärmepumpen der Systeme bioSHC und elWP sind identisch zu denen in der vorherigen Betrachtung und weisen erneut eine nominelle Heizleistung von 111 kW auf. Zur Spitzenlastabdeckung der Wärme kommt ein Pelletkessel zum Einsatz, zur Spitzenlastabdeckung der Kälte eine konventionelle Kompressionskältemaschine. Aus der nachfolgenden Tabelle 8-8 wird der durch die neue Skalierung angenommene Wärme- und Kältebedarf ersichtlich.

Tabelle 8-8: Wärme und Kältebedarf des Verbrauchers bei wärmeseitiger Grund- und Mittellastversorgung.

	Bedarf Wärme-/Kälteverbraucher		
	Nennleistung [kW]	Vollbenutzungs-stunden [h]	MWh
Wärme	250	2283	571
Kälte	191	248	47

Nachfolgender Tabelle 8-9 enthält die wesentlichen Ergebnisse der Systemsimulation.

Tabelle 8-9: Ergebnisse der Systemsimulation bei wärmeseitiger Grund- und Mittellastversorgung.

Systeme/ Komponenten	Referenzsystem		bioSHC		elWP	
	Nennleistung [kW]	Vollbenutzungs-stunden [h]	Nennleistung [kW]	Vollbenutzungs-stunden [h]	Nennleistung [kW]	Vollbenutzungs-stunden [h]
Wärmebereitstellung						
WP	0	0	111	4204	111	4204
Pelletkessel	250	2283	140	761	140	761
Kältebereitstellung						
Brunnen	0	0	61	575	86	479
WP	0	0	61	177	86	65
KKM	191	248	70	24	19	13
	MWh	Deckungsanteil [%]	MWh	Deckungsanteil [%]	MWh	Deckungsanteil [%]
Wärmebereitstellung						
WP	0	0	465	81	465	81
Pelletkessel	571	100	106	19	106	19
Kältebereitstellung						
Brunnen	0	0	35	74	41	87
WP	0	0	11	23	6	12
KKM	47	100	2	4	0	1

Die Wärmepumpen stellen mit 85 % weiterhin einen Großteil der Wärme zur Verfügung. Ihre Betriebsdauer steigt jedoch erheblich von ca. 2.300 auf 4.200 Stunden. Für beide System, bioSHC und elWP, ist nun eine Kompressionskältemaschine zur Spitzenlastdeckung notwendig.

Die höhere Heiz- und Kühlleistung und die Notwendigkeit von weiteren Komponenten zur Spitzenlastdeckung erhöht die Investitionskosten der Systeme, wie aus Tabelle 8-10 ersichtlich. Insbesondere das bioSHC-System wird dadurch spezifisch teurer, da eine größere Spitzenlastanlage notwendig ist, als für die elWP.

Tabelle 8-10: Gesamt-Investitionskosten der betrachteten Systeme bei wärmeseitiger Grund- und Mittellastversorgung.

		Referenzsystem	bioSHC	elWP
Investitionskosten Heizsystem	€	113.776	245.672	205.348
Investitionskosten Kühlsystem	€	105.402	70.218	47.499
Investitionskosten gesamt	€	219.178	315.891	252.847

Bei dem Vergleich des Energiebedarfs zwischen den Systemen zeigt sich ein sehr ähnliches Bild wie bei einer Vollversorgung. Der Pelletverbrauch kann durch das System bioSHC weiter erheblich gegenüber dem Referenzsystem „Pelletheizung“ reduziert werden. Das System elWP hat nun zusätzlich zum Strombedarf aufgrund des Pelletkessels zur Spitzenlastabdeckung einen Verbrauch an Pellets als Energieträger.

Ähnliches Bild zeigt sich bei den CO_2-Emissionen (vgl. Abbildung 8-6). Hier hat das System bioSHC weiterhin mit Abstand die geringsten Emissionen, während das System elWP den höchsten Emissionswert, deutlich über dem des Referenzsystems, aufweist

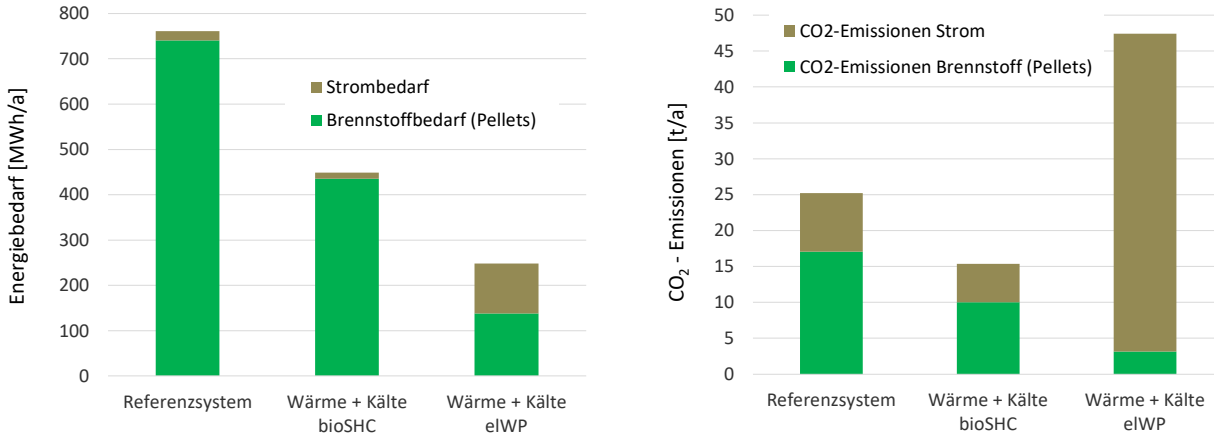


Abbildung 8-6: Energiebedarf und CO2-Emissionen der betrachteten Systeme bei wärmeseitiger Grund- und Mittellastversorgung.

Bei der Betrachtung der jährlichen Energiekosten in Abbildung 8-7 zeigt sich nun gegenüber der Vollversorgung ein anderes Bild. Die jährlichen Energiekosten (inkl. Kapitalkosten) sind nun für beide Systeme, bioSHC und elWP, geringer als für das Referenzsystem.

Damit haben beide Systeme gegenüber dem Referenzsystem einen wirtschaftlichen Vorteil. Das System elWP spart demnach gegenüber dem Referenzsystem jährlich rund 2.000 Euro ein (ca. 3,5 %). Das System bioSHC mit 5.500 Euro pro Jahr mehr als doppelt so viel (ca. 9 %).

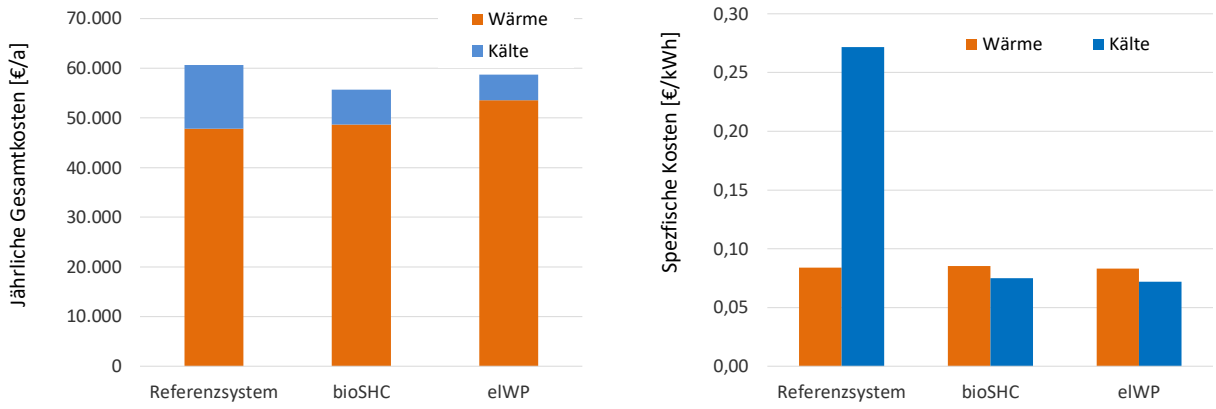


Abbildung 8-7: Jährliche Gesamtkosten und spezifische Kosten für Wärme und Kälte der betrachteten Systeme bei wärmeseitiger Grund- und Mittellastversorgung.

Durch die geringeren jährlichen Gesamtkosten ist es nun möglich eine Amortisationszeit der Systeme bioSHC und elWP gegenüber dem Referenzsystem zu bestimmen. Dies wurde mithilfe der Kapitalwertmethode dynamisch durchgeführt.

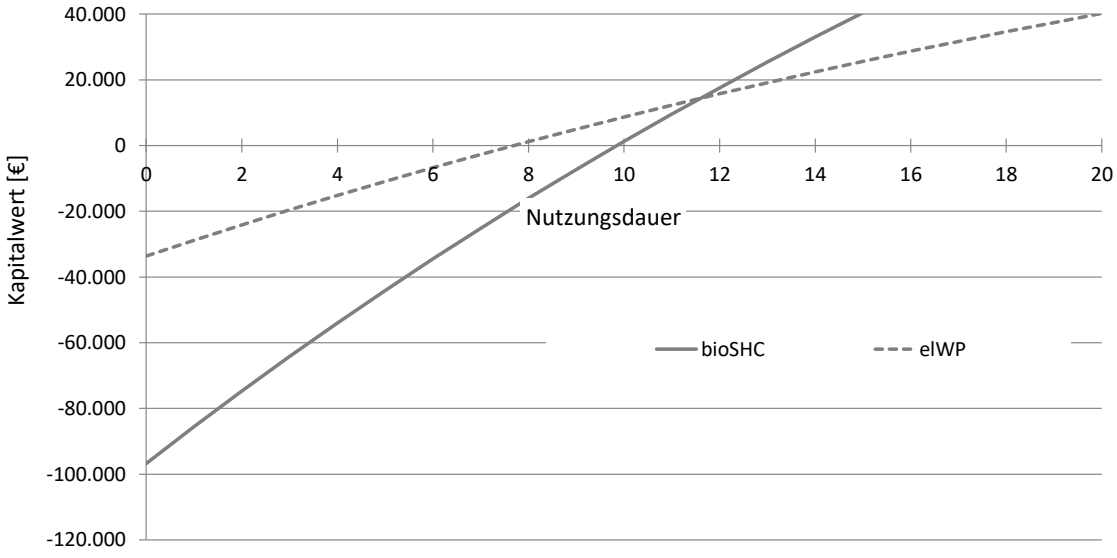


Abbildung 8-8: Bestimmung der Amortisationszeit der Systeme bioSHC und elWP gegenüber dem Referenzsystem auf Basis der Kapitalwertmethode bei wärmeseitiger Grund- und Mittellastversorgung.

Abbildung 8-8 zeigt den Verlauf des Kapitalwerts der Mehrinvestitionen der Systems bioSHC und elWP gegenüber dem Referenzsystem über einen Betrachtungszeitraum von 20 Jahren. Dort wo die jeweiligen Kurven die x-Achse schneiden, kann der Wert für den Amortisationszeitraum abgelesen werden.

Die Amortisationszeiten der System bioSHC und elWP sind somit vergleichbar und liegen für das System elWP bei ca. 8 Jahren und für das System bioSHC bei ca. 10 Jahren. Das System bioSHC ist damit gegenüber dem System elWP konkurrenzfähig.

An dieser Stelle sei nochmals darauf hingewiesen, dass für die Abbildung des Systems bioSHC nicht die im Labor erzielten technische Leistungsdaten des Wärmepumpensystems aus Abschnitt 7.4.1, sondern technische Leistungsdaten einer bereits optimierten Anlage angenommen wurden (vgl. Tabelle 8-1). In nachfolgender Abbildung 8-9 wurde daher die Amortisationszeit des Systems bioSHC mit den technischen Daten aus dem Labor wiederholt. Die übrigen Randbedingungen (insbesondere die Betriebsdauer) wurden identisch zu der vorherigen Betrachtung gewählt.

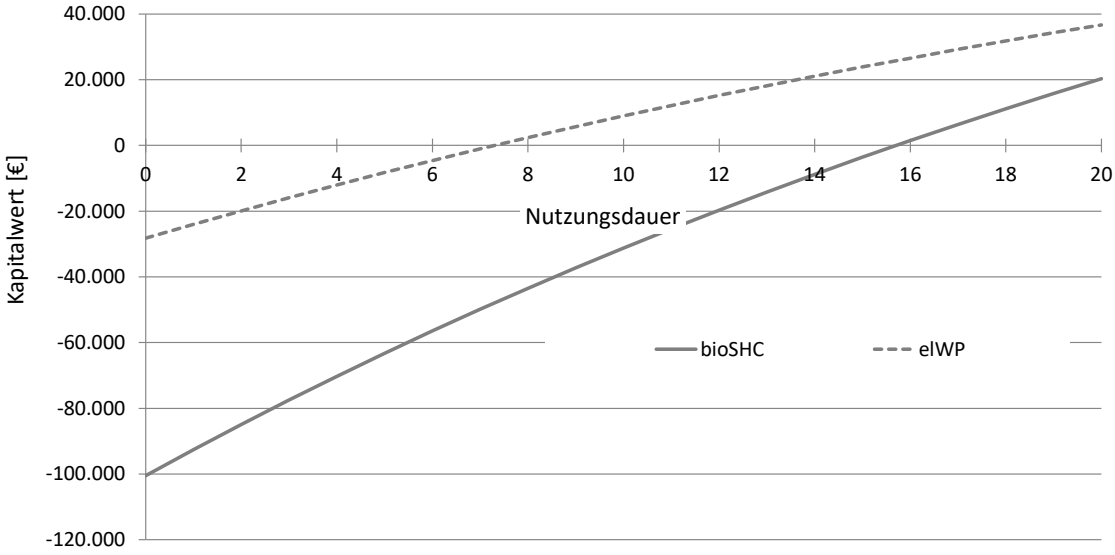


Abbildung 8-9: Bestimmung der Amortisationszeit der Systeme bioSHC (mit technischen Leistungsdaten aus Laborversuchen) und elWP gegenüber dem Referenzsystem auf Basis der Kapitalwertmethode bei wärmeseitiger Grund- und Mittellastversorgung.

Die Amortisationszeit der nicht optimierten Anlage ist wie zu erwarten mit ca. 16 Jahren deutlich höher als für eine optimierte Anlage. Dennoch ist sie gegenüber dem Referenzsystem nicht unwirtschaftlich. Gegenüber dem System elWP ist das bioSHC-System dann jedoch nicht konkurrenzfähig. Die Umsetzung von Optimierungsmaßnahmen ist damit für einen zukünftigen wirtschaftlichen Erfolg des Systems „bioSHC“ unerlässlich.

8.1.4 Fazit der ökonomischen und ökologischen Betrachtung eines bioSHC-Systems

Die beispielhaft beschriebene Analyse anhand eines Lastganges zeigt die wesentlichen ökonomischen und ökologischen Merkmale des bioSHC-Systems auf. Ein aus diesem Forschungsprojekt „BioWap“ zu entwickelndes, marktfähiges bioSHC-System

- erreicht ähnliche Amortisationszeiten (< 10 Jahre) wie konventionelle elektrische Wärmepumpen und ist damit mit diesen Systemen konkurrenzfähig.
- ist gegenüber erneuerbar betriebenen (Fest-)brennstoffheizungen und elektrischen Wärmepumpen ökologisch weit überlegen (bis 50 % CO_2 –Einsparung gegenüber Pelletheizung und bis 90 % CO_2 –Einsparung gegenüber elektrischer Wärmepumpe)
- ist für reine Heizanwendungen in der Leistungsklasse ab 100 kW gegenüber Pelletkesseln ab etwa 4000 Vollaststunden wirtschaftlich
- sollte daher möglichst bivalent und in Grundlast betrieben werden
- ist effizient beim Heizen und wird insbesondere wirtschaftlich durch zusätzliche Kühlanwendungen

Gleichzeitig zeigt die Analyse auch die Sensitivität der Wirtschaftlichkeit auf Veränderung der Randbedingungen. Je nach Umweltwärmequelle und Systemkonfiguration (z.B. Speichereinbindung, Monovalenz, Bivalenz, Kombination mit anderen Technologien und Brennstoffen) und Jahreslastgang ist das bioSHC lohnend und sinnvoll oder zu teuer.

Die hier angenommenen Kosten für das bioSHC-System sind jedoch eher konservativ hoch angenommen und gültig für kleinere Stückzahlen. Mit steigenden Stückzahlen ist mit sinkenden Investitionen zu rechnen.

Das bioSHC-System lässt sich damit in einem Markt etablieren, der vorrangiges Heizen mit Pelletantrieb sowie Kühlbedarf fordert. Die dann erreichbaren enormen Emissionseinsparungen erweitern das Potenzial biomassebetriebener Energiebereitstellung erheblich.

8.2 Marktbewertung

Um den Marktbedarf eines mit Biomasse betriebenen Wärmepumpen- und Kälteanlagensystems zu evaluieren, müssen vor allem mögliche Kunden definiert werden.

Im Bereich der Privatkunden steht zunächst der Faktor „Heizen“ im Vordergrund. Das System wird hier durch den geringeren Brennstoffbedarf attraktiv. So wären private Mikrowärmenetze denkbar aber auch der Einsatz in Altbauten mit erhöhtem Heizbedarf.

Durch die zusätzliche Bereitstellung von Kälte passt das System optimal in den Bereich der Hotellerie. Hier besteht ganzjährig Bedarf an Klimakälte und Komfortwärme.

Zusätzlich ist die Anwendung in verschiedenen Industriebetrieben denkbar. Zuchtbetriebe wie Schweinemasten und Hühnerzuchten wären hier im Bereich Nahrungsproduktion zu nennen.

Auch Thermalbäder sind als Kunden relevant: Warmes Abwasser könnte als Umweltwärmequelle genutzt und umso heißeres Wasser für das Bad zur Verfügung gestellt werden. Weitere denkbare Anwendungsmöglichkeiten sind Krankenhäuser, Kliniken, Kurzentren, kommunale Gebäude und Rechenzentren.

Insofern ist auch die im Abschnitt 8.1 gezeigte ökonomische Bewertung nur als Nischenbeispiel anzusehen. Die vielfältigen Anwendungs- und Systemkombinationsmöglichkeiten erschweren eine pauschale Aussage, denn das in „BioWap“ entwickelte Absorptionswärmepumpensystem ist hinsichtlich der Temperatur- und Betriebsmodikombination sehr frei integrierbar. Wie am Beispiel in Abschnitt 8.1 gezeigt, ist es in jedem Falle sinnvoll, eine hohe Auslastung im Sinne der Vollaststunden zu erreichen, wenngleich die Kosten in diesem Beispiel eher konservativ, also hoch angesetzt wurden.

Hervorzuheben ist in diesem Zusammenhang der in der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung gemachte Ausschluss von Holzhackschnitzeln. Diese bieten hinsichtlich der Brennwertnutzung enormes Potenzial. Das entwickelte System ermöglicht die Nutzung des Abgases als Umweltwärmequelle, da es das Rauchgas weit unter den Taupunkt auskühlen könnte. Da Holzhackschnitzel üblicherweise eine hohe Brennstofffeuchte aufweisen, könnte auf diese Weise die notwendige Umweltwärmequelle enorm verkleinert und damit die Investitionskosten verringert werden. In diesem Fall ist ein Hackschnitzel gefeuertes bioSHC-System wesentlich konkurrenzfähiger. Da die Rauchgaskondensation in diesem Vorhaben jedoch nicht untersucht wurde, wird dies in vorliegender Marktbetrachtung nicht berücksichtigt.

Ein besonders wichtiger Faktor für den Markt innovativer Heiz- und Kühlsysteme sind staatliche Förderungen zum Ausbau erneuerbarer Energien. In der Vergangenheit haben sich einerseits der Energiepreis und andererseits Förderprogramm zum Heizungstausch enorm auf Absatzzahlen von biomassegefeuerten Anlagen ausgewirkt. Die (Energie-)politische Situation wie auch die schwer kalkulierbare Entwicklung im Biomassemarkt bringt große Unsicherheiten in der Betrachtung des Marktes mit sich. Die Absatzzahlen stiegen im Jahr 2020 nach mehreren Jahren der Stagnation in Deutschland zuletzt wieder an, da eine sehr hohe Förderquote für innovative, erneuerbare, mit Biomasse betriebene Heizanlagen umgesetzt wurde. Gleichzeitig stiegen und steigen die Restriktionen hinsichtlich der Emissionen, während der Preis für fossile Energieträger als größter Konkurrent für Biomassesysteme gesunken ist. Die seit Januar 2021 neue Bundesförderung für effiziente Gebäude (BEG) ist insofern ein wichtiger Schritt zur Energiewende im Gebäudesektor.

Zukünftig ist davon auszugehen, dass der Markt für kombinierte, „multivalente“ Heizsysteme größer wird. Es bilden sich zunehmend Initiativen, die Wärme- und Kältenetze mit vielen kleineren Verbrauchern und Erzeugern kombinieren und damit die Flexibilität aber auch die Versorgungssicherheit steigern. Solche resiliente Versorgungsnetze müssen zukünftig die Strategie von redundanten Systemen ersetzen, damit die Energiewende gelingen kann. In diesem Sinne sind einerseits staatliche Förderungen zu forcieren, andererseits derzeit noch nicht für eine Marktbewertung zu berücksichtigen.

Durch die Leistungsklasse des Systems ist der höhere Installations- und Anlagenaufwand bereits gerechtfertigt. Gleiches gilt auch für die Integration in Wärmenetze. Das bioSHC-System ist damit eher dem Markt der Großwärmepumpen zuzuordnen. In Born et al. [2017] wurde die Leistungsgröße solcher Systeme auf etwa 300 kW geschätzt. Zum Zeitpunkt dieser Studie war der Feldbestand an Heizungswärmepumpen nicht

in dem Maße entwickelt, wie es zum Erreichen der Klimaschutzziele voraussichtlich notwendig wäre. Gleichzeitig leisteten Großwärmepumpen noch „keinen signifikanten Beitrag zur Wärmebereitstellung aus erneuerbaren Energien“. Es wurde jedoch auch prognostiziert, dass „im Zuge der Energiewende und einer verstärkten Sektorkopplung zwischen Strom- und Wärmemarkt […] ein deutlicher Anstieg des Zubaus in zentralen Nah- und Fernwärmenetzen sowie in der Industrie zu erwarten“ sei. Daher ist auch aus dem stetig wachsenden Wärmepumpenmarkt heraus zusätzlich Marktpotenzial zu erwarten.

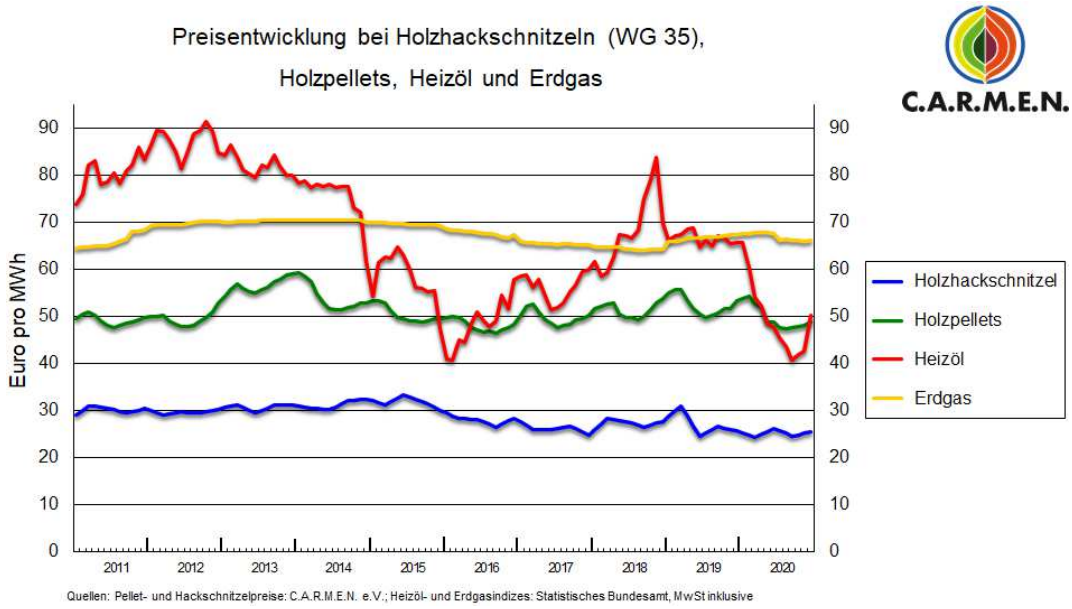


Abbildung 8-10: Entwicklung der Brennstoffpreise in den Jahren 2011 bis 2020 [C.A.R.M.E.N. e.V, 2021]

Hinsichtlich des Brennstoffes wurde im vorangegangenen Kapitel bereits erwähnt, dass Holzpellets für das bioSHC-System ökonomisch konkurrenzfähiger sind als Hackschnitzel. Holzhackschnitzel erreichen jedoch eine höhere Verfügbarkeit, werden also von mehr Kunden im angestrebten Leistungsbereich genutzt. Vor allem im größeren Leistungsbereich (>50 kW) werden häufig Hackschnitzelsysteme eingesetzt. Im kleineren Leistungsbereich (< 15kW) überwiegen dagegen Pelletkessel. Prinzipiell kann das hier entwickelte System zwar auch den Hackschnitzel-Kessel-Markt bedienen, jedoch ist es aufgrund des niedrigen Brennstoffpreises (vgl. Abbildung 8-10) umso schwieriger ökonomisch konkurrenzfähig zu bleiben, also die Mehrinvestition für das innovative System im Vergleich zu konventionellen Hackschnitzelanlagen zu amortisieren.

Es ist jedoch hervorzuheben, dass die höhere Effizienz durch Wärmepumpentechnologie das Potenzial für Biomassesysteme signifikant erweitern kann, damit also regional diesen Markt durchaus insgesamt vergrößern könnte. Zudem ist die höchsteffiziente Nutzung des bioSHC-Systems für hackschnitzelgefeuerte Kühlung hervorzuheben. Hier könnte sich ein Markt für die ökonomisch konkurrenzfähige Bereitstellung von Kälte für das System ergeben.

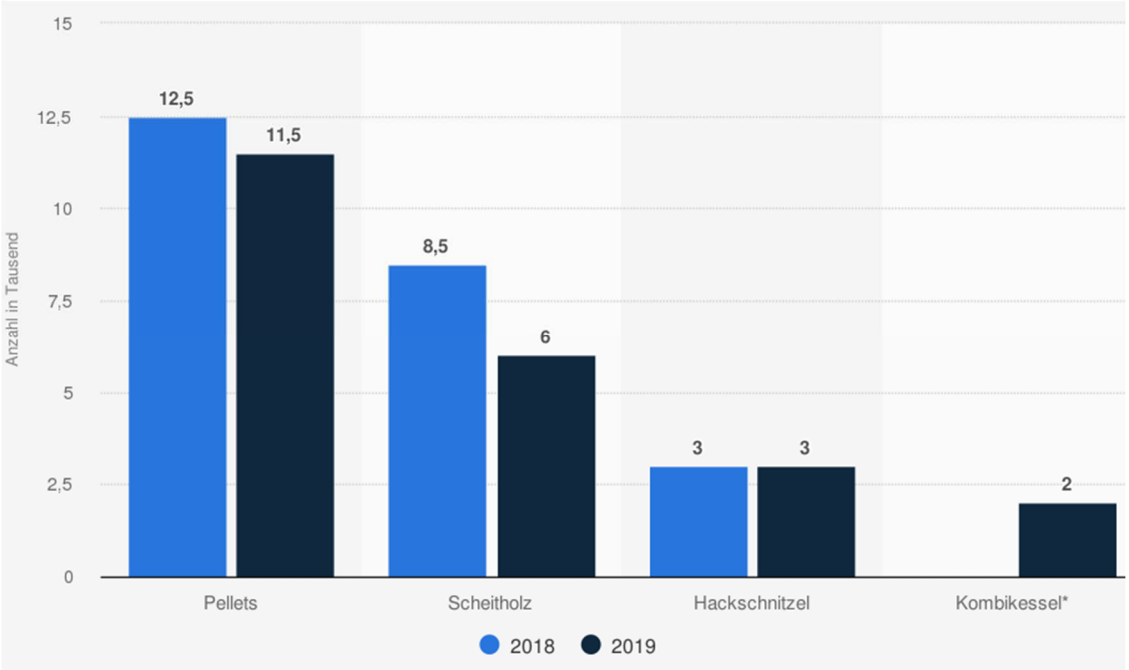


Abbildung 8-11: Absatz von Biomassekesseln in Deutschland nach Typ in den Jahren 2018 und 2019 [BDH, 2021]

Im Jahr 2020 wurde mit rund 61.850 im Inland verkauften Pelletfeuerungen (also Pelletkesseln inklusive Pelletkaminöfen) der Absatz des Vorjahres deutlich um 78,5% gesteigert. Abbildung 8-12 zeigt den Trend der in Deutschland zugebauten Pelletfeuerungen für die Jahre 2012 bis 2020.

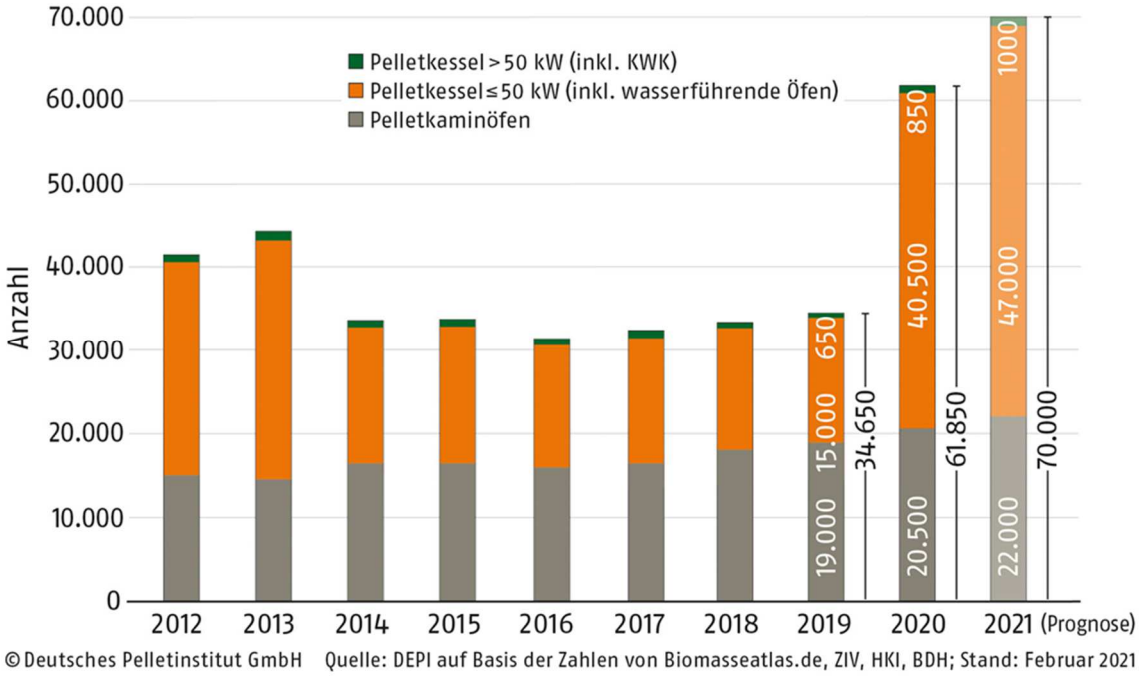


Abbildung 8-12: Zubau von Pelletfeuerungen in Deutschland, Trend 2012 bis 2021 nach DEPV [2021]

Für das Jahr 2021 rechnet der Deutsche Energieholz- und Pellet-Verband (DEPV) laut Oebbeke [2021] mit einer weiteren Steigerung des Absatzes und der Zunahme des Zubaus an Pelletfeuerungen um gut 10% auf rund 70.000 Anlagen (gegenüber rund 62.000 Feuerungen 2020). Für den vergleichsweise geringen Anteil im Jahr 2020 von 850 Kessel/Pellet-KWK-Anlagen größer 50 kW gilt dieser Trend ebenso, sodass derzeit von etwa 1000 neu installierten Anlagen der Leistungsklasse des bioSHC-Systems im Jahr 2021 zu rechnen ist. Hinsichtlich dieser Leistungsklasse ist zu bemerken, dass das bio-SHC-System durch die hohe Brennstoffausnutzung zu beiden Klassen (< 50 kW sowie ≥50 kW) gezählt werden kann, da es Heizleistungen bis 100 kW bereitstellt, jedoch eine Feuerungsleistung um 50 kW aufweist. Dies erweitert potentiell das Kundenspektrum, da Kunden, die bei einer Heizleistung von ca. 100 kW zu Hackschnitzeln tendieren ggf. auf das bioSHC-System zurückgreifen können.

Inwieweit diese Absatzzahlen für das System aus „BioWap“ bzw. für das bioSHC relevant sind, ist derzeit nur schwer abzuschätzen, da es sich bei diesem mit Biomasse betriebenen Heiz- und Kühlsystem um ein völlig neues Produkt handelt. Damit wird zum Teil auch ein neuer Markt geschaffen. Es muss daher zunächst eine Evaluierung des Kundenwunsches stattfinden, das entwickelte System also potentiellen Abnehmern vorgestellt werden, um das Interesse und die Akzeptanz abzufragen. Mit den in diesem Forschungsvorhaben erarbeiteten Ergebnissen ist dies nun prinzipiell möglich. Dabei ist insbesondere zusätzlich die Kältebereitstellung mittels mit Holzhackschnitzeln direkt gefeuertem System zu untersuchen.

Entsprechende Marktforschung könnte nun beispielsweise mit Hilfe der Kontakte und dem Vertriebsnetz der HDG Bavaria GmbH durchgeführt werden. Dies ist für eine zukünftige Weiterentwicklung zu empfehlen, um das System besser anpassen und damit verschlanken zu können – eine wichtige Voraussetzung um letztlich ein langlebiges, hocheffizientes und zuverlässiges Produkt anzubieten.

Damit ist der Markt für das bioSHC-System zukünftig durchaus positiv zu bewerten, da

- der Absatz an Holz- bzw. Pelletfeuerungen ebenso wie der Anteil von Wärmepumpen am Heizungsmarkt steigt,
- innovative Wärme- und Kältenetze insbesondere für Neubauten gefördert und forciert werden,
- der anstehende Austausch alter Heizsysteme mit neuen, erneuerbaren Systemen in den kommenden Jahren zusätzlich steigende Absatzzahlen bei Biomassefeuerungen erwarten lässt.

Eine finale Bewertung im Sinne einer Prognose der Absatzzahlen für das hier erarbeitete System ist jedoch zum Zeitpunkt der Berichterstellung nicht seriös möglich. Es muss nach wie vor vielmehr auf einen weiteren Forschungsbedarf hingewiesen werden. Dies gilt einerseits für die technischen Optimierungspotenziale (vgl. Abschnitt 7.5), aber auch hinsichtlich einer Marktanalyse und der Anpassung und Verschlankung des Systems zum Produkt „bioSHC“ auf den Kundenbedarf. Zudem sind detailliertere wirtschaftliche Betrachtungen anzustellen, ob und in welcher Konfiguration das bioSHC-System mit dem Brennstoff Holzhackschnitzel im Markt konkurrenzfähig sein bzw. werden kann.

8.3 Verwertung der Projektergebnisse

Hinsichtlich der Anschlussfähigkeit bzw. der Verwertbarkeit der Projektergebnisse muss zwischen verschiedenen Ebenen der Verwertung unterschieden werden. Es sind die wissenschaftliche, technische sowie die wirtschaftliche Verwertung zu unterscheiden.

Im Hinblick auf die technische Verwertung ist auf den Erfahrungsgewinn und die nicht quantifizierbaren Erkenntnisse und dem Know-How-Gewinn bei beiden Projektpartnern hinzuweisen. Durch die Forschungstätigkeiten wurden neue Ideen und Abläufe auch abseits des Forschungsvorhabens etabliert. Neue Kenntnisse über bestehende technische Lösungen verbessern so auch bestehende Produkte und erweitern den Erfahrungsschatz der Projektbeteiligten.

Die wissenschaftlichen Erkenntnisse aus diesem Forschungsvorhaben wurden bereits in einigen Veröffentlichungen kommuniziert und sollen weiter verbreitet werden, wie in Abschnitt 8.4 dargestellt wird. Es erfolgt somit eine entsprechende wissenschaftliche Verwertung. In diesem Zusammenhang ist zu erwähnen, dass das ZAE Bayern durch seine Nähe zu Universitäten und Hochschulen (z.B. Kooperationen mit der Hochschule München und der TU München) direkten Einfluss auf die gelehrten Inhalte hat. Forschungsarbeiten und Projektergebnisse kommen daher direkt der praxisnahen Aus- und Heranbildung von wissenschaftlichem und ingenieurtechnischem Nachwuchs zugute. Neben den hauptberuflichen wissenschaftlichen Mitarbeitern am ZAE Bayern wurden auch Studierende im Rahmen von fünf Studien- bzw. Abschlussarbeiten (vgl. Abschnitt 8.4.1, Seite 190) sowie studentische Hilfskräfte in die Projektbearbeitung eingebunden. Dadurch wurden während und werden auch nach dem Projekt neue Impulse für die Wissenschaft empfangen und gegeben.

Eine wirtschaftliche Verwertung lässt sich insofern ableiten, als das am ZAE Bayern derzeit eine Ausgründung eines Unternehmens, das Anbieter von Absorptionswärmepumpen- und Kälteanlagen wird, erfolgt. Das hier beschriebene Forschungsvorhaben konnte hierzu wichtige Beiträge in den entsprechenden Arbeitspaketen leisten, wenngleich die Ausgründung insbesondere der konsequenten Fortführung der Forschungstätigkeiten am ZAE Bayern in diesem Bereich Rechnung trägt.

Nach dem nun erfolgten Nachweis der Funktionsfähigkeit des Gesamtsystems müssen mögliche Endanwender angesprochen werden, um in der weiteren Entwicklung detailliert auf Marktanforderungen einzugehen. Ein Demonstrationsprojekt mit mehreren Demoanlagen bzw. Funktionsmustern im Feldtest könnte nach einer notwendigen technischen Reifephase den Weg zur Produktvermarktung ebnen.

Die Vermarktung der Projektergebnisse hängt von der Verwirklichung eines vollautomatisierten Systems mit optimiertem Wirkungsgrad ab. Die Weiterentwicklung der Hard- und Software ist Voraussetzung für die Zulassung des Systems. Neben den Anforderungen der Maschinenrichtlinie müssen entsprechende Anforderungen durch Normen (z.B. DIN EN 303-5) erfüllt werden können, um ein sicheres Produkt anbieten zu können und Inverkehrbringen zu ermöglichen.

Die Einführung eines neuen, ausgereiften Produkts (z.B. Heizkessel oder Wärmepumpe) auf dem Markt ist üblicherweise nach etwa fünf Jahren durch die Herstellung einer Null-Serie abgeschlossen. Jegliche Fehler

hinsichtlich Konzeptionierung, Materialien oder Produktion müssen durch langzeitige Entwicklungsarbeiten von Vornherein ausgeschlossen sein. Fehler bzw. unerkannte Mängel können zu massiven wirtschaftlichen Verlusten für kleine bzw. mittelständische Unternehmen wie HDG Bavaria führen. Hierbei sind einerseits Anlagenausfälle z.B. durch Materialfehler aber auch Personengefährdung oder schwere Schäden zu bedenken. Die in diesem Bericht beschriebenen Erkenntnisse legen somit nahe, dass einerseits eine weitere Entwicklungsphase notwendig ist um die Risiken weiter zu senken, andererseits aufgrund der sehr guten ökonomischen und ökologischen Perspektiven auch sinnvoll ist.

Beide Projektpartner sehen sehr gutes Potenzial für ein entsprechendes Produkt im Rahmen der Absatzmöglichkeiten. In ersten Gesprächen potentieller Kunden bzw. Kooperationspartnern wurde großes Interesse am innovativen System geweckt. So würde beispielsweise eine mit dem ZAE Bayern kooperierende oberbayrische Gemeinde die Einbindung einer Pilotanlage der Null-Serie in das lokale Nahwärmenetz umsetzen. Eine derartige oder anderweitige erneute Kooperation des ZAE Bayern und der HDG Bavaria GmbH ist derzeit im Gespräch.

Die HDG Bavaria GmbH verfügt über ein dichtes, flächendeckendes Vertriebs- und Servicenetz in Deutschland. In den angrenzenden Ländern wie Schweiz, Niederlande, England gibt es Kooperationspartner, in Österreich besteht ein eigenständiger Firmensitz mit separatem Kundendienst. Über das Händlernetz könnte das Wärmepumpen- und Kälteanlagensystem mit angeboten, vertrieben und gewartet werden. Kunden wünschen in der Regel Lösungen aus einer Hand. Für die wirtschaftliche Verwertung der Projektergebnisse besteht für den Projektpartner HDG Bavaria die Möglichkeit, das „Gesamtpaket“, bestehend aus Biomassefeuerung im Hochtemperaturdesorber, Wärmepumpe und Systemperipherie anzubieten.

Die Bereitstellung der Absorptionswärmepumpe (AWP) könnte über die Ausgründung des ZAE Bayern z.B. mittels nicht ausschließlicher Lizenzverträge erfolgen und müsste aufgrund der Abweichung zu deren Kernkompetenz nicht von HDG Bavaria gefertigt werden. Dadurch würde das wirtschaftliche Risiko seitens HDG Bavaria verringert, die Absatzpfade vervielfacht und ein zusätzlicher Wirtschaftszweig gestärkt. Eine potentielle Kooperation zwischen HDG Bavaria und der ausgegründeten Firma verspricht eine starke Kopplung der erforderlichen Kernkompetenzen und ist derzeit Gegenstand der Gespräche für eine potentielle zukünftige Zusammenarbeit der Projektpartner.

Bei einem erfolgreichen Projektverlauf eines potentiellen, jedoch für Produktreife notwendigen Anschlussprojektes gehen sowohl die HDG Bavaria GmbH als auch das ZAE Bayern davon aus, dass das Entwicklungsergebnis binnen 2 Jahren nach dessen Projektende dieses Anschlussprojektes in ein marktfähiges Produkt überführt werden kann. Da es sich bei dem zu vermarktenden System um eine bis dato nicht realisierte Innovation handelt, wird mit einer moderaten Anlaufkurve bis zur Marktdurchdringung gerechnet. Im ersten Jahr der rein kommerziellen Vermarktung (ca. 2025 bis 2027) ist eine jährliche Absatzmenge von etwa 5 Gesamtsystemen anzunehmen.

Mit steigendem Bekanntheitsgrad und einer besser werdenden Marktdurchdringung wird für das zweite und dritte Jahr der Vermarktung mit einem Absatz von 8 bzw. 12 Gesamtsystemen pro Jahr ausgegangen. Bis zu diesen Jahresmengen kann die Produktion der Absorptionswärmepumpen durch einen Unterauftragnehmer ohne größere Investitionen realisiert werden.

Spätestens bei weiter anhaltenden Absatzsteigerungen muss abhängig von der Marktentwicklung über die gleichwertige Beteiligung eines etablierten Wärmepumpenherstellers oder den Aufbau eines eigenständigen Unternehmens entschieden werden. Die feuerungsdominierten Anlagenteile (HTD) lassen sich durch HDG Bavaria auch dann weiterhin fertigen, da eine entsprechend große Kapazität bereits vorhanden ist.

8.4 Erfolgte und geplante Veröffentlichungen

8.4.1 Bisherige Veröffentlichungen

International Sorption Heat Pump Conference 2020 bzw. 2021

Aufgrund Covid-19 Pandemie wurde eine geplante Veröffentlichung der Ergebnisse dieses Forschungsvorhabens auf der international größten Konferenz für das Sachgebiet der Absorptionswärmepumpen nur als Online-Preconference durchgeführt.

Daher konnte nur ein entsprechendes Abstract veröffentlicht werden [Kausche et al.]. Es ist jedoch geplant, bei der im August 2021 stattfindenden Konferenz entsprechend zu Veröffentlichen und vorzutragen.

Veröffentlichungen im Rahmen der Begleitforschung

Im Rahmen des Begleitvorhabens des BMWi-Förderbereichs „Energetische Biomassenutzung“ wurden jeweils ein Kurzvortrag und ein Langvortrag gehalten. Zudem wurden entsprechende Abstracts für den Tagungsband eingereicht.

- Auf der **7. Statuskonferenz „Bioenergie. Flexibel und integriert in die nächste Epoche!“** des Förderprogramms für energetische Biomassenutzung vom 20.11.2017 bis zum 21.11.2017 wurde ein Kurzvortrag zum Systemkonzept gehalten [Thrän & Pfeiffer, 2017].
- Auf der **8. Statuskonferenz „Bioenergie: Der X-Factor!“** des Förderprogramms für energetische Biomassenutzung vom 17.09.2019 bis zum 18.09.2019 wurde ein Abstract veröffentlicht sowie ein Vortrag zum Systemkonzept, Umsetzung und der voraussichtlichen Leistungsfähigkeit gehalten [Thrän & Pfeiffer, 2019].
- Für die **Fachkonferenz „Digitalisieren — Sektoren koppeln — Flexibilisieren“** am 24.11.2020 wurden ein Abstract und ein Poster zur Systemumsetzung veröffentlicht sowie ein Kurzvortrag zu den Messergebnissen gehalten [Thrän & Pfeiffer, 2020].

Studien- und Abschlussarbeiten:

Im Rahmen dieses Projektvorhabens wurden folgende Studien- und Abschlussarbeiten angefertigt:

- J. Lange, Umweltwärmequellen für Absorptionswärmepumpen, Technische Universität München, Lehrstuhl für Energiesysteme, 04/2018, Semesterarbeit im Master
- J. Ostermair, CFD-Optimierung eines Rauchgaswärmeübertragers für mit Biomasse direkt gefeuerte Absorptionswärmepumpen, Hochschule für angewandte Wissenschaften München, Fakultät für Angewandte Naturwissenschaften und Mechatronik, 09/2018, Bachelor
- D. Rose, Auslegung und Simulation eines kavitationsgefährdeten Pumpensystems mit EES und ANSYS Fluent, Hochschule für angewandte Wissenschaften Würzburg-Schweinfurt, Fakultät Maschinenbau, 09/2019, Bachelor
- A. Plail, Inbetriebsetzung eines direkt befeuerten HTDs für thermisch betriebene Wärmepumpensysteme, Ostbayrische technische Hochschule, Fakultät Maschinenbau, 02/2020, Bachelor
- M. Weinzierl, Inbetriebnahme und Vermessung einer kompakten, einstufigen Absorptions-Wärmepumpeneinheit, Hochschule Landshut, Fakultät Maschinenbau, 09/2020, Bachelor

8.4.2 Geplante Veröffentlichungen

Bedingt durch die Covid-19 Pandemie wurden für das Fachgebiet der Sorptionswärmepumpen und Gebäudeversorgung wichtige internationale Konferenzen verschoben. Konferenzen im Hinblick auf thermische Biomassenutzung sowie Messen konnten ebenfalls nicht als Forum zur Präsentation der Forschungsergebnisse genutzt werden. Neben geplanten Veröffentlichungen auf Messen (z.B. Chillventa, WTT-Expo, SHK, ISH), und Konferenzen (Arbeitskreissitzung Holzfeuerung (TfZ), Fachkongress Holzenergie, European Biomass Conference & Exhibition (EUBCE), jährliche Tagung des Deutschen Kälte- und Klimatechnischer Vereins e.V., IEA Heatpump Conference etc.) sind daher für folgende, internationale Konferenzen bereits Veröffentlichungen vorbereitet:

- Für die ISHPC 2021 (International Sorption Heat Pump Conference 2020 bzw. 2021, siehe oben) ist durch die Annahme des Papers für die Preconference 2020 ein Vortrag sowie ein überarbeitetes Paper für die voraussichtlich im August 2021 stattfindende Konferenz vorgemerkt bzw. vom Veranstalter zugesagt worden [ISHPC 2021, 2021].
- Für die eigentlich im Oktober 2020 geplante Konferenz „International Sustainable Energy Conference“ (ISEC) wurde im April 2020 ein Abstract eingereicht. Da diese Konferenz im Januar 2021 nochmals verschoben wurde auf April 2022, ist noch keine Rückmeldung durch die Organisatoren der Konferenz erfolgt. Es ist aber davon auszugehen, dass das ZAE Bayern auf dieser Konferenz sowohl einen Vortrag, als auch ein Abstract als auch ein Paper veröffentlichen wird [ISEC, 2021].

9 Fazit

Das Forschungsvorhaben „BioWap“ wurde erfolgreich durchgeführt. Das Kernziel „Entwicklung eines Funktionsmusters eines mittels holzartiger Biomasse direkt befeuerten, hocheffizienten Absorptionswärmepumpensystems mit einer Heizleistung von ca. 100 kW_{th}“ konnte erreicht werden.

Die Emissionen (Staub, CO) konnten geringgehalten werden und betrugen damit bezogen auf die Nutzwärmeleistung nur etwa 54 % des Niveaus konventioneller Systeme bei gleicher Heizleistung.

Es konnte ein brennstoffbezogener Wirkungsgrad zur Wärmebereitstellung von BUE_h = 1,7 nachgewiesen werden. Das Wärmeverhältnis, also die den Wärmepumpenprozess ohne Feuerung bewertende Kennzahl ξ_{heat} erreichte einen sehr guten Wert von ξ_{heat} = 2,21.

Die Messungen am Funktionsmuster zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit den in der Vorauslegung simulierten Prozessparametern. In den Laborversuchen wurden hierfür Holzpellets im Brennraum des Hochtemperaturdesorbers bei einer Feuerungsleistung von 56,3 kW umgesetzt. Das System stellte 95,7 kW Heizwärme auf einem Temperaturniveau zwischen 31,5 und 40 °C bereit. Der über den Kaltwasserkreis zwischen 9 und 5,6 °C zugeführte Niedertemperaturwärmeanteil beträgt dabei 52,2 kW. Hervorzuheben sind zudem der geringe elektrische Energiebedarf von etwa 1 % der Nutzwärme und die effiziente Kältebereitstellung.

Das Anlagensystem birgt Optimierungspotenzial hinsichtlich des Wirkungsgrades. Bei Wegfall sämtlicher für den Betrieb nicht relevanter Einbauten, Sensoren und Aktoren können thermische Verluste enorm verringert werden. In Kombination mit verbesserter Verbrennungs- und Abbrandregelung sowie optimierter Leistungssteuerung bzw. Kommunikation zwischen SPS und HDG Control könnten somit nochmals etwa 15 % mehr Wärme mit dem eingesetzten Brennstoff bereitgestellt werden.

Ein aus diesem Forschungsprojekt „BioWap“ zu entwickelndes, marktfähiges bioSHC-System ist gegenüber erneuerbar betriebenen (Fest-)brennstoffheizungen und elektrischen Wärmepumpen ökologisch weit überlegen (bis 50 % CO_2 –Einsparung gegenüber Pelletheizung und bis 90 % CO_2 –Einsparung gegenüber el. Wärmepumpe). Gegenüber konventionellen kombinierten, bivalenten Heiz- und Kühlsystemen ist das bioSHC-System bereits jetzt wirtschaftlich darstellbar.

Das bioSHC-System lässt sich also nach einer technischen Reifephase voraussichtlich in einem Markt etablieren, der vorrangiges Heizen mit Pelletantrieb sowie Kühlbedarf fordert. Die dann erreichbaren enormen Emissionseinsparungen erweitern das Potenzial biomassebetriebener Energiebereitstellung erheblich.

Bis zur Produktreife bedarf es jedoch noch wesentlicher Verbesserungen der Geometrie des Hochtemperaturdesorbers, sowie einer Verschlankung des Gesamtsystems. Dabei ist der Kundenwunsch bzw. eine Marktanalyse zugrunde zu legen. Zudem muss der vollautomatisierte Betrieb ohne personeller Anlagenüberwachung zunächst in Feldtests bzw. Pilotanlagen getestet werden, um die Haltbarkeit im Dauerbetrieb zu überprüfen. Für notwendige Zulassungen müssen weitere Sicherheitseinrichtungen und Tests implementiert werden. Ohne die Entwicklung eines praxiserprobten Gesamtsystems, welches den Anforderungen der Maschinenrichtlinie sowie der Norm DIN EN 303-5 entspricht und die Verbrennung unterschiedlicher

Brennstoffe ermöglicht, wird das bioSHC-System nur sehr eingeschränkt umgesetzt und am Markt platziert werden können.

Die Vermarktung der Projektergebnisse hängt daher davon ab, ob und mit welchem finanziellen Aufwand das bioSHC-System optimiert bzw. technisch robust gestaltet werden kann. Hier sind insbesondere die Verbesserung der Leistungssteuerung der Verbrennung und die Abstimmung der Regelung des Gesamtsystems zu nennen. Darin besteht noch hoher Forschungsbedarf, welcher aufgrund des nach wie vor hohen technischen und finanziellen Risikos voraussichtlich nur bedingt von HDG Bavaria gedeckt werden könnte.

Zudem sind die angenommenen und im Labor ermittelten Wirkungsgrade durch Feldtests in tatsächlichen Anwendungen zu überprüfen um verlässliche Daten zu Effizienz und Robustheit zu erlangen. Daher empfiehlt sich ein an dieses Vorhaben anschließendes Projekt mit Demonstrationscharakter.

10 Anhang

10.1 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Nutzenergiefaktoren pro Biomasseeinheit in Bezug auf Wärme und Kälte bei unterschiedlichen Temperaturen....12

Abbildung 4-1: Arbeits- und Antriebsprinzip von elektrisch und thermisch angetriebenen Wärmepumpen 18

Abbildung 4-2: Single-Effect (SE) Absorptionswärmepumpe im Dühringdiagramm....20

Abbildung 4-3: Double-Effect (DE) und Double-Lift (DL)-AWP als Raute in Anlehnung an Prozessdarstellung im Dühringdiagramm 21

Abbildung 5-1: Externe Fluidführung und Kältemittelfluss für den Double-Effect-Modus (DE)....50

Abbildung 5-2: Externe Fluidführung für den Double-Lift-Modus (DL)....51

Abbildung 5-3: mögliche und übliche Lösungsführung der internen Kreisläufe....52

Abbildung 5-4: 3D-CAD-Schnitt des HDG C-50, rechts: beizubehaltende Brennraumgeometrie....54

Abbildung 5-5: Hochtemperaturdesorber, links Siederohr-, rechts Rauchrohrprinzip 57

Abbildung 5-6: Skizzen verworfener Hochtemperaturdesorber-Konzepte....58

Abbildung 5-7: 3D-Skizze des ausgewählten Konzeptes für den Hochtemperaturdesorber....58

Abbildung 5-8: Schema des ausgewählten Konzeptes für den Hochtemperaturdesorber....59

Abbildung 5-9: Wellschlauchgeometrie....60

Abbildung 5-10: vorläufiges Konstruktionskonzept des Hochtemperaturkondensators....61

Abbildung 5-11: Prinzipskizze des ersten Funktionsmusters, rechts: CAD-Schnitt-Zeichnung....62

Abbildung 5-12: für Fertigung im MAG-Verfahren ungeeignete Bauteile, links: dünnes Dampfleitblech, Mitte: Tauchhülsen für PT-100, rechts: anschweißbare Vakuumkleinflansche m. Dichtung....63

Abbildung 5-13: links: Mit Heliumlecksuchgerät Identifizierte Löcher, rechts: Aufgerissenes Loch nach Schweißversuch bei evakuiertem Kessel....64

Abbildung 5-14: Filtereinheit bestehend aus Kerzenfilter und Kerzenfiltergehäuse, Test im Vorversuch.66

Abbildung 5-15: Filtereffekt auf die Lösung: links ungefiltert, rechts nach 5 min. Filterbetrieb....66

Abbildung 5-16: Klöpperboden des Edelstahl-Desorbers aus einem Vorgängerprojekt 68

Abbildung 5-17: vermutete Ansätze von Lochfraß auf der Edelstahloberfläche....68

Abbildung 5-18: Auf Korrosion Untersuchte Spalte....69

Abbildung 5-19: Korrosion im Übergangsbereich von Dampf und LiBr-Lösung....69

Abbildung 5-20: teilweise lochfraß-korrodierte Zonen aus dem Übergangsbereich zwischen Lösung und Wasserdampf des ersten HTD-Funktionsmusters 70

Abbildung 5-21: CAD-Designstudie der AWP....71

Abbildung 5-22: Konzepte und CAD-Zeichnungen von Fluidaufgabesystemen 72
Abbildung 5-23: Test eines verworfenen Aufgabesystems an Atmosphäre 73
Abbildung 6-1: R&I des Hydrauliksystems bzw. der externen Anlagenverrohrung für den Laborbetrieb 78
Abbildung 6-2: R&I der externen Verrohrung – Unterschiede zwischen Realgebäude-(links) und Laborkonfiguration (rechts) 79
Abbildung 6-3: R&I der internen Anlagenverrohrung für den Laborbetrieb 81
Abbildung 6-4: 3D-CAD-Ansicht des modularen Racks & externes hydraulisches Gesamtsystem 82
Abbildung 6-5: 3D-CAD - Aufstellung der gesamten Versuchsanlage mit Grundfläche ca. 7 m x 3 m 83
Abbildung 6-6: Hydraulikrack mit hochgenauen Messeinrichtungen zur energetischen Bilanzierung 83
Abbildung 6-7: Schaltschrankkomponenten beim Einbau, rechts SPS mit Steckkarten auf Hutschiene ... 84
Abbildung 6-8: Überblick des TwinCAT3 Strukturbaums 85
Abbildung 6-9: Visualisierung der externen Kreise in LabView 86
Abbildung 6-10: Livedarstellung berechneter Leistungen in LabView 87
Abbildung 6-11: Prozessüberwachung des unteren Druckniveaus 87
Abbildung 6-12: Flussdiagramm der Steuerung des "Double-Effect"-Betriebs 88
Abbildung 6-13: Wärmedurchgang in Abhängigkeit vom Rauchgaswärmeübergang bei verschiedenen LiBr-Lösungsseitigen Wärmeübergängen 94
Abbildung 6-14: Rauchgastemperatur bei Änderung von Massenstrom und α_{LiBr} 95
Abbildung 6-15: Verlauf der Fluidtemperatur im Rohr mit Standardturbulator 95
Abbildung 6-16: Rauchgasauskühlung für verschiedene Turbulatorgeometrien 96
Abbildung 6-17: Verlauf der Fluidtemperatur im Rohr mit verdrilltem Turbulator 96
Abbildung 6-18: Drei mögliche Konfigurationen der Zugaufteilung 97
Abbildung 6-19: CFD-Studie zu Konvektionswalzen im Hochtemperaturdesorber 98
Abbildung 6-20: Dampfjalousie im Funktionsmuster am Übergang zum Kondensator 99
Abbildung 6-21: links: CFD-Studie der Dampfjalousie; rechts: Aufbau des Labyrinths 99
Abbildung 6-22: Finaler Konstruktions- und Fertigungsstand der Hochtemperaturstufe, 3D-CAD 102
Abbildung 6-23: links: Iso-Clipping des Festigkeitsoptimierten Kessels; die zulässige Spannung wird nicht mehr überschritten; rechts: Die Verschiebungen sind ausreichend gering 103
Abbildung 6-24: fertig geschweißte Hochtemperaturstufe in der Montagehalle bei HDG Bavaria nach erfolgreichem Dichtheitstest 104
Abbildung 6-25: R&I der internen Lösungsführung für den „Standalone-Betrieb“ 105
Abbildung 6-26: Einheit der internen Lösungsführung für dem Standalone-Betrieb bei Endmontage 106
Abbildung 6-27: umgebautes Schwimmerventil zur mechanisch gesteuerten Drucktrennung im Betrieb 107

Abbildung 6-28: Simulation der Wandtemperaturen im Übergangsbereich zwischen Brennraum und Rauchgaszügen 109
Abbildung 6-29: Angeschraubte Wandtemperatursensoren (links oben) im Rauchgastrakt 110
Abbildung 6-30: Wandtemperatursensoren für die Brennraumwände mit Teflonhülse und Verschraubung 110
Abbildung 6-31: Thermische Analyse: erhöhte Wandtemperatur im Bereich der Sensorspitze bei Betrieb 111
Abbildung 6-32: Wendelung und Anordnung der Temperaturmessung am Kamin aus DIN EN 303-5 111
Abbildung 6-33: Aufstellung der Brennstoffversorgung zur Massenstrombestimmung 112
Abbildung 6-34: Montage der Brennstoffversorgung im Labor 113
Abbildung 6-35: Abstrahiertes Anlagenschema der internen Verrohrung und Komponenten mit Nennbetriebsbedingungen in der finalen Auslegungsvariante 119
Abbildung 6-36: Prozessabbild im Dühring Diagramm für wässrige Lithiumbromidlösung 119
Abbildung 6-37: 3D-CAD-Ansicht der internen Verrohrung der AWP & „Komponentenschublade“ bei der Vormontage 120
Abbildung 6-38: gerendertes 3D-CAD der gesamten, finalen AWP-Konstruktion 121
Abbildung 6-39: gebeizte Bauteile 122
Abbildung 6-40: Leckagetests und Aufbau sowie thermische Isolierung der AWP 122
Abbildung 6-41: Im Labor installierte AWP in Betrieb mit Glasscheibenfront 123
Abbildung 6-42: Benetzung der Wärmetauscherrohre und Aufgabewannensystem im Betrieb 124
Abbildung 7-1: mögliche Messpfade zur Leistungsbilanz am HTD 127
Abbildung 7-2: Gestufte Massenabnahme im Brennstoffvorratsbehälter 128
Abbildung 7-3: gemessene Leistungen bei externen Referenzbedingungen mit variiertem, internen Lösungsvolumenstrom 132
Abbildung 7-4: Charakteristische Gleichung aus ermittelten Messwerten 136
Abbildung 7-5: Gegenüberstellung der beiden charakteristischen Gleichungen 137
Abbildung 7-6: Kälteleistungsnomogramm der einstufigen Laboranlage „BioWap“ 138
Abbildung 7-7: Im Labor des ZAE Bayern aufgebauter Hochtemperaturdesorber mit Brennstoffzuführung bei der Erstinbetriebnahme 139
Abbildung 7-8: Position der an der Verbrennung beteiligten Aktoren am HTD 140
Abbildung 7-9: Messung der Abgaswerte während des ersten Leistungsbetriebs am Kaminanschluss 142
Abbildung 7-10: gemessene Staubkonzentrationen im Abgas bei Normzustand 144
Abbildung 7-11: adiabate Flammentemperatur der Pelletverbrennung abhängig von λ und w 146
Abbildung 7-12: Wirkungsgrad abhängig vom Luftüberschuss bei konstanter Abgastemperatur (178 °C) 146

Abbildung 7-13: Wirkungsgrad abh. von der Abgastemperatur bei variiertem Luftüberschuss 147
Abbildung 7-14: Skizze des mittels CFD untersuchten Rauchgastraktes..... 148
Abbildung 7-15: Aufnahmen unzureichend isolierter Messstellen am HTD 150
Abbildung 7-16: Mittels Anlegefühler gemessene Oberflächentemperaturen an der HTD-Isolierung im Betrieb..... 151
Abbildung 7-17: Asche- und Brennstoffrückstände auf dem Stufenrost des HTD nach ca. 10 h Betrieb ohne Abkippen..... 152
Abbildung 7-18: Schäden nach der Verpuffung am Funktionsmuster des Hochtemperaturdesorbers..... 153
Abbildung 7-19: Skizze des Saugzuggebläses und in CAD modifizierter Schaufelblätter 155
Abbildung 7-20: Voraussichtliche Druckdifferenz vor/nach Saugzuggebläse 156
Abbildung 7-21: Im Labor installierte und gekoppelte Gesamtanlage 157
Abbildung 7-22: Korrodierte Wärmetauscherrohre durch Flugrostablagerungen während der Fertigung 165
Abbildung 7-23: auf die AWP gespülte Eisen- und Kupferpartikel bei extremen Betriebswechseln 166
Abbildung 7-24: Wandtemperaturen im Rauchgastrakt 167
Abbildung 8-1: Auf maximale Heizleistung normierter Jahreslastkurve des Kälte und Wärmebedarfs des Referenzgebäudes. 171
Abbildung 8-2: Schematischer Aufbau des Referenzsystems und der Systeme bioSHC und elWP. 173
Abbildung 8-3: Betriebsweise Systeme bioSHC und elWP. 173
Abbildung 8-4: Energiebedarf und CO2-Emissionen der betrachteten Systeme bei wärmeseitiger Vollversorgung. 176
Abbildung 8-5: Jährliche Gesamtkosten und spezifische Kosten für Wärme und Kälte der betrachteten Systeme bei wärmeseitiger Vollversorgung. 177
Abbildung 8-6: Energiebedarf und CO2-Emissionen der betrachteten Systeme bei wärmeseitiger Grund- und Mittellastversorgung. 179
Abbildung 8-7: Jährliche Gesamtkosten und spezifische Kosten für Wärme und Kälte der betrachteten Systeme bei wärmeseitiger Grund- und Mittellastversorgung. 180
Abbildung 8-8: Bestimmung der Amortisationszeit der Systeme bioSHC und elWP gegenüber dem Referenzsystem auf Basis der Kapitalwertmethode bei wärmeseitiger Grund- und Mittellastversorgung. 180
Abbildung 8-9: Bestimmung der Amortisationszeit der Systeme bioSHC (mit technischen Leistungsdaten aus Laborversuchen) und elWP gegenüber dem Referenzsystem auf Basis der Kapitalwertmethode bei wärmeseitiger Grund- und Mittellastversorgung. 181
Abbildung 8-10: Entwicklung der Brennstoffpreise in den Jahren 2011 bis 2020 [C.A.R.M.E.N. e.V, 2021] 184
Abbildung 8-11: Absatz von Biomassekesseln in Deutschland nach Typ in den Jahren 2018 und 2019 [BDH, 2021] 185

Abbildung 8-12: Zubau von Pelletfeuerungen in Deutschland, Trend 2012 bis 2021 nach DEPV [2021] 185

10.2 Tabellenverzeichnis

Tabelle 3-1: Balkenplan zur Visualisierung der geplanten zeitlichen Abfolge der Arbeitspakete.....17
Tabelle 4-1: Indizes für Kennzahlen zur Bewertung des Gesamtsystems 23
Tabelle 5-1: Überblick über die untersuchten Wärmequellen.....47
Tabelle 5-2: Beheizungsarten verschiedener Gebäudetypen nach Baujahr und Temperaturen 48
Tabelle 5-3: Vor- und Nachteile der Durchströmungsreihenfolge von Kondensator und Absorber.....50
Tabelle 5-4: Mindest-Wanddicken für Kessel aus DIN EN 303-5 (Stand 2012).....54
Tabelle 5-5: Ausgewählte Anforderungen an den Rauchgaswärmeübertrager im HTD.....56
Tabelle 5-6: Randbedingungen für Konzepte des Hochtemperaturkondensators 60
Tabelle 6-1: Auszug aus der Risikobeurteilung für das Gesamtsystem 91
Tabelle 6-2: Kategorien und untergeordneter Inhalt der Skripte in EES 115
Tabelle 6-3: Hauptrandbedingungen für die Simulationsmodelle in EES 116
Tabelle 7-1: Messunsicherheiten maßgeblicher Sensoren im Gesamtsystem.....125
Tabelle 7-2: Messfehler bei der Umwandlung der Messsignale an der SPS.....126
Tabelle 7-3: Analysewerte der Brennstoffproben eingesetzter Pellets.....130
Tabelle 7-4: Übersicht der schrittweisen Optimierung der EES- Simulation 134
Tabelle 7-5: Auszug der Ergebnisse der Simulationsstudie zur Turbulatorvariation.....148
Tabelle 7-6: Wirkungsgradsteigerung durch Reduzieren des Restsauerstoffes und Turbulatorumbau 149
Tabelle 7-7:Auflistung aller quasistationären Versuche für den Double-Effect-Modus (Teil 1).....159
Tabelle 7-8:Auflistung aller quasistationären Versuche für den Double-Effect-Modus (Teil 2).....160
Tabelle 7-9: Gegenüberstellung der Messergebnisse des Wärmepumpensystems im Labor mit den Auslegungsdaten der Systemsimulation für den Double-Effect-Modus 161
Tabelle 7-10: Gegenüberstellung der Messergebnisse des Wärmepumpensystems im Labor mit den Auslegungsdaten der Systemsimulation für den Double-Lift-Modus 164
Tabelle 7-11:Bewertung der wichtigsten Parameter in der LiBr-Lösung zur Korrosionseinschätzung....166
Tabelle 8-1: Technische Leistungsdaten bioSHC. 172
Tabelle 8-2: Technische Angaben Referenzsystem. 172
Tabelle 8-3: Technische Angaben System elWP. 174
Tabelle 8-4: Angenommene Energiepreise und CO2-Emissionswerte für Strom und Pellets. 174
Tabelle 8-5: Wärme und Kältebedarf des Verbrauchers bei wärmeseitiger Vollversorgung.....175
Tabelle 8-6: Ergebnisse der Systemsimulation bei wärmeseitiger Vollversorgung.....175

Tabelle 8-7: Gesamt-Investitionskosten der betrachteten Systeme bei wärmeseitiger Vollversorgung... 176

Tabelle 8-8: Wärme und Kältebedarf des Verbrauchers bei wärmeseitiger Grund- und Mittellastversorgung. 178

Tabelle 8-9: Ergebnisse der Systemsimulation bei wärmeseitiger Grund- und Mittellastversorgung. 178

Tabelle 8-10: Gesamt-Investitionskosten der betrachteten Systeme bei wärmeseitiger Grund- und Mittellastversorgung. 179

10.3 Referenzen

BDH: Absatz von Festbrennstoffkesseln in Deutschland nach Typ 2019 | Statista. Hg. v. Statista. 2021. Online verfügbar unter https://de.statista.com/statistik/daten/studie/379041/umfrage/absatz-von-festbrennstoffkesseln-in-deutschland-nach-typ/, zuletzt aktualisiert am 28.02.2021, zuletzt geprüft am 28.02.2021.

Born, H.; Schimpf-Willenbrink, S.; Lange, H.; Bussmann, G.; Bracke, R. 2017: Analyse des deutschen Wärmepumpenmarktes-Bestandsaufnahme und Trends. 2. Aktualisierung der Studie. Bochum.

Brosowski, André; Adler, Philipp; Erdmann, Georgia; Stinner, Walter; Thrän, Daniela; Mantau, Udo: Biomassepotenziale von Rest- und Abfallstoffen. Status Quo in Deutschland. Gülzow-Prüzen, Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe e.V. (FNR) (Schriftenreihe nachwachsende Rohstoffe, 36). 2015. Online verfügbar unter https://mediathek.fnr.de/downloadable/download/sample/sample_id/1251/.

Bundesamt für Seeschifffahrt und Hydrographie: Nordseezustand 2008-2011: Berichte des Bundesamtes für Seeschifffahrt und Hydrographie Nr. 54.

Bundestag. 2009: Gesetz zur Ordnung des Wasserhaushalts - Wasserhaushaltsgesetz: WHG.

C.A.R.M.E.N. e.V: Marktpreisvergleich – C.A.R.M.E.N. e.V. C.A.R.M.E.N. e.V. 2021. Online verfügbar unter https://www.carmen-ev.de/service/marktueberblick/marktpreise-energieholz/marktpreisvergleich/, zuletzt aktualisiert am 28.02.2021, zuletzt geprüft am 28.02.2021.

DBFZ. 2013: Methodenhandbuch stoffstromorientierte Bilanzierung der Klimagaseffekte : Methoden zur Bestimmung von Technologiekennwerten, Gestehungskosten und Klimagaseffekten von Vorhaben im Rahmen des BMU-Förderprogramms "Energetische Biomassenutzung". 4. Aufl. Leipzig, Deutsches Biomasseforschungszentrum (Schriftenreihe des BMU-Förderprogramms Energetische Biomassenutzung).

DEPV: Zubau von Pelletfeuerungen in Deutschland 2012 bis 2021 (Prognose). Hg. v. Deutscher Energieholz- und Pellet-Verband e.V. 2021. Online verfügbar unter https://depv.de/p/Zubau-von-Pelletfeuerungen-in-Deutschland-ifiKxdyAokNQCyv84fq2qW, zuletzt aktualisiert am 26.02.2021, zuletzt geprüft am 26.02.2021.

DIN EN 12309-1:2015-03, Gasbefeuerte Sorptions-Geräte für Heizung und/oder Kühlung mit einer Nennwärmebelastung nicht über 70_kW_- Teil_1: Begriffe; Deutsche Fassung EN_12309-1:2014, Beuth Verlag GmbH, Berlin.

DIN EN 14511-1:2019-07, Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen für die Raumbeheizung und -kühlung und Prozess-Kühler mit elektrisch angetriebenen Verdichtern_- Teil_1: Begriffe; Deutsche Fassung EN_14511-1:2018, Beuth Verlag GmbH, Berlin.

DIN EN 303-5:2012-10, Heizkessel_- Teil_5: Heizkessel für feste Brennstoffe, manuell und automatisch beschickte Feuerungen, Nennwärmeleistung bis 500_kW_- Begriffe, Anforderungen, Prüfungen und Kennzeichnung; Deutsche Fassung EN_303-5:2012, Beuth Verlag GmbH, Berlin.

DIN EN 442-1:2015-03, Radiatoren und Konvektoren_- Teil_1: Technische Spezifikationen und Anforderungen; Deutsche Fassung EN_442-1:2014, Beuth Verlag GmbH, Berlin.

DIN EN ISO 17225-2:2014-09, Biogene Festbrennstoffe_- Brennstoffspezifikationen und -klassen_- Teil_2: Klassifizierung von Holzpellets (ISO_17225-2:2014); Deutsche Fassung EN_ISO_17225-2:2014, Beuth Verlag GmbH, Berlin.

DIN V: Energetische Bewertung heiz- und raumlufttechnischer Anlagen - Teil 10: Heizung, Trinkwassererwärmung, Lüftung (4701-10).

DLR, IWES, IFNE. 2012: Langfristszenarien und Strategien für den Ausbau der erneuerbaren Energien in Deutschland bei Berücksichtigung der Entwicklung in Europa und global : Schlussbericht BMU - FKZ 03MAP146. Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR), Institut Für Technische Thermodynamik, Abteilung Systemanalyse Und Technikbewertung, Stuttgart; Fraunhofer Institut für Windenergie und Energiesystemtechnik (IWES), Kassel; Ingenieurbüro für neue Energien (IFNE), Teltow.

1. BImSchV (26.09.2002): Erste Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes (Verordnung über kleine und mittlere Feuerungsanlagen - 1. BImSchV).

FNR. 2020: Hackschnitzel-Heizungen Marktübersicht (2017), 04.02.2020. Online verfügbar unter https://mediathek.fnr.de/broschuren/bioenergie/feste-biobrennstoffe/hackschnitzel-heizungen-marktuebersicht.html, zuletzt geprüft am 04.02.2020.

Hartmann, H.: Erprobung der Brennwerttechnik bei häuslichen Holzhackschnitzelfeuerungen mit Sekundärwärmetauscher. Straubing, Technologie- und Förderzentrum im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (Berichte aus dem TFZ). 2004.

Helm, Martin; Osgyan, Peter; Kausche, Manuel; Menhart, Florian; Möckl, Maximilian. 2018: Solar Heating and Cooling in Northern and Central Europe - Deutsch-Finnisches Kooperationsprojekt - FINGERS : deutschsprachige Kurzfassung des gemeinsamen Schlussberichtes "VTT Technology Report 287". Garching, Bayerisches Zentrum für angewandte Energieforschung e.V., Bereich Energiespeicherung, 2018.

HERZ Energietechnik: firematic CONDENSATION - HERZ Energietechnik. 2020. Online verfügbar unter https://www.herz-energie.at/produkte/hackschnitzel-pelletkessel/firematic-condensation/, zuletzt aktualisiert am 15.04.2020, zuletzt geprüft am 28.02.2021.

Internationale Organisation für Normung: ISO/IEC Guide 98-3:2008 Uncertainty of measurement — Part 3: Guide to the expression of uncertainty in measurement (GUM:1995). 1. ed., corr. and reprinted. Genève. 2008.

ISEC: 2nd International Sustainable Energy Conference. 2021. Online verfügbar unter https://www.aee-intec-events.at/events/isec-2022.html, zuletzt geprüft am 25.02.2021.

ISHPC 2021: International Sorption Heat Pump Conference 2021. Technische Universität Berlin. Berlin. 2021. Online verfügbar unter https://www.eta.tu-berlin.de/menue/ishpc_2021/, zuletzt geprüft am 28.02.2021.

Jia, Xin; Duanmu, Lin; Shu, Haiwen: Effect of seawater intake methods on the performance of seawater source heat pump systems in cold climate areas. In: *Energy and Buildings* 153. 2017, S. 317–324. DOI: 10.1016/j.enbuild.2017.08.016.

Kausche, Manuel; Riepl, Manuel; Helm, Martin: Directly Biomass-fired Absorption Heat Pump. In: Technische Universität Berlin (Hg.): ISHPC 2021 proceedings – online pre-conference 2020: Technische Universität Berlin, S. 176–180.

Kren, Christoph: Flue gas fired absorption chillers. Dissertation. Technische Universität München, München. 2009.

Leistner, Philip; Aleysa, Mohammadshayesh. 2017: Low-Emission-Verbrennungssystem (LEVS) für die Verbrennung von festen Brennstoffen in Vergaserkesseln : Abschlussbericht über ein Forschungsprojekt, gefördert vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (03KB093A). Stuttgart, Fraunhofer IBP, 2017.

Miara, Marek. 2011: Wärmepumpen Effizienz : messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb ; [Projektdauer: 01.10.2005 bis 30.09.2010]. Unter Mitarbeit von TIB-Technische Informationsbibliothek Universitätsbibliothek Hannover, Technische Informationsbibliothek (TIB) und Fraunhofer-Institut Für Solare Energiesysteme.

Müller-Steinhagen, Hans: C4 Verminderung der Ablagerungsbildung in Wärmeübertragern. In: VDI-Wärmeatlas. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. 2013, S. 113.

Oebbeke, Alfons: Pelletmarkt (Pellets und Geräte) in Deutschland zieht spürbar an. Alfons Oebbeke. 2021. Online verfügbar unter https://www.baulinks.de/webplugin/2021/0324.php4, zuletzt aktualisiert am 28.02.2021, zuletzt geprüft am 28.02.2021.

Pelkmans, Luc: Germany – 2018 update, Bioenergy policies and status implementation, Country Reports. IEA Bioenergy: 09 2018. IEA Bioenergy. 2018. Online verfügbar unter https://www.ieabioenergy.com/wp-content/uploads/2018/10/CountryReport2018_Germany_final.pdf, zuletzt aktualisiert am 02.12.2020, zuletzt geprüft am 02.12.2020.

Plura, Stefan: Entwicklung einer zweistufigen Absorptionskältemaschine zur effizienten Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung. Dissertation. Technische Universität München, München. 2008.

Recknagel, Hermann; Schramek, Ernst-Rudolf; Sprenger, Hermann (Hg.): Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik [09/10]: Einschließlich Warmwasser- und Kältetechnik. 74 Aufl. München, Oldenbourg Industrieverlag. 2009.

Riepl, Manuel: Heat Transfer and Flow Characteristics in Thermosiphon Regenerators of Multi-Stage LiBr/Water-Absorption Heat Pumps. In: Technische Universität Berlin (Hg.): ISHPC 2021 proceedings – online pre-conference 2020: Technische Universität Berlin, S. 119–124.

Schweigler, Christian; Reuss, Manfred; Zachmeier, Peter; Dallmayer, Wolfgang. 2011: Projekt Ackermannbogen München: Solare Nahwärme mit Saisonspeicher und Absorptionswärmepumpe. Düsseldorf, S. 187–198.

SIEMENS - Durchlauferhitzer. Typ DE1821555. 2021. Online verfügbar unter https://www.siemens-home.bsh-group.com/de/produktliste/DE1821555, zuletzt aktualisiert am 28.02.2021, zuletzt geprüft am 28.02.2021.

Thrän, Daniela; Pfeiffer, Diana: 7. Statuskonferenz Bioenergie - Bioenergie. Flexibel und integriert in die nächste Epoche! 20-21 November 2017, Leipzig : Reader des Förderprogramms für energetische Biomassenutzung : gefördert durch: Bundesministerium für Wirtschaft und Energie; Konferenzband ; Energetische Biomassenutzung. Unter Mitarbeit von Daniela Thrän und Diana Pfeiffer. Leipzig, DBFZ. 2017. Online verfügbar unter https://edocs.tib.eu/files/e01fn18/101194684X.pdf.

Thrän, Daniela; Pfeiffer, Diana (Hg.): Bioenergie Der X-Factor! 8. Statuskonferenz Energetische Biomassenutzung : 17-18 September 2019, Leipzig. Statuskonferenz Energetische Biomassenutzung; Statuskonferenz des BMWi-Forschungsnetzwerkes Bioenergie. Leipzig, [DBFZ Deutsches Biomasseforschungzentrum gemeinnützige GmbH]. 2019.

Thrän, Daniela; Pfeiffer, Diana (Hg.): Digitalisieren, Sektoren koppeln, Flexibiliseren. Systemische Integration der Bioenergie und weiterer erneuerbarer Energien in Gebäuden und Quartieren : gemeinsame Fachkonferenz der BMWi-Forschungsnetzwerke Bioenergie und Energiewendebauen : 24. Nov. 2020, Online. Gemeinsame Fachkonferenz der BMWi-Forschungsnetzwerke Bioenergie und Energiewendebauen. Leipzig, DBFZ Deutsches Biomasseforschungzentrum gemeinnützige GmbH. 2020.

Ziegler, Felix: Sorptionswärmepumpen. Zugl.: München, Techn. Univ., Habil.-Schr., 1997. Stuttgart, DKV (Forschungsberichte des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins, 57). 1997.