
VIVO Gesellschaft für Abfall-Vermeidung,
Information und Verwertung im Oberland GmbH

Nutzung der Rotteabwärme aus einer Bioabfallkompostieranlage durch den Einbau einer Erdgas betriebenen Absorptionswärmepumpe - Demonstrationsvorhaben

Abschlussbericht

Projektförderung durch die Deutsche Bundesstiftung Umwelt DBU
unter dem Aktenzeichen AZ 21409

Dipl.-Ing. (FH) Christian Keil & Dr. Christian Schweigler
Bayerisches Zentrum für Angewandte Energieforschung e.V. (ZAE Bayern)
Abteilung 1: Technik für Energiesysteme und Erneuerbare Energien
Walther-Meißner-Straße 6, D-85748 Garching

August 2006



Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	21409	Referat	24/0	Fördersumme	60.000,00 €
Antragstitel		Nutzung der Rotteabwärme aus einer Bioabfallkompostieranlage durch den Einbau einer Erdgas betriebenen Absorptionswärmepumpe - Demonstrationsvorhaben			
Stichworte		Energie , Abwärme , Bioabfall , Kompostierung , Wärmepumpe			
Laufzeit		Projektbeginn		Projektende	
30 Monate		06.06.2003		31.12.2005	
Zwischenberichte		01.01.2005, 01.07.2005,			
Bewilligungsempfänger	VIVO Gesellschaft für Abfall-Vermeidung, Information und Verwertung im Oberland GmbH			Tel	08024/9038-0
	Lochham 56			Fax	08024/903840
	83627 Warngau			Projektleitung	
				Werner Mikesch	
			Bearbeiter		
Kooperationspartner					

Zielsetzung und Anlaß des Vorhabens

Um den steigenden Energiebedarf des Gewerbegebiets Birkerfeld langfristig decken zu können, musste die Wärmeerzeugungskapazität zur Versorgung des angeschlossenen Nahwärmenetzes erhöht werden. Die VIVO GmbH setzt zu diesem Zweck im Energieversorgungssystem des Wertstoffzentrums Warngau eine Erdgas betriebene Absorptionswärmepumpe zur Abwärmenutzung an einer Biomüllkompostieranlage ein. Die aus dem aeroben Abbau der Bioabfallverrottung entstehende Abwärme wird auf Heiztemperaturniveau (Vorlauftemperatur 82°C) angehoben und so eine direkte Nutzung im Nahwärmenetz ermöglicht werden. Durch die Integration der Absorptionswärmepumpe kann ein Großteil der durch die Spitzenlast-Ölkessel erzeugten Heizwärme substituiert und somit fossiler Brennstoff einspart werden.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

Die Systemplanung (Rohrnetzberechnungen, Komponentenauslegung etc.) wurde vom Ingenieurbüro Joachim Färber (Holzkirchen) mit Unterstützung durch das ZAE Bayern durchgeführt. Das ZAE Bayern unterstützte hierbei auch den indischen Hersteller (Thermax LTD.) bei der Auslegung der Absorptionswärmepumpe, da hier eine genaue Anpassung an die gegebenen Systemverhältnisse erfolgen musste. Zur Durchführung des Projektes dienten die nachfolgend beschriebenen Arbeitsschritte:

1. Grundlagenermittlung

Messkampagne an der Rotteabluft zur Bestimmung der Abwärmeleistung des Kompostes.

2. Dimensionierung der Absorptionswärmepumpe

Auslegungsrechnungen und Ermittlung der Teillastfähigkeit der Wärmepumpe.

3. Systemplanung und Integration

Dimensionierung des Pufferspeichers und aller weiteren Systemkomponenten sowie Erarbeitung eines Regelungskonzeptes.

4. Inbetriebnahme der Wärmepumpenanlage

Die Inbetriebnahme der Wärmepumpenanlage durch den Hersteller erfolgte zum Ende der Heizperiode 2004/2005.

5. Messtechnische und wissenschaftliche Betreuung

Während der Heizperiode 2005/2006 wurde auf der Grundlage einer Messkampagne des ZAE Bayern die Anlagenfunktion überprüft und soweit erforderlich eine Anpassung der Systemeinstellungen vorgenommen.

Ergebnisse und Diskussion

Die direkt-befeuerte einstufige Absorptionswärmepumpe wurde für eine Kaltwasservor-/rücklauf-temperatur von 42/33 °C und einer Wärmeabgabe mit 82/64 °C ausgelegt. Die Anlage basiert auf einer Kombination einer Verdampferinheit eines herkömmlichen Kaltwassersatzes mit der Hochdruckstufe einer zweistufigen Anlage.

Um eine Nutzung der diskontinuierlich anfallenden Rotteabwärme zu ermöglichen, wurde ein Kaltwasserpufferspeicher in den Wärmequellenkreislauf integriert. Auf diese Weise kann die Wärmeaufnahme aus dem Kompostprozess und die Wärmeeinkopplung in die Wärmepumpe mit variablen Volumenströmen und dadurch konstanten Temperaturen betrieben werden.

So weit es zum derzeitigen Zeitpunkt eingeschätzt werden kann, erfüllt die Wärmepumpe sehr gut die gestellten Systemanforderungen – insbesondere die Nutzung der diskontinuierlich angebotenen Abwärme der Kompostrotte. Die Pufferung der Kompostabwärme über den eingesetzten Kaltwasserpufferspeicher funktioniert einwandfrei.

Bislang kann jedoch noch keine abschließende Bewertung hinsichtlich der Primärenergieeffizienz und Wirtschaftlichkeit der hier untersuchten Absorptionswärmepumpenanlage gegeben werden. Die bislang gemachten Erfahrungen lassen allerdings ein positives Ergebnis erwarten.

Die Wärmepumpe wurde im Winter 2004/2005 installiert und konnte nach Behebung anfänglicher Schwierigkeiten auf der Systemseite sowie einer Fehlfunktion der internen Wärmepumpensteuerung ab 2006 dauerhaft betrieben werden. Dabei erreichte der Wärmepumpenkreislauf ein Wärmeverhältnis (COP) von 1,47. Unter Berücksichtigung des Feuerungswirkungsgrades ergibt sich schließlich eine Heizzahl (PER) von 1,31. Durch eine weitere Optimierung soll versucht werden, die Auslegungswerte (COP = 1,65 bzw. PER = 1,51) zu erreichen.

In den Sommermonaten des Jahres 2006 wurde die Ankopplung der Wärmepumpe an das zu versorgende Nahwärmenetz verbessert, um die Wärmepumpe vollständig auslasten zu können. Für die Heizperiode 2006/2007 sind dann alle Voraussetzungen geschaffen, um die Wärmepumpe kontinuierlich und mit hoher Wärmeabnahme zu betreiben.

Die messtechnische und wissenschaftliche Begleitung des Anlagenbetriebs wird während der Heizperiode 2006/2007 weiter fortgesetzt, um letzte Unstimmigkeiten und Probleme zu beheben und abschließende, exakte Aussagen über die Funktion des Gesamtsystems und insbesondere der Absorptionswärmepumpe treffen zu können.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Das Systemkonzept sowie die erzielten Ergebnisse wurden auf nationalen und internationalen Tagungen vorgestellt sowie in Form von Artikeln in den jeweiligen Tagungsbänden veröffentlicht. Der Abschlussbericht zu diesem Pilotvorhaben kann über die VIVO GmbH bezogen werden.

Fazit

Es ist gelungen, eine speziell angepasste Absorptionswärmepumpe für die Nutzung von Niedertemperaturabwärme im Energieversorgungssystem der VIVO GmbH einzusetzen. Die Nutzwärmeabgabe erfolgt mit einer Vorlauftemperatur zum Heizsystem von 82 °C. Der Einsatz einer Absorptionswärmepumpe verspricht eine deutlich höhere Effizienz, bezogen auf die zum Antrieb der Wärmepumpe eingesetzte Primärenergie, im Vergleich zur Verwendung einer Standard-Gasheizkesselanlage.

Basierend auf einer durchschnittlichen Verdampferleistung von 195 kW – entspricht einer Heizleistung der Wärmepumpe von 500 kW – und einer Laufzeit von 3.500 Betriebsstunden (Heizperiode von Mitte Oktober bis Mitte April) ergibt sich eine jährliche Kosteneinsparung für den Betrieb von 26.000 Euro pro Jahr im Vergleich zum Referenzsystem (Gasheizkesselanlage mit einem Kesselwirkungsgrad von 90%). Folglich wird bei einem angenommenen Zinssatz von 0% eine Amortisationszeit von 6,7 Jahren erreicht. Bei einer jährlichen Heizwärmeerzeugung von 1.750 MWh kann der Brennstoffverbrauch gegenüber dem Referenzsystem um 37,5% und der CO₂-Ausstoß um ca. 160 Tonnen gesenkt werden.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	3
Formelzeichen	3
Abkürzungen und Indizes	3
Verzeichnisse	4
Abbildungsverzeichnis	4
Tabellenverzeichnis	5
1 Zusammenfassung	7
2 Einleitung	9
3 Einsatz der Absorptionswärmepumpe im Wertstoffzentrum Wargau	13
3.1 Theoretische Grundlagen	13
3.1.1 Einstufige Absorptionswärmepumpen	13
3.1.2 Wärmeverhältnis und Heizzahl von Absorptionswärmepumpen	19
3.2 Wirtschaftlichkeit und Umweltrelevanz	20
3.3 Hydraulische Einbindung	22
3.3.1 Abwärme der Bioabfallkompostieranlage als Wärmequelle	22
3.3.2 Integration in das Wärmeversorgungssystem	23
3.4 Dimensionierung der Wärmepumpenanlage	25
3.4.1 Auslegung der Verdampferleistung	25
3.4.2 Spezifikation der Absorptionswärmepumpe	29
3.4.3 Dimensionierung des Kaltwasserpufferspeichers.....	30
3.5 Regelungskonzept	32
3.5.1 Prozessleitsystem.....	32
3.5.2 Regelung des Wärmequellenkreislaufs	33
3.5.3 Regelung der Wärmepumpe und des Heizwasserkreislaufs.....	33
4 Betriebsergebnisse	35
4.1 Messwerterfassung und Datenauswertung	35
4.2 Ablauf des Vorhabens	40
4.3 Darstellung und Interpretation der Messdaten	41
4.3.1 Betriebsverhalten.....	41
4.3.2 Energetische Bilanzierung.....	43
4.3.3 Genauigkeit der Leistungsmessung	48
5 Fazit	49
Einsatz der Absorptionswärmepumpe	49
Verbesserung der Wärmeabnahme	49
Anpassung Regelungsparameter.....	49
Optimierung und Analyse des Gesamtsystems	50
6 Vorträge und Veröffentlichungen	51
7 Literatur	53

Nomenklatur

Formelzeichen

A	m^2	Wärmetauscherfläche
c_p	$J/kg\ K$	spezifische Wärmekapazität
COP	-	Wärmeverhältnis (Coefficient of Performance)
f	-	spezifischer Lösungsumlauf
h	J/kg	spezifische Enthalpie
η	-	Wirkungsgrad
k	$W/m^2\ K$	Wärmedurchgangskoeffizient
$LMTD$	K	Logarithmisch mittlere Temperaturdifferenz
λ	-	Luftverhältnis
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
PER	-	Heizzahl von direkt-befeuerten Absorptionswärmepumpen
p	$Pa, mbar$	Druck (absolut)
Q	kJ	ausgetauschte Wärme
\dot{Q}	kW	Thermische Leistung
ρ	kg/m^3	Dichte
T, t	$^{\circ}C, K$	Temperatur
ΔT	K	Temperaturdifferenz
ΔT_H	K	Temperaturhub
ΔT_S	K	Temperaturschub
\dot{V}	m^3/h	Volumenstrom
x	Gew.-% LiBr	Lösungskonzentration

Abkürzungen und Indizes

0, 1, 2	Wärmebäder, nach steigender Temperatur geordnet
AL	Abluft des Rotteprozesses
a	kältemittelarm
D	Arbeitsmitteldampf
HX	Wärmetauscher (Heat Exchanger)
LWT, LHX	Lösungswärmetauscher
max	maximal
Mittel	Mittelwert
RHX	Kältemittelwärmetauscher
r	kältemittelreich

Verzeichnisse

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1:	Schema der Energieversorgung des Wertstoffzentrums in Warngau.	9
Abbildung 2.2:	Monatswerte der Wärmeerzeugung in Megawattstunden für das Jahr 2004. .	10
Abbildung 3.1:	Schaltschema einer einstufigen Absorptionswärmepumpe	13
Abbildung 3.2:	Prozess einer Absorptionswärmepumpe im Dühring-Diagramm von Wasser/ Lithiumbromid. V Verdampfer, A Absorber, G Generator, K Kondensator.....	15
Abbildung 3.3:	Fließschema der Erdgas betriebenen Absorptionswärmepumpe mit Messstellen zur Erfassung der kreislaufinternen Prozesstemperaturen und -drücken.	17
Abbildung 3.4:	Einbindungsschema der Erdgas betriebenen Absorptionswärmepumpe in das Energieversorgungssystem des Wertstoffzentrums Warngau.	24
Abbildung 3.5:	Am Abluftwärmetauscher gemessene Ein- und Austrittstemperaturen der Abluft bzw. des Kaltwasserkreislaufs (Wasser/Glykol).	26
Abbildung 3.6:	Auf den Kaltwasserkreis übertragene Wärmeleistung	26
Abbildung 3.7:	Kennfeld zur Ermittlung der verfügbaren Verdampferleistung sowie der Ver- dampfervorlauftemperatur in Abhängigkeit der in den Abluftwärmetauscher eintretenden Temperatur des Kaltwassers und der Abluft der Kompostrotte. .	28
Abbildung 3.8:	Erdgas befeuerte einstufige Absorptionswärmepumpe installiert im Wärme- versorgungssystem des Wertstoffzentrums Warngau. Heizleistung 609 kW bei Heizwasservor-/rücklauf 82/64 °C.	30
Abbildung 3.9:	Auswertung eines typischen Betriebszeitraumes zur Größenbestimmung des Kaltwasserpufferspeichers.	31
Abbildung 3.10:	Ausschnitt aus der Bedienoberfläche des Prozessleitsystems zur Steuerung bzw. Regelung der Wärmepumpeanlage.	32
Abbildung 4.1:	Schema der eingesetzten Messwerterfassung und Messdatenverarbeitung. .	35
Abbildung 4.2:	P&I Diagramm der Wärmepumpeanlage.	38
Abbildung 4.3:	Messprotokoll vom 24.03.2006; Externe Durchflüsse.	41
Abbildung 4.4:	Messprotokoll vom 24.03.2006; Temperaturen in den externen Kreisläufen. .	42
Abbildung 4.5:	Messprotokoll vom 24.03.2006; Umgesetzte Leistungen	42
Abbildung 4.6:	Am Abluftwärmetauscher gemessene Ein- bzw. Austrittstemperatur der Rotteabluft sowie die übertragene Wärmeleistung.	44
Abbildung 4.7:	Temperaturverlauf in den externen Kreisläufen der Absorptionswärme- pumpe (jeweils Ein- und Austritt).	44
Abbildung 4.8:	Volumenströme im Kalt- bzw. Heizwasserkreislauf sowie des zugeführten Erdgases.	45
Abbildung 4.9:	Extern umgesetzte Leistungen.	45
Abbildung 4.10:	Vergleich der Bestimmung der am Generator eingekoppelten gemittelten Antriebsleistung aus der Energiebilanz an der Wärmepumpe und der Bestimmung über den Erdgasverbrauch.	47
Abbildung 4.11:	Vergleich der verwendeten Messtechnik zur Bilanzierung der Wärmepumpe anhand mehrerer typischer Betriebszeiträume.	48

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1:	Wirtschaftliche und energetische Bewertung der Absorptionswärmepumpe verglichen mit einer Standard-Gaskesselanlage.	21
Tabelle 3.2:	Auslegungsdaten der Absorptionswärmepumpe.	29
Tabelle 4.1:	Messstellenliste zur Bilanzierung der Wärmepumpenanlage.	37
Tabelle 4.2:	Betriebsparameter in verschiedenen Lastzuständen der Wärmepumpe, Ergebnisse der Modellierung mit EES.	39
Tabelle 4.3:	Parameter besonders stationärer Betriebspunkte.	43

1 Zusammenfassung

Um den steigenden Energiebedarf im Gewerbegebiet Birkerfeld (Landkreis Miesbach) langfristig decken zu können, musste die Heizleistung des angeschlossenen Nahwärmenetzes erhöht werden. Die VIVO GmbH setzt zu diesem Zweck im Energieversorgungssystem des Wertstoffzentrums Warngau eine Erdgas betriebene Absorptionswärmepumpe zur Abwärmenutzung an einer Biomüllkompostieranlage ein. Die aus dem aeroben Abbau der Bioabfallverrottung entstehende Abwärme wird auf ein Temperaturniveau von 82 °C angehoben und somit eine direkte Nutzung im Heiznetz ermöglicht.

Der Einsatz einer direkt-befeuerten Absorptionswärmepumpe bietet die Möglichkeit energieeffizient und somit Ressourcen schonend Heizenergie zu erzeugen. Gleichzeitig wird durch den Betrieb einer solchen Anlage der Ausstoß anthropogener Treibhausgase im Vergleich zu konventionellen Wärmeerzeugern deutlich verringert.

Im Rahmen dieses, von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt DBU unter dem Aktenzeichen AZ 21409, geförderten Demonstrationsvorhabens leistete das ZAE Bayern dem Hersteller (Thermax Ltd.) der Absorptionswärmepumpe Unterstützung bei der Anlagenauslegung sowie dem Ingenieurbüro Färber bei der Systemplanung und führte anschließend eine Messkampagne zur Analyse der Anlagenfunktion durch. Auf dieser Grundlage sollte soweit erforderlich eine Anpassung der Systemeinstellungen vorgenommen werden.

Um eine Nutzung der diskontinuierlich anfallenden Abwärme zu ermöglichen, wurde ein Kaltwasserpufferspeicher in den Wärmequellenkreislauf integriert. Auf diese Weise kann die Wärmeaufnahme aus dem Kompostprozess und die Wärmeeinkopplung in die Wärmepumpe mit variablen Volumenströmen und dadurch konstanten Temperaturen betrieben werden.

Die direkt-befeuerte einstufige Absorptionswärmepumpe wurde für eine Kaltwasservor-/rücklauftemperatur von 42/33 °C und Wärmeabgabe mit 82/64 °C ausgelegt. Die Anlage basiert auf einer Kombination einer Verdampfereinheit eines herkömmlichen Kaltwassersatzes mit der Hochdruckstufe einer zweistufigen Anlage.

Die Wärmepumpe wurde im Winter 2004/2005 installiert und konnte nach Behebung anfänglicher Schwierigkeiten auf der Systemseite sowie einer Fehlfunktion der internen Wärmepumpensteuerung ab 2006 dauerhaft betrieben werden. Dabei erreichte der Wärmepumpenkreislauf ein Wärmeverhältnis (*COP*) von 1,47. Unter Berücksichtigung des Feuerungswirkungsgrades ergibt sich schließlich eine Heizzahl (*PER*) von 1,31. Durch eine weitere Optimierung soll versucht werden, die Auslegungswerte (*COP* = 1,65 bzw. *PER* = 1,51) zu erreichen. Zudem wird derzeit die Ankopplung der Wärmepumpe an das zu versorgende Nahwärmenetz verbessert, um die Wärmepumpe vollständig auslasten zu können.

2 Einleitung

Die VIVO GmbH betreibt in Warngau im Landkreis Miesbach ein Wertstoffzentrum mit Einrichtungen zur Erfassung, Verarbeitung und Vermarktung von Wertstoffen sowie Sammlung und Entsorgung von Problemmüll. Die Heizwärme wird von verschiedenen Wärmeerzeugern bereitgestellt, die auf dem Gelände des Wertstoffzentrums verteilt installiert sind. Die erzeugte Wärme wird zu einem überwiegenden Teil für Gebäudeheizzwecke verwendet. Im Kalenderjahr 2004 wurden ca. 540 MWh Heizwärme mittels Wärmemengenzählern als Eigenverbrauch ermittelt. Das auf dem Werksgelände befindliche Erdenwerk der Fa. Patzer verbrauchte 53 MWh und das über ein Nahwärmenetz angeschlossene Gewerbegebiet Birkersfeld 1012 MWh Heizwärme. Abbildung 2.1 zeigt schematisch das Energieversorgungssystem mit den Wärmeerzeugern und -verbrauchern des Wertstoffzentrums und des nahe gelegenen Gewerbegebietes.

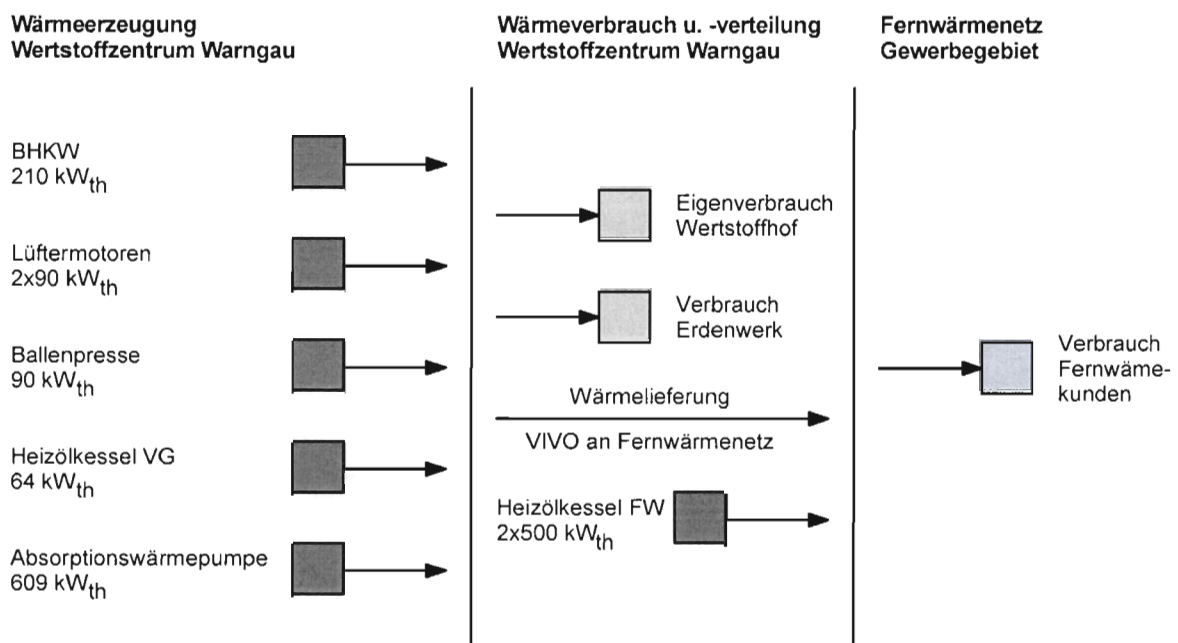


Abbildung 2.1: Schema der Energieversorgung des Wertstoffzentrums in Warngau.

In der Maschinenhalle der Kompostieranlage befindet sich ein mit Erdgas angetriebenes Blockheizkraftwerk, das mit einer Nennleistung von 130 kW elektrisch zur Stromversorgung beiträgt und mit 210 kW thermisch einen Pufferspeicher von 15 m³ Wasserinhalt belädt. Das BHKW wird stromgeführt betrieben. Es lieferte im Jahr 2004 bei ca. 3.800 Betriebsstunden einen Heizenergiebeitrag von 812 MWh. Die zwei Hauptventilatoren der Kompostieranlage besitzen einen verbrennungsmotorischen Antrieb. Da im Rotteprozess der Biomüll aerob abgebaut wird, müssen die Ventilatoren zur Belüftung der Rottemieten nahezu ständig laufen. Die beiden Gasmoto-

ren haben eine maximale Antriebsleistung von je 70 kW und eine gesamte thermische Leistung von ca. 180 kW. Beide Motoren haben im Jahr 2004 bei einer Betriebsstundenzahl von zusammen 15.430 h ca. 944 MWh Wärme erzeugt. Zur Bündelung der sortierten Wertstoffe wird im Wertstoffzentrum eine hydraulische Ballenpresse eingesetzt. Dieser dient ein Dieselmotor als Antrieb. Die nutzbare Abwärmeleistung des Motors beträgt ca. 90 kW. Die Ballenpresse ist während der Sortierarbeiten tagsüber in Betrieb und produzierte im Jahr 2004 ca. 76 MWh Heizwärme. Zur Sicherung der Energieversorgung des Fernwärmenetzes sind auf dem Betriebsgelände Container mit zwei Ölkesseln (Heizölkessel FW) installiert. Diese Spitzenlastkessel haben eine Nennwärmeleistung von je 500 kW. Die beiden Spitzenlastkessel erzeugten in modulierender Betriebsweise und einer Laufzeit von 1.700 h ca. 845 MWh Heizwärme. Von der Übergabestation aus wird die Wärme zur Versorgung des angrenzenden Gewerbegebiets in das Fernwärmenetz eingespeist. Hier befindet sich ein Wärmemengenzähler zur Ermittlung der ans Netz abgegebenen Energie. Das Verwaltungsgebäude des Wertstoffzentrums wird vom internen Wärmenetz versorgt. Zusätzlich ist im Gebäude ein Ölkessel (Heizölkessel VG) mit einer Heizleistung von 64 kW installiert, der im Jahr 2004 ca. 26 MWh Heizwärme erzeugte. In Abbildung 2.2 ist der monatliche Anteil der einzelnen Wärmeerzeuger an der gesamten Wärmebereitstellung für das Betriebsjahr 2004 dargestellt.

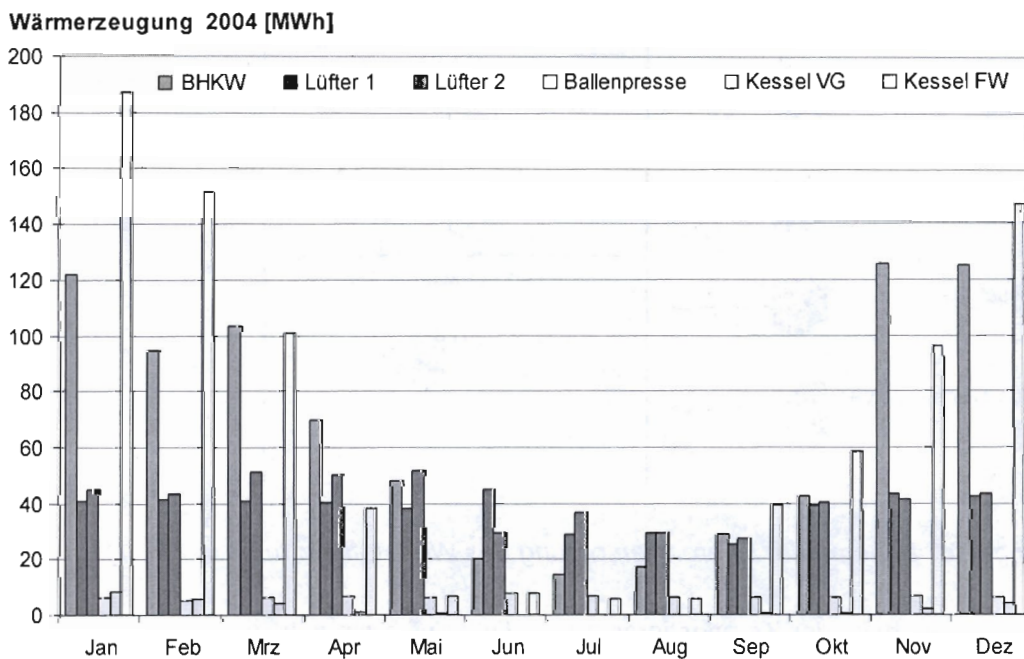


Abbildung 2.2: Monatswerte der Wärmeerzeugung in Megawattstunden für das Jahr 2004.

Zielsetzung des Demonstrationsvorhabens ist die effiziente Nutzung der durch den Kompostierungsprozess entstehenden Abwärme. Dadurch soll die Laufzeit der beiden Spitzenlastkessel und somit der Verbrauch des fossilen Energieträgers Heizöl verringert werden.

Hierfür wurde vom ZAE Bayern in Abstimmung mit dem Hersteller der Wärmepumpe (Thermax Ltd., Indien) die Anlagenauslegung unter Berücksichtigung der systemtechnischen Anforderungen festgelegt. Darüber hinaus wurde das planende Ingenieurbüro (IB Färber, Holzkirchen) bei der hydraulischen Integration der Wärmepumpe in das Energieversorgungssystem unterstützt. Um eine detaillierte Evaluierung der Anlagenauslegung und der Anlagenfunktion im Zusammenspiel mit den anderen Systemkomponenten zu ermöglichen, wurde vom ZAE Bayern ein Messkonzept entwickelt und die Instrumentierung zur Erfassung aller relevanten Daten des internen Wärmepumpenprozesses sowie der externen Kreisläufe zur Bestimmung des Leistungsumsatzes festgelegt. Für die Inbetriebnahme und zur Kontrolle der Anlagenfunktion wurde eine graphische Darstellung der Betriebsdaten vor Ort realisiert.

Ende des Jahres 2004 wurde die einstufige, erdgasbefeuerte Absorptionswärmepumpe mit einer Nennheizleistung von 609 kW installiert. Die Wärmepumpe nutzt als Wärmequelle die bei der Kompostierung von Biomüll in der Rotteanlage der VIVO GmbH entstehende Abwärme und hebt diese auf Heiztemperaturniveau an. Somit wird eine direkte Nutzung der Abwärme im Nahwärmenetz ermöglicht. Die Wärmepumpenanlage wurde nach umfangreichen Umbaumaßnahmen Anfang 2005 das erste Mal in Betrieb genommen.

3 Einsatz der Absorptionswärmepumpe im Wertstoffzentrum Warngau

In Abschnitt 3.1 werden die thermodynamischen Grundlagen und das Funktionsprinzip von einstufigen Absorptionswärmepumpen dargestellt sowie hiervon ausgehend der Wirkungsgrad, der so genannte COP (Coefficient Of Performance), von Absorptionswärmepumpen definiert und diskutiert. Die Abschnitte 3.3 bis 3.5 erläutern die Dimensionierung, die systemtechnische Integration der Erdgas-betriebenen Absorptionswärmepumpe sowie das entwickelte Regelungskonzept.

3.1 Theoretische Grundlagen

3.1.1 Einstufige Absorptionswärmepumpen

Abbildung 3.1 stellt ein vereinfachtes Schaltschema einer einstufigen Absorptionswärmepumpe dar. Die wichtigsten Komponenten des Kreislaufs sind analog zu einer Kompressionswärmepumpe der Verdampfer V, der Kondensator K und das Expansionsventil EV. Der "thermische" Verdichter, auch Lösungskreislauf genannt, besteht aus dem Absorber A, der Lösungspumpe LP, dem Lösungswärmetauscher LWT, dem Generator G und dem Lösungsexpansionsventil LEV.

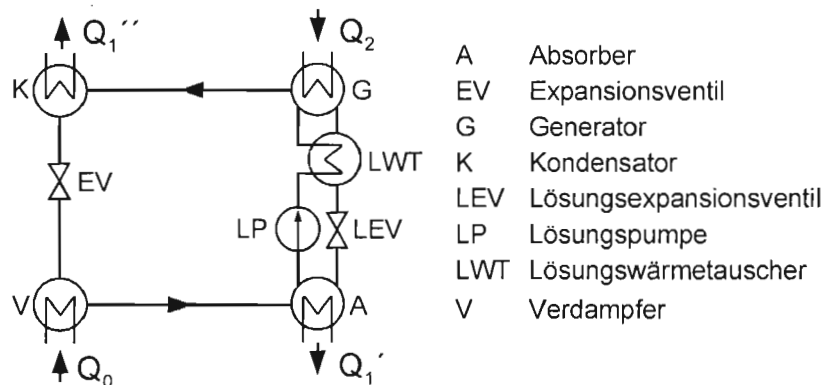


Abbildung 3.1: Schaltschema einer einstufigen Absorptionswärmepumpe.

Die Funktionsweise einer geschlossenen Absorptionswärmepumpe ist – bis auf die Verdichtung des Arbeitsmittels, auch Kältemittel genannt, – der einer Kompressionswärmepumpe identisch. Das flüssige Kältemittel (Sorbit) nimmt im Verdampfer der Wärmepumpe Energie aus einer Wärmequelle auf und wird hierdurch bei niedriger Temperatur und bei niedrigem Druck verdampft. Im Absorber der Wärmepumpe absorbiert eine Arbeitsmittellösung (Absorptionsmittel, Sorbens) das dampfförmige Arbeitsmittel unter Abgabe von Nutzwärme. Bei höherer Temperatur und höherem Druck wird das Arbeitsmittel dann im Generator, auch als Austreiber bezeichnet, unter Zufuhr von Antriebswärme wieder aus der Lösung ausgetrieben und unter weiterer

Abgabe der Nutzwärme an das Heizsystem im Kondensator wieder verflüssigt. Der mechanische Verdichter wird bei Sorptionsanlagen somit durch einen so genannten "thermischen" Verdichter ersetzt, der die Arbeitsmittellösung vom Niederdruckteil in den Hochdruckteil der Wärmepumpe fördert.

Die hier eingesetzte Absorptionswärmepumpe wird mit dem Arbeitsstoffpaar Wasser und wässriger Lithiumbromidlösung betrieben. Hierbei dient Wasser als Arbeitsmittel und die wässrige Lithiumbromidlösung als Absorptionsmittel.

Um die Parameter der Absorptionswärmepumpe, wie z.B. interne Temperatur- und Druckniveaus, graphisch darzustellen zu können, wird der Prozess sowie die Lage der einzelnen Komponenten der Absorptionswärmepumpe in das Lösungsfeld des Arbeitsstoffpaares Wasser/wässrige Lithiumbromidlösung (Wasser/LiBr) eingetragen. Dies ist in Abbildung 3.2 dargestellt. Aus Gründen der Vereinfachung wurde auf die Darstellung der Lösungspumpe, des Lösungswärmetauschers und der beiden Drosselorgane verzichtet. Aus dem Diagramm können die Temperaturspreizungen der externen Wärmequelle (42/33 °C) bzw. Wärmesenke (64/82 °C) sowie des Antriebs der Wärmepumpe (Rauchgasauskühlung bis 180 °C), die internen Prozesstemperaturen sowie die Drucklage der einzelnen Apparate entnommen werden. In diesem so genannten Dühring-Diagramm ist der Dampfdruck- bzw. Kondensationstemperatur des Arbeitsmitteldampfes über der Sättigungstemperatur der Lösung aufgetragen. Bei dieser Darstellungsweise ergeben sich die Dampfdruckkurven des reinen Kältemittels sowie für die Arbeitsmittellösung in guter Näherung als Geraden. Diese Linien konstanter Konzentration x werden als Isosteren bezeichnet.

$$\text{Konzentration } x = \frac{\text{Masse gelöstes Salz}}{\text{Masse Lösung}} \quad (3.1)$$

Aus dem Diagramm ist die Erhöhung des Siedepunktes der wässrigen LiBr-Lösung mit steigender Konzentration der Salzlösung ersichtlich. Die Wasserlinie (Linie 1, $x = 0\%$) begrenzt das Lösungsfeld in Richtung niedrigerer Temperaturen, während die Löslichkeitsgrenze (Kristallisationsgrenze) der wässrigen Salzlösung das Lösungsfeld Richtung höherer Temperaturen begrenzt. Diese Grenze limitiert den Arbeitsbereich einer Absorptionswärmepumpe, da bei einer Überschreitung die zwischen Absorber und Generator zirkulierende Lösung (Linie 3 und 4) auskristallisiert. An den dazwischen eingezeichneten Isosteren kann die Taupunkttemperatur und der Dampfdruck des Kältemittels Wasser über der wässrigen Salzlösung bei gegebener Sättigungstemperatur der Lösung und der jeweiligen Konzentration abgelesen werden.

Bei der Absorption im Absorber sowie der Desorption des Arbeitsmitteldampfstroms \dot{m}_D im Generator erfährt das Absorptionsmittel eine Änderung der Konzentration (Linie 3 und 4)

$$\Delta x = x_a - x_r \quad (3.2)$$

Diese Konzentrationsänderung wird als Ausgasungsbreite Δx bezeichnet. Durch den Lösungswärmetauscher fließen im Gegenstrom der Lösungsmassenstrom \dot{m}_r der kältemittelreichen und somit verdünnten Lösung mit der Konzentration x_r vom Absorber zum Generator (Linie 3) und der Lösungsmassenstrom \dot{m}_a der kältemittelarmen, d.h. der konzentrierten Lösung mit der Konzentration x_a vom Generator zum Absorber (Linie 4).

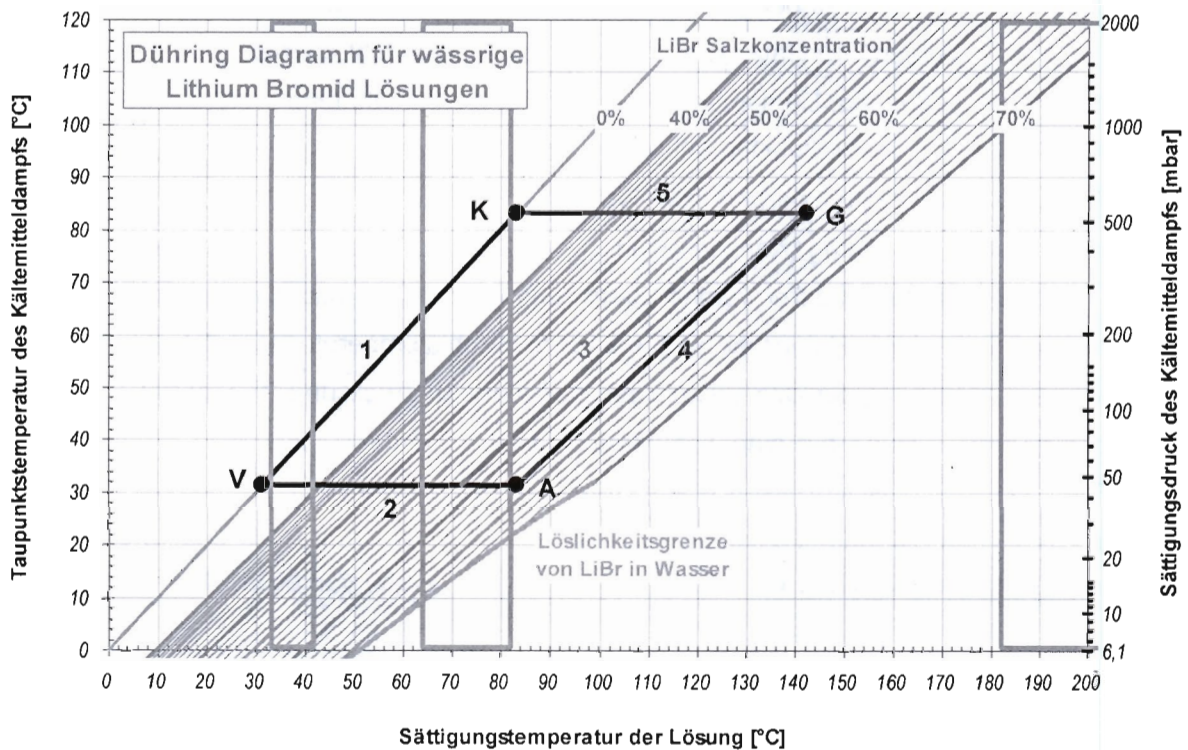


Abbildung 3.2: Prozess einer Absorptionswärmepumpe im Dühring-Diagramm von Wasser/Lithiumbromid.

V Verdampfer, A Absorber, G Generator, K Kondensator

Aufgrund der Massenbilanz von Arbeits- und Sorptionsmittel gilt:

$$\dot{m}_D = \dot{m}_r - \dot{m}_a \quad (3.3)$$

und

$$\frac{x_r}{x_a} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_r} \quad (3.4)$$

Weiterhin definiert man den spezifischen Lösungsumlauf f der reichen Lösung:

$$f = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_D} \quad (3.5)$$

Im Folgenden soll nun der Prozessablauf der hier eingesetzten mit Erdgas betriebenen Absorptionswärmepumpe detailliert erläutert werden. Hierzu werden die in Abschnitt 3.4 aufgeführten Auslegungsdaten der Maschine verwendet. Ein detailliertes Fließschema des internen Kreislaufs der hier eingesetzten Absorptionswärmepumpe zeigt nachfolgende Abbildung 3.3.

Im Verdampfer V wird das Kältemittel Wasser bei einer Temperatur $T_0 = 32\text{ °C}$ und einem Druck von $p_0 = 46\text{ mbar}$ verdampft. Der Umweltwärmequelle wird eine Kälteleistung von $\dot{Q}_0 = 240\text{ kW}$ entzogen und der externe Kaltwasserkreislauf hierbei von 42 °C auf ca. 34 °C abgekühlt.

Zur Kompression des entstehenden Arbeitsmitteldampfes auf das Kondensatordruckniveau p_1 macht man sich zunutze, dass bei gleicher Temperatur von Kältemittel und Lösung der Dampfdruck über der wässrigen LiBr-Salzlösung niedriger ist. Man spricht hierbei von der so genannten Dampfdruckerniedrigung. Dementsprechend besitzt die Lösung eine höhere Siedetemperatur als das Kältemittel (Siedepunktserhöhung): Der entstandene Arbeitsmitteldampf \dot{m}_D strömt in den Absorber A. Hier wird das dampfförmige Kältemittel von der vom Generator kommenden (kältemittel)armen LiBr-Lösung (Konzentration $x_a = 63\%$) absorbiert, wobei gleichzeitig Kondensations- sowie Lösungswärme frei werden. Bedingung für die Absorption ist, dass die Temperatur des Absorptionsmittels kleiner ist als die Gleichgewichtstemperatur von $T_1' = 82\text{ °C}$ (siehe Punkt A in Abbildung 3.2) für das System bei gegebenem Druck und Konzentration x_a . Das bedeutet, dass die Lösung auf eine Temperatur unterhalb ihres Siedepunkts gekühlt werden muss. Dies wird durch eine externe Wärmesenke, hier der kalte Rücklauf des Wärmenetzes realisiert. Dieser tritt mit einer Temperatur von 64 °C in den Absorber A ein und wird unter der Aufnahme einer Wärmeleistung $\dot{Q}_1 = 340\text{ kW}$ auf eine Temperatur von etwa 74 °C aufgeheizt.

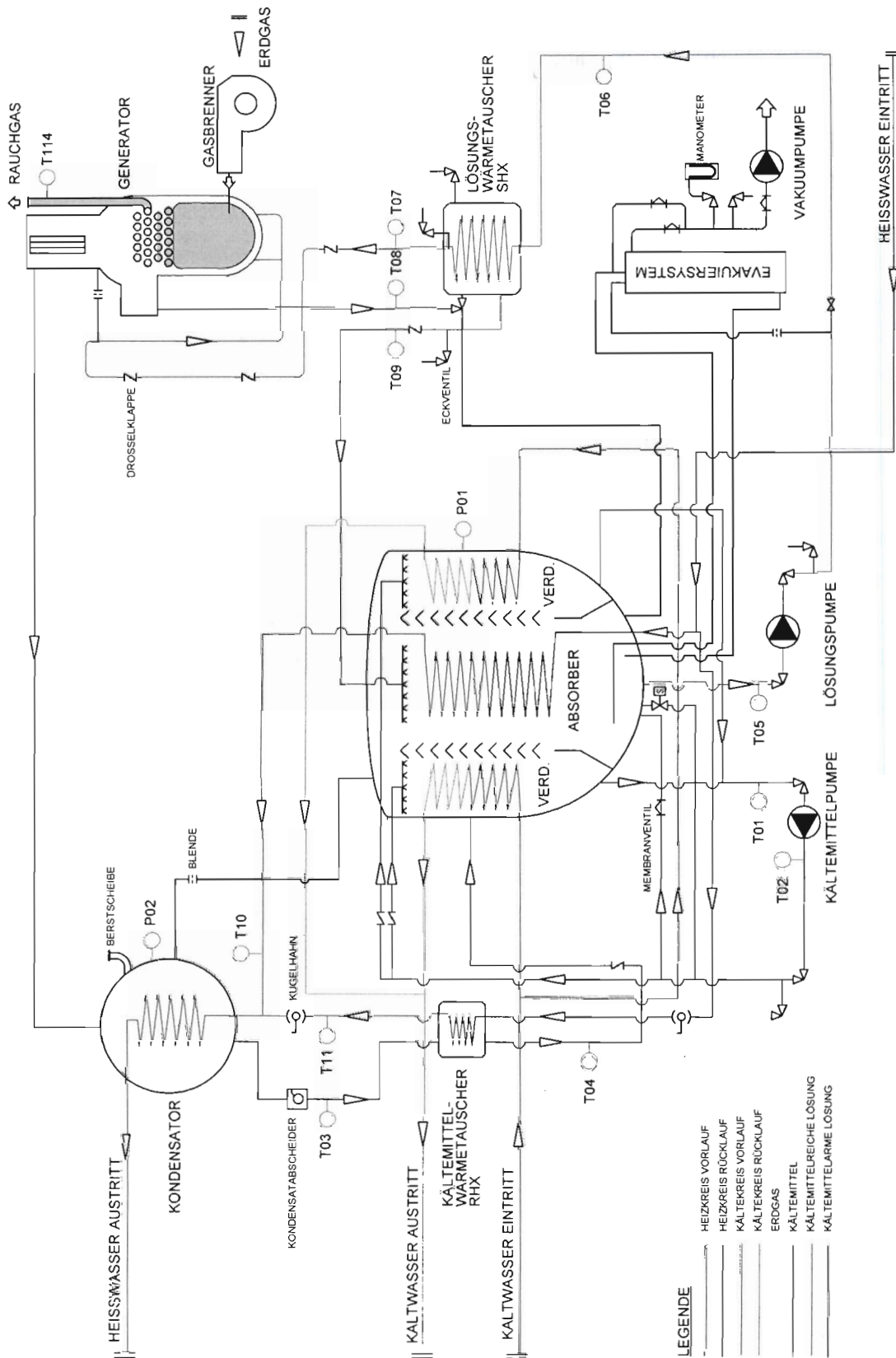


Abbildung 3.3: Fließschema der Erdgas betriebenen Absorptionswärmepumpe mit Messstellen zur Erfassung der kreislaufinternen Prozesstemperaturen und -drücken [1].

Nach dem Absorptionsprozess transportiert die Lösungspumpe LP die im Absorber A verdünnte, nun (kältemittel-)reiche Lösung mit einer Konzentration von $x_r = 59\%$ zum Generator G. Hier wird das Arbeitsmittel unter Zufuhr der Antriebswärme $\dot{Q}_2 = 369 \text{ kW}$ aus der Sorptionslösung ausgetrieben (desorbiert). Die Desorptionswärme wird, bedingt durch den hohen Druck von $p_1 = 54 \text{ kPa}$ sowie durch die hohe Lösungskonzentration, auf einem hohen Temperaturniveau benötigt. Da die Gleichgewichtstemperatur der Lösung im Generator G $T_2 = 142 \text{ °C}$ beträgt, wird die benötigte Wärmeenergie von einem Erdgas betriebenen Gasbrenner bereitgestellt. Der Dampf des reinen Arbeitsmittels wird im Kondensator K unter Abgabe der Kondensationswärme $\dot{Q}_1'' = 260 \text{ kW}$ verflüssigt. Bedingt durch das Kondensatordruckniveau p_1 erfolgt die Verflüssigung bei einer mittleren Temperatur $T_1'' = 83 \text{ °C}$. Die Kondensationswärme wird vom externen Heizwasserstrom aufgenommen, wodurch der Kondensator gekühlt wird. Da das Heizwasser zunächst den Absorber passiert hat, beträgt die Eintrittstemperatur in den Verflüssiger wie bereits oben erwähnt 74 °C . Am Austritt des Kondensators beträgt die Temperatur des Heizwassers dann 82 °C . Das kondensierte Arbeitsmittel (Wasser) fließt über das Drosselorgan, das der Aufrechterhaltung der Druckdifferenz zwischen Kondensator und Verdampfer dient, zurück in den Verdampfer. Damit ist der Kältemittelkreislauf geschlossen. Die im Generator verbliebene konzentrierte Lösung wird über ein zur Druckteilung notwendiges Drosselorgan zum Absorber zurückgeführt. Somit ist auch der Lösungskreislauf geschlossen.

Um die entstehenden Wärmeverluste im Lösungskreislauf möglichst gering zu halten, wird wie bereits erwähnt über einem Lösungswärmetauscher LWT (SHX) im Gegenstrom Wärme von der kältemittelreichen auf die kältemittelarme Lösung übertragen. Ohne diesen Lösungswärmetauscher würde im Lösungskreislauf aufgrund der Wärmekapazität des Lösungsstromes Wärmeenergie hohen Temperaturniveaus vom Generator in den Absorber transportiert und bei konstanter, externer Kühlleistung durch das Heizwasser weniger Arbeitsmitteldampf von der Lösung absorbiert werden. Ein weiterer Wärmetauscher, der so genannte Kältemittelwärmetauscher RHX ist zwischen Kondensator und Verdampfer eingebunden. Neben dem Arbeitsmittelkondensat wird dieser von einem Teil des externen Heizwassers, das parallel am Absorber vorbeigeführt wird, durchströmt. Von diesem Wasserstrom wird das Kondensat gekühlt, wodurch im Anschluss im Verdampfer mehr Wärmeleistung aufgenommen werden kann, da beim Eintritt des Kältemittels in den Verdampfer aufgrund der vorhergehenden Kühlung weniger Kondensat allein aufgrund der schlagartigen Druckerniedrigung verdampft. Somit kann der Verdampfer mehr Wärmeenergie aufnehmen um die entsprechende Menge an Arbeitsmittelkondensat zu verdampfen.

3.1.2 Wärmeverhältnis und Heizzahl von Absorptionswärmepumpen

Die wichtigste Kenngröße von Absorptionswärmepumpen ist das Wärmeverhältnis, das allgemeinüblich als COP (Coefficient of Performance) bezeichnet wird. Dieses ist für Sorptionswärmepumpen definiert als das Verhältnis der Nutzwärme, also der von der Wärmepumpe bei Temperatur T_1 an das Heiznetz abgegebenen Wärmeleistung \dot{Q}_1 , zu der bei einem Temperaturniveau T_2 aufgewendeten Antriebswärmeleistung \dot{Q}_2 :

$$COP_{max} = \frac{\text{Nutzwärme}}{\text{Antriebswärme}} = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2} \quad (3.6)$$

Die Festlegung der Temperaturen von Kalt- und Heizwasser bestimmt die kreislaufinternen Temperaturen im Verdampfer und Kondensator T_0 und T_1 und damit die Drücke p_0 und p_1 . Der Druck p_0 und die Heizwassertemperatur bestimmen die Lage des Absorbers im Lösungsfeld. Die Lage des Generators ist nun durch den Druck p_1 und die Konzentrationen der Sorptionslösung eindeutig festgelegt. Damit ist die interne Temperatur T_2 im Austreiber bestimmt und somit auch der maximal erreichbare COP_{max} . Die Austreibertemperatur T_2 legt letztendlich die erforderliche Temperatur der Antriebsquelle fest.

Der maximale Wirkungsgrad oder die Heizzahl einer wärmegetriebenen Absorptionswärmepumpe, die zwischen drei Temperaturniveaus T_0 , T_1 und T_2 arbeitet, ergibt sich aus dem 1. und 2. Hauptsatz der Thermodynamik zu

$$COP_{max} = \frac{T_2 - T_0}{T_2} \cdot \frac{T_1}{T_1 - T_0} = 1 + \frac{T_0}{T_2} \cdot \frac{T_2 - T_1}{T_1 - T_0} = 1 + \frac{T_0}{T_2} \cdot \frac{\Delta T_S}{\Delta T_H}; T_{0..2} \text{ in Kelvin} \quad (3.7)$$

Dabei ist mit $\Delta T_S = T_2 - T_1$ der Temperaturschub und mit $\Delta T_H = T_1 - T_0$ der Temperaturhub der Anlage bezeichnet.

Da die Temperatur T_2 über die Temperaturen T_0 und T_1 sowie das gewählte Stoffpaar und den Absorptionskreislauf bereits festgelegt ist, ist auch der mögliche COP begrenzt. Wird dagegen der Temperaturhub $\Delta T_H = T_1 - T_0$ verändert, passt sich der Temperaturschub $\Delta T_S = T_2 - T_1$ der Absorptionswärmepumpe automatisch an und der maximal mögliche COP_{max} bleibt nahezu unverändert [2]. Dieses Verhalten bietet deutliche systemtechnische Vorteile. Da die Abhängigkeit des COP vom Temperaturhub durch den Temperaturschub kompensiert wird, ist die Absorptionswärmepumpe sehr gutmütig im Hinblick auf system- bzw. regelungstechnischen Besonderheiten und die ausgelegte Jahresheizzahl kann zuverlässig erreicht werden.

Kondensations- und Verdampfungswärme sind bei Absorptionswärmepumpen jeweils für ein Kältemittel als Stoffeigenschaft nahezu gleich. Die nutzbare Verdampfungswärme ist allerdings um den kältemittelabhängigen Drosselverlust vermindert. Dagegen ist der COP_{max} für die Absorptionswärmepumpe weitgehend unabhängig vom Hub, da Absorptions- und Desorptions-

wärme als Stoffeigenschaft in erster Näherung ebenfalls gleich sind. Damit gilt für einen einstufigen Kreislauf:

$$COP_{max} = \frac{\text{Kondensationswärme} + \text{Absorptionswärme}}{\text{Desorptionswärme}} \approx 1 + \frac{\text{Kondensationswärme}}{\text{Desorptionswärme}} \quad (3.8)$$

Ein Arbeitsstoffpaar für Sorptionswärmepumpen ist thermodynamisch folglich umso besser, je größer das Verhältnis aus Kondensationswärme zu Desorptionswärme ist. Für das Arbeitsstoffpaar Wasser/wässrige LiBr-Lösung beträgt der reversible COP_{max} ca. 1,9. Durch die bei flüssigem Sorptionsmittel technisch einfach und effizient realisierbare innere Wärmerückgewinnung im Lösungswärmetauscher ist in der Praxis ein COP von 1,75 realisierbar.

Heizzahlen von direktbefeuerten Absorptionswärmepumpen werden in technischen Dokumentationen in der Regel bezüglich des Brennstoffverbrauchs, also bezüglich der Primärenergie und inklusive des Brenner- oder Feuerungswirkungsgrads $\eta_{Feuerung}$ angegeben. Die auf die auf Primärenergie (unterer Heizwert) bezogene Heizzahl PER ist definiert als:

$$PER_{max} = \frac{\text{Nutzwärmeleistung}}{\text{aufgew. Primärenergieleistung}} = \eta_{Feuerung} \cdot COP_{max} \quad (3.9)$$

Unter der Annahme von $\eta_{Feuerung} = 0,89$ bis $0,95$ ist für eine einstufige Absorptionswärmepumpe somit eine Heizzahl von etwa 1,55 bis 1,68 zu erwarten.

3.2 Wirtschaftlichkeit und Umweltrelevanz

Verglichen mit einer Gasheizkesselanlage mit einem Kesselwirkungsgrad von 90% betragen die Mehrkosten für die Investition (inklusive der Planungskosten) der installierten Wärmepumpenanlage etwa 175.000 Euro. Basierend auf einer durchschnittlichen Verdampferleistung von 195 kW – entspricht einer Heizleistung der Wärmepumpe von 500 kW – und einer Laufzeit von 3.500 Betriebsstunden (Heizperiode von Mitte Oktober bis Mitte April) ergibt sich eine jährliche Kosteneinsparung für den Betrieb von 26.000 Euro pro Jahr im Vergleich zum Referenzsystem. Folglich wird bei einem angenommenen Zinssatz von 0% eine Amortisationszeit von 6,7 Jahren erreicht. Die Annuitätsrechnung mit einem Zinssatz von 7,5% ergibt eine jährliche Einsparung von 6.100 Euro verglichen zum Einsatz einer Standardkesselanlage.

Bei einer jährlichen Heizwärmeerzeugung von 1.750 MWh kann der Brennstoffverbrauch gegenüber dem Referenzsystem um 37,5% und der CO_2 -Ausstoß um ca. 160 Tonnen gesenkt werden. Eine Aufstellung aller verwendeten Daten und Ergebnisse der energetischen und wirtschaftlichen Analyse der Wärmepumpenanlage sind in nachfolgender Tabelle 3.1 zusammengefasst.

Tabelle 3.1: Wirtschaftliche und energetische Bewertung der Absorptionswärmepumpe verglichen mit einer Standard-Gaskesselanlage.

			Heizkessel	Absorptions- Wärmepumpe
			Referenzsystem ohne Wärmepumpe	gasgefeuerte einstufige Absorptions- wärmepumpe
Heizkessel	η therm.	[-]	0,9	
	Heizleistung	[kW]	600	
Absorptionswärmepumpe	COP	[-]	-	1,65
	PER (Durchschnitt)	[-]		1,44
	Heizleistung (bei Volllast)	[kW]		600
	Heizleistung (Durchschnitt)	[kW]		500
	Brennstoffeinsatz	[kW]	667	417
Betriebsdauer	Betriebsstunden (durchschn. Last)	[h/a]	3.500	
	Volllaststunden	[h/a]	2.917	
Wärmelieferung		[kWh/a]	1.750.000	
Erdgasverbrauch		[kWh/a]	1.944.444	1.215.278
Investitionskosten	Planung	[Euro]	10.020	32.000
	Gas-Heizkessel	[Euro]	39.000	
	Absorptionswärmepumpe	[Euro]		117.200
	Installationscontainer	[Euro]	23.000	23.000
	Verrohrung & sonst. Peripherie	[Euro]	21.500	95.800
	Gesamt	[Euro]	93.520	268.000
Zusatzkosten gegenüber Referenzsystem		[Euro]	-	174.480
Brennstoffkosten	Leistungspreis	[Euro/kW*Monat]	0,562	
	Arbeitspreis	[Euro/kWh]	0,035	
	Kosten (Leistung Erdgas)	[Euro/a]	4.499	2.812
	Kosten (Verbrauch Erdgas)	[Euro/a]	68.056	42.535
Brennstoffkosten (gesamt)		[Euro/a]	72.555	45.347
Betriebskosten	Betriebskosten (gesamt)	[Euro/a]	1.278	2.556
Jährliche Einsparung gegenüber Referenzsystem		[Euro/a]	-	25.930
Amortisationszeit (Zinssatz 0%)		[Jahre]	-	6,7
Annuität	Kalkulationszins	[%]	7,5	
	Betrachtungszeitraum	[a]	15	
	Zinsfaktor	[-]	1,08	
	Nutzungsdauer	[a]	15	
	Annuitätsfaktor	[-]	0,11	
investitionsgebundene Zahlungen		[Euro/a]	10.595	30.361
verbrauchsgebundene Zahlungen		[Euro/a]	72.555	45.347
betriebsgebundene Zahlungen		[Euro/a]	1.278	2.556
Jährliche Zahlungen (gesamt)		[Euro/a]	84.427	78.264
Jährliche Einsparung gegenüber Referenzsystem		[Euro/a]	-	6.164
Spezifische Wärmekosten		[Euro/kWh]	0,048	0,045
CO ₂ Emmission	Erdgasverbrauch	[kWh/a]	1.944.444	1.215.278
	CO ₂ Emmission	[ton/a]	428	267

3.3 Hydraulische Einbindung

3.3.1 Abwärme der Bioabfallkompostieranlage als Wärmequelle

Die VIVO GmbH betreibt auf dem Wertstoffzentrum Warngau eine Rottehalle in der der organische Bioabfall kompostiert wird. Innerhalb dieser Halle sind insgesamt 10 so genannte Mieten aufgehäuft, in welchen die Kompostierung, ein biologischer Abbauprozess, stattfindet. Die einzelnen Rottemieten werden nach jeweils 4 bis 10 Tagen mit einem Schaufelrad von einer Position auf die Nächste umgesetzt, so dass jede Charge an Biomüll bis zur Austragung nach etwa 70 Tagen alle Mieten durchläuft. Nach diesem Prozess ist der Kompost durch die hohen Temperaturen hygienisiert und soweit abgebaut, dass er ausgetragen werden kann. Der fertige Kompost wird in einem angeschlossenen Erdenwerk weiterverarbeitet und verkauft.

In den Mieten selbst entstehen, durch die aeroben Abbauprozesse bedingt, Temperaturen von 30 bis 65 °C. Hierbei fallen in den ersten drei Mieten, der so genannten Intensivrotte, welche das frische Ausgangsmaterial enthält, die höchsten Temperaturen an. Durch die zunehmende Vervollständigung des Abbauprozesses nehmen die internen Temperaturen von Miete zu Miete ab und betragen in den letzten drei Mieten, der so genannten Nachrotte, nur noch etwa 30 °C.

Zwischen den Umsetzvorgängen müssen die Mieten zur Temperaturstabilisation zwangsbelüftet werden. Dies geschieht während der Intensivrotte in den ersten drei Mieten durch Saugbelüftung und in den restlichen Mieten jeweils nach Bedarf durch eine Saug- oder Druckbelüftung. Zur Führung der Luft ist in der Rottehalle ein komplexes Rohrleitungssystem mit Luftklappen installiert. Dieses wird durch zwei gasmotorisch betriebene Abluftventilatoren bedient, wobei ein Lüfter die Mieten 1 bis 3 und der andere Ventilator die Mieten 4 bis 7 versorgt.

Hier soll im Folgenden nur auf die Belüftung der ersten drei Rottefelder eingegangen werden, da nur dieser Anteil der Abluft aufgrund seines höheren Temperaturniveaus weiter thermisch genutzt werden kann. Die Belüftung der anderen Rottemieten erfolgt beinahe analog.

Zur Belüftung der Mieten 1 bis 3 wird die Luft der Rottehalle vom Abluftventilator durch die Kompostfelder hindurch gesaugt und der Kompost somit gekühlt. Die bei der Saugbelüftung der Intensivrotte anfallende, aufgewärmte Abluft wird über einen Wärmetauscher gekühlt, und anschließend mit der ungekühlten Abluft der restlichen Mieten in einer Mischkammer zusammengeführt. In einem nachgeschalteten Luftwäscher werden noch eventuell enthaltene Feststoffe aus der Rotteabluft entfernt und die so vorbehandelte Abluft durch einen so genannten Biofilter an die Umgebung abgegeben. Dieser Biofilter minimiert die Geruchsbelästigung durch die von der Abluft ausgetragenen Gase.

Da lediglich ein Ventilator vorhanden ist und dieser nicht alle drei Felder gleichzeitig bedienen kann, wird die Belüftung während des regulären Betriebes in einem Intervall von etwa 14 Minu-

ten durch in das Abluftkanalsystem eingebaute Luftklappen zwischen den einzelnen Mieten umgeschaltet. Das bedeutet, dass immer nur ein Feld voll belüftet wird. Das Umschalten auf die nächste Miene erfolgt aber „überlappend“, was zur Folge hat, dass während eines Umschaltvorgangs zwei Abluftströme unterschiedlicher Temperatur vermischt werden und somit das Temperaturniveau der Abluft insgesamt nicht konstant bleibt.

Die Kühlung der Abluft der Intensivrotte mittels eines Wärmetauschers ist notwendig, da der Biofilter nur bei Temperaturen bis maximal 50 °C seine Funktion über einen längeren Zeitraum erfüllen kann. Der Abluftwärmetauscher überträgt die der Abluft entzogene Wärme auf einen Kühlkreis, der im Folgenden als Kaltwasserkreislauf bezeichnet wird. Über diesen Kaltwasserkreislauf, der aus Frostschutzgründen mit einem Wasser/Glykol-Gemisch betrieben wird, wird nun der Verdampfer der Wärmepumpe bedient. Durch den Wechsel der Belüftung zwischen den einzelnen Rotten sowie die Umsetzungsvorgänge der Mieten selbst entstehen in der Abluft und im Kühlwasserkreislauf erhebliche Temperatur- und dadurch Leistungsschwankungen. Diese Schwankungen mussten bei der thermischen Nutzung der Abwärme und der Integration der Wärmepumpe berücksichtigt werden.

3.3.2 Integration in das Wärmeversorgungssystem

Nachfolgende Abbildung 3.4 zeigt das Einbindungsschema der Absorptionswärmepumpe in das Energieversorgungssystem. Die von der Wärmepumpe ausgekoppelte Heizwärme wird zusammen mit der Wärmeabgabe des Blockheizkraftwerks sowie der beiden gasmotorisch angetriebenen Abluftventilatoren in einen Warmwasserpufferspeicher mit ca. 15 m³ Inhalt eingespeist. Die beiden Antriebsmotoren der Abluftventilatoren sind nahezu ständig in Betrieb, da die Rotten permanent belüftet werden müssen und stellen durch die Motorkühlung immer Heizwärme zur Verfügung. Das Blockheizkraftwerk (BHKW) wird hauptsächlich stromgeführt betrieben, um Leistungsspitzen im Stromnetz abzudecken und somit den Bezug von elektrischem Strom von Fremdanbietern zu reduzieren. Aus dem Warmwasserpufferspeicher werden zunächst die auf dem Gelände des Wertstoffzentrums befindlichen Verbraucher versorgt. Nach der Übergabestation übernehmen zwei Spitzenlast-Ölkessel die Nachheizung und sorgen somit für eine konstante Vorlauftemperatur für das angeschlossene Fernwärmenetz.

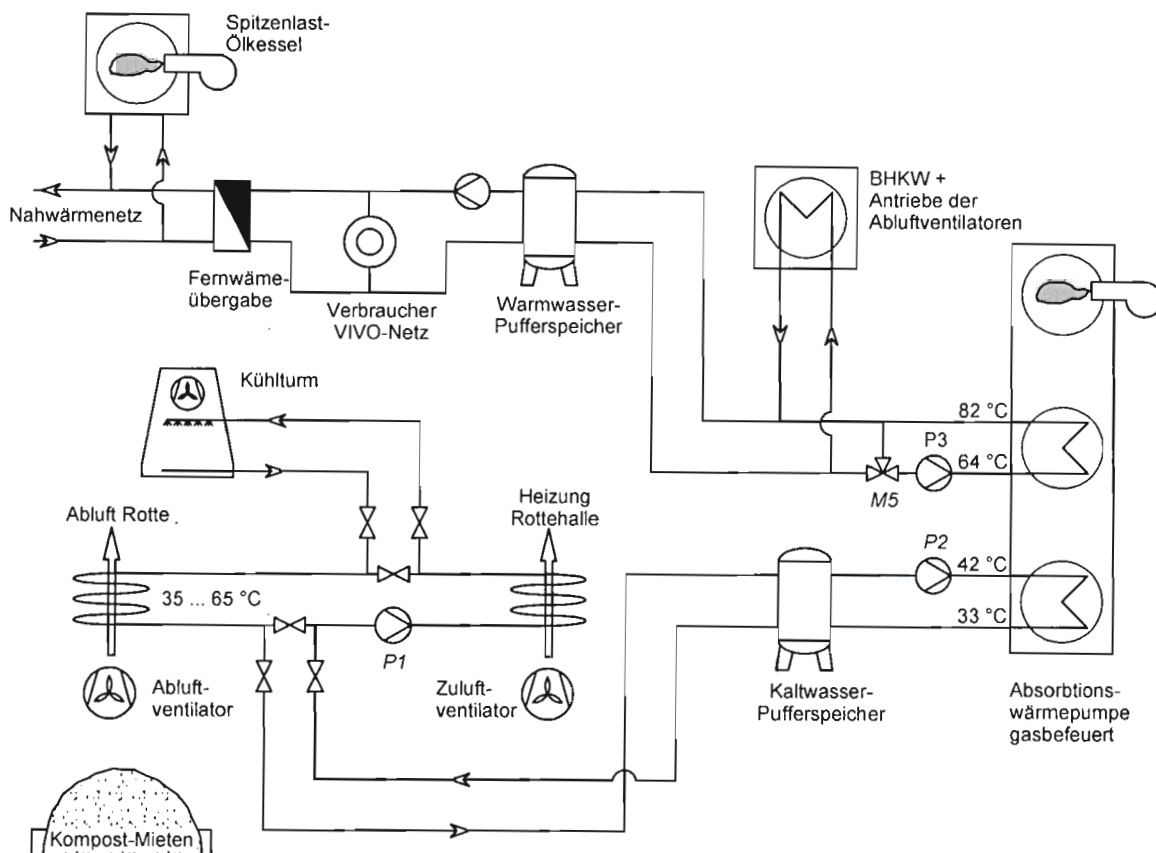


Abbildung 3.4: Einbindungsschema der Erdgas betriebenen Absorptionswärmepumpe in das Energieversorgungssystem des Wertstoffzentrums Warngau.

Auf der Kaltwasserseite der Absorptionswärmepumpe (Verdampfer, Wärmequellenseite) wird das durch den Abluftwärmetauscher aufgewärmte Kaltwasser zur Glättung von Temperatur- und Leistungsschwankungen in einen Kaltwasserpufferspeicher eingespeist. Aus diesem wird zunächst der Verdampfer der Wärmepumpe bedient. Das durch den Verdampfer abgekühlte Wasser dient dann als Vorlauf für die Hallenheizung. Diese Luftheizung versorgt über Ventilatoren und Weitwurfdüsen die ungedämmte Rottehalle mit erwärmter Zuluft und hält somit die sogenannte Energiekette zur Versorgung der Umsetzschaufel, Förderbänder etc. frostfrei. Um die Funktionalität des Biofilters sicher zu stellen, wird bei Bedarf der Kühlturm zugeschaltet, um das Kaltwasser und somit die Abluft der ersten drei Rottemieten weiter auszukühlen.

3.4 Dimensionierung der Wärmepumpenanlage

In den Jahren 2000 bis 2004 wurden mehrere umfangreiche Messkampagnen am Kühlkreislauf der Kompostierungsanlage durchgeführt. In den kalten Wintermonaten wurde eine durchschnittliche Kaltwasserleistung von 180 kW bei einem Temperaturniveau von 43,5 °C gemessen [3]. Demgegenüber können in der Übergangszeit durchschnittliche Kaltwasserleistungen von 278 kW und eine Temperatur des Kaltwasseraustritts von etwa 51 °C erwartet werden [4].

Diese Daten wurden durch eine Messung am Abluftwärmetauscher und dem Kaltwasserkreislauf durch das ZAE Bayern in den Monaten Februar und März 2004 nochmals verifiziert. Auf Grundlage der Auswertung dieser Messdaten konnte die für den Verdampfer verfügbare Wärmeleistung bestimmt und somit die gesamte Absorptionswärmepumpe ausgelegt werden.

3.4.1 Auslegung der Verdampferleistung

Abbildung 3.5 zeigt die an einem typischen Betriebstag der Rotteanlage am Abluftwärmetauscher gemessenen Ein- bzw. Austrittstemperaturen der Abluft (T101 und T102) sowie die Ein- bzw. Austrittstemperaturen des Kaltwasserkreislaufs (Wasser/Glykol-Gemisch, T106 und T103). Die auf den Kaltwasserkreis übertragene Wärmeleistung (Rotteleistung) ist in Abbildung 3.6 dargestellt. Der Volumenstrom im Kaltwasserkreislauf betrug konstant 6,5 l/s.

Die durch die Kompostierungsabluft verfügbare Wärmeleistung hängt dabei neben der Wärmeübertragungsfähigkeit des Abluftwärmetauschers zusätzlich vom Temperaturniveau der Abluft ab. Unter der Wärmeübertragungsfähigkeit versteht sich das Produkt aus Übertragungsfläche A und Wärmedurchgangswert k des Abluftwärmetauschers. Das Temperaturniveau der Abluft wird einerseits durch die Außenlufttemperatur beeinflusst, da die gesamte Rottehalle aus ungedämmten Stahlblechwänden errichtet worden ist. Andererseits hat auch die Belegung und Güte der Rottemieten einen Einfluss, d.h. hohe Ablufttemperaturen werden nur bei einem ungestörten Abbauprozess erzielt. Während der Umsetzvorgänge bzw. bei Neueintrag von frischem Bioabfall konnten deutliche Einbrüche im Temperaturniveau der Abluft und damit in der übertragenen Wärmeleistung festgestellt werden.

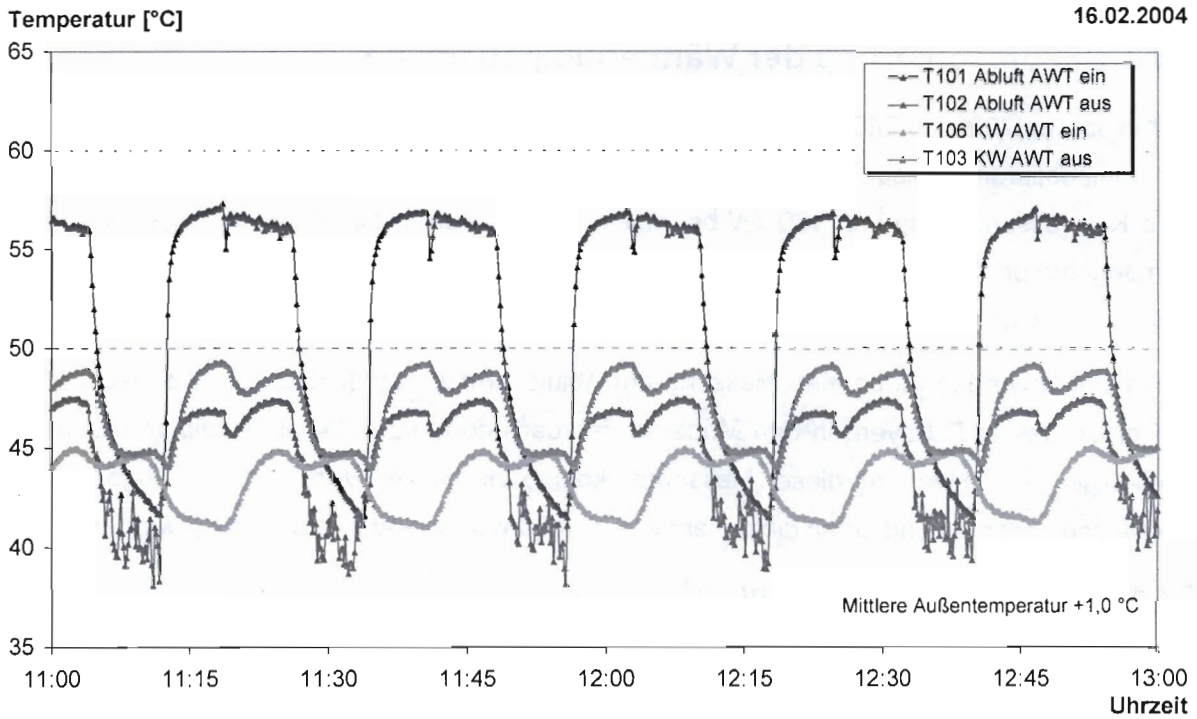


Abbildung 3.5: Am Abluftwärmetauscher gemessene Ein- und Austrittstemperaturen der Abluft bzw. des Kaltwasserkreislaufs (Wasser/Glykol).

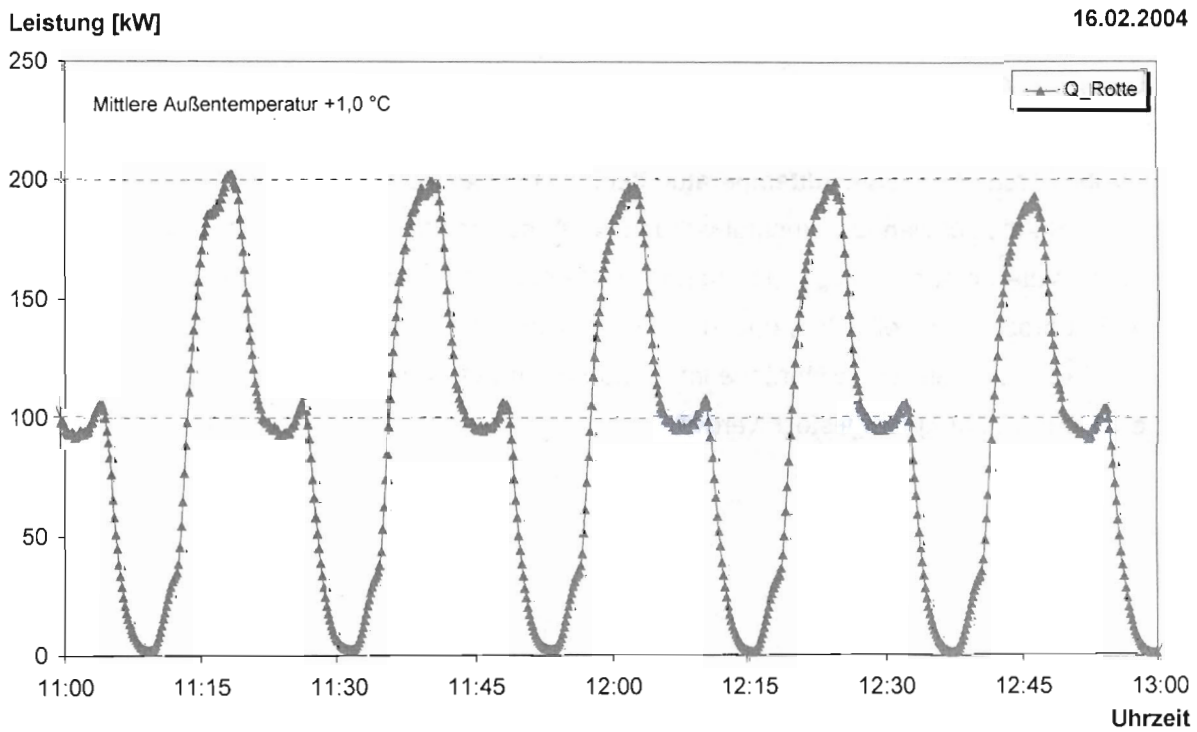


Abbildung 3.6: Auf den Kaltwasserkreis übertragene Wärmeleistung (= nutzbare Verdampferleistung).

Die Baugröße der Wärmepumpe ergibt sich aus den externen Temperaturniveaus sowie den an den einzelnen Komponenten umgesetzten Leistungen. Da die externen Temperaturniveaus von Kondensator und Absorber über die Vor- und Rücklauftemperatur des Nahwärmenetzes (82/64 °C) vorgegeben sind, mussten zur Auslegung der Wärmepumpe die optimale Arbeitstemperatur sowie die Leistung des Verdampfers ermittelt werden.

Aus der auf das Kaltwasser übertragenen Wärmeleistung wurde unter Berücksichtigung der bei der Abkühlung der vollständig gesättigten feuchten Abluft frei werdenden Kondensationswärme der Abluftvolumenstrom \dot{V}_{AL} mit ca. 2 m³/s berechnet. Unter der Annahme, dass sowohl Volumenstrom und Temperaturniveau der feuchten Abluft als auch der Volumenstrom des Kaltwassers konstant gehalten werden, kann nun ein Kennfeld der erzielbaren Wärmeleistungen in Abhängigkeit der Eintrittstemperaturen des Kaltwassers und der Abluft erstellt werden. Weiterhin kann aus dieser berechneten umgesetzten Leistung und der Eintrittstemperatur des Kaltwassers die Austrittstemperatur des Kaltwassers aus dem Abluftwärmetauscher - und somit Eintrittstemperatur in den Verdampfer - ermittelt werden. Dies ist in Abbildung 3.7 (oben) als Wärmeleistung über der Kaltwassertemperatur für konstante Eintrittstemperaturen der Abluft von beispielsweise 59, 51 bzw. 45 °C dargestellt. Durch Vorgabe des Nutzwärme- und des Kaltwassertemperaturniveaus hängt die Baugröße der Wärmepumpe nun lediglich noch von der am Verdampfer umzusetzenden Leistung ab. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 3.7 (unten) als Verdampferleistung über Verdampfereintrittstemperatur dargestellt.

Im Diagramm (oberer Teil) muss zunächst eine Verdampferaustrittstemperatur (entspricht Eintrittstemperatur des Kaltwassers in den Abluftwärmetauscher) auf der Abszisse vorgegeben werden. Hier wurde exemplarisch eine Temperatur von 33 °C gewählt (Punkt A). An den fallenden, „gestrichelten“ Graphen kann nun für eine bestimmte Ablufttemperatur die in den Kaltwasserkreislauf eingekoppelte Leistung abgelesen werden. Für eine Ablufteintrittstemperatur von 51 °C (Punkt B) ergibt sich eine Leistung von etwa 245 kW (Punkt C). Mit dieser Leistung und den steigenden Graphen, welche die Verdampferleistung für bestimmte Ein- und Austrittstemperaturen darstellen, ist nun Punkt D gegeben. Durch diesen, wiederum über die Abszisse, Punkt E welcher die resultierende Eintrittstemperatur des Verdampfers darstellt. Die Fläche des Verdampfers muss nun so dimensioniert werden, dass die Leistungskennlinie der Wärmepumpe (Diagramm unterer Teil) auf dem durch die erhaltene Eintrittstemperatur (Punkt F) und Leistung (Punkt G) gegebenen Punkt H liegt.

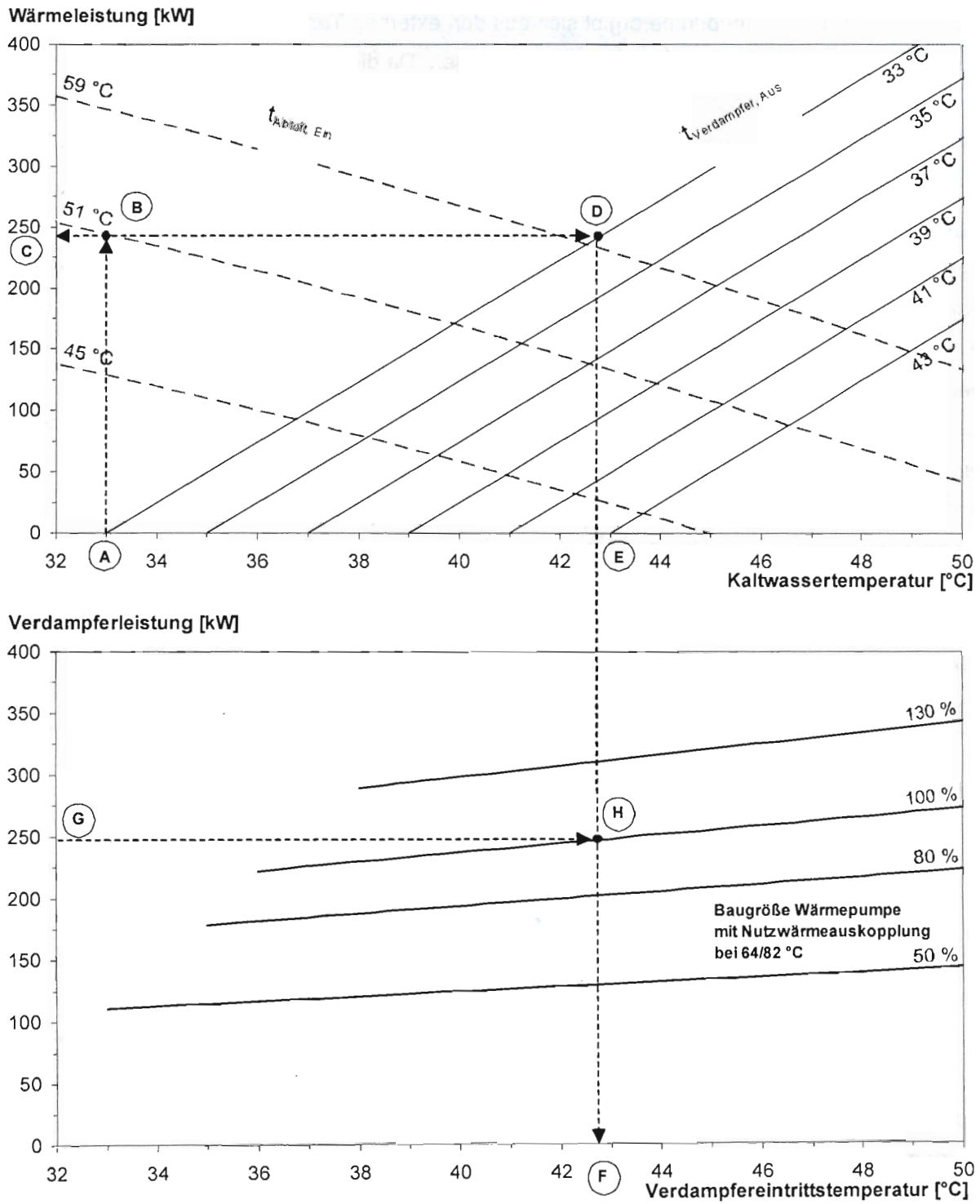


Abbildung 3.7: Kennfeld zur Ermittlung der verfügbaren Verdampferleistung sowie der Verdampfervorlaufstemperatur in Abhängigkeit der in den Abluftwärmetauscher eintretenden Temperatur des Kaltwassers und der Abluft der Kompostrotte.

3.4.2 Spezifikation der Absorptionswärmepumpe

Nach der Spezifikation des Verdampfers konnte der Hersteller dann die Größe der anderen Komponenten der Absorptionswärmepumpe dimensionieren. In nachfolgender Tabelle 3.2 sind alle wichtigen vom Hersteller angegebenen Auslegungsdaten aufgeführt [1]. Die Kenndaten lassen für den Betrieb der Wärmepumpe einen mittleren COP von ca. 1,62 erwarten.

Tabelle 3.2: Auslegungsdaten der Absorptionswärmepumpe.

Modell		GHP A417	
Beschreibung	Einheit	Volllast	Teillast
Verdampfer-Kreislauf (Wasser/ 30 Vol.% Glykol)			
Kälteleistung	kW	240	121
Durchfluss	m ³ /h	26	33
Eintrittstemperatur	°C	42	38
Austrittstemperatur	°C	33	35
Absorber/Kondensator-Kreislauf (Wasser)			
Heizleistung	kW	607	329,2
Durchfluss	m ³ /h	29	29
Eintrittstemperatur	°C	64	71,5
Austrittstemperatur	°C	82	81,5
Gasbrenner			
Modell		Weishaupt G5/1-D	
Modulation der Brennerleistung	%	100...40	
Brennerleistung	kW	425	237
Brennstoff		Erdgas	
Luftüberschuss	%	ca. 15	ca. 15
Abgassystem			
Abgasmassenstrom	kg/h	ca. 600	ca. 346
Abgastemperatur	°C	ca. 200	ca. 170
Abmessungen			
Länge x Breite x Höhe	mm	3.300 x 2.800 x 2.700	
Gewicht	t	ca. 8,2	
Flüssigkeitsinhalt			
wässrige Lithiumbromidlösung	kg	1.150	
Wasser	kg	100	
Hersteller			
Thermax Ltd., Pune 411019, Indien			

Abbildung 3.8 zeigt die einstufige, gasbefeuerte Absorptionskältemaschine installiert im Wärmeversorgungssystem des Wertstoffzentrums Warngau.

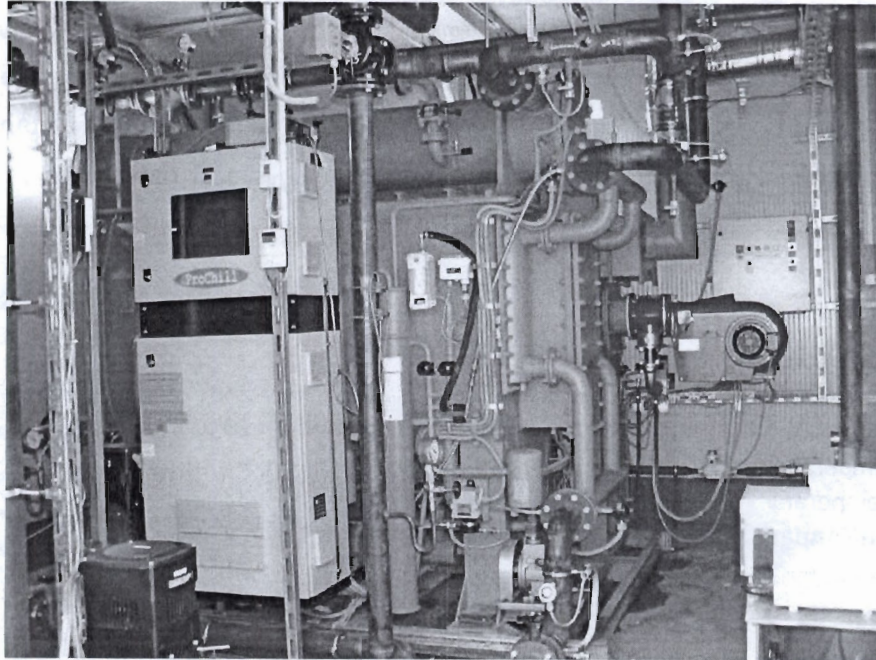


Abbildung 3.8: Erdgas befeuerte einstufige Absorptionswärmepumpe installiert im Wärmeversorgungssystem des Wertstoffzentrums Warngau. Heizleistung 609 kW bei Heizwasservor-/rücklauf 82/64 °C.

3.4.3 Dimensionierung des Kaltwasserpufferspeichers

Für einen kontinuierlichen Betrieb der Wärmepumpe ist die aus dem Kompostierungsprozess verfügbare Wärmeenergie und die erzielbare Kaltwassertemperatur ausschlaggebend. Durch die während des Betriebsablaufs entstehenden Schwankungen kann es selbst bei im Mittel ausreichend hoher mittlerer Kaltwassertemperatur und Leistung zu einer Abschaltung der Wärmepumpe aufgrund zu geringer Kaltwassereintrittstemperatur und -leistung kommen. Um ein häufiges Abschalten der Wärmepumpe zu vermeiden, wurde verdampferseitig ein Kaltwasserpufferspeicher in die Anlage integriert. Dieser muss während des Betriebs der Wärmepumpe zwei Funktionen erfüllen. Einerseits arbeitet er als hydraulische Weiche, um den Kühlkreislauf der Kompostierungsabluft und der Verdampferkreislauf nahezu unabhängig voneinander mit unterschiedlichen Volumenströmen betreiben zu können. Andererseits glättet er die Temperaturschwankungen des Kaltwassers.

Da gerade an Tagen mit sehr niedrigen Außentemperaturen das Temperaturniveau des Kaltwasserkreislaufs relativ gering ist und auch die übertragene Wärmeleistung aus prozesstechnischen Gründen unter die minimal erforderliche Verdampferleistung sinkt besteht hier oftmals die Gefahr, dass die Wärmepumpe häufig abschaltet. Für die Dimensionierung des Pufferspeichers wurde wieder ein typischer Betriebszeitraum exemplarisch ausgewertet (siehe Abbildung 3.9).

Bei einer mittleren Außentemperatur von $-6,5\text{ °C}$ wurde eine Kaltwassertemperatur von etwa 42 °C erreicht.

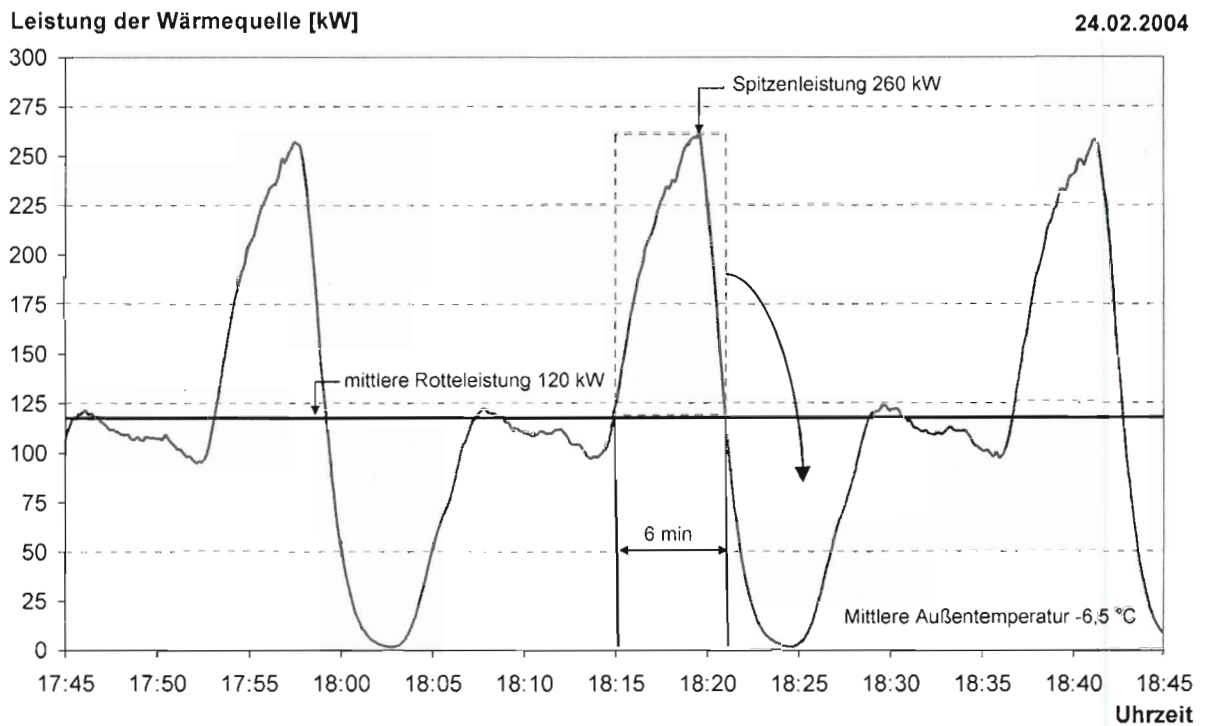


Abbildung 3.9: Auswertung eines typischen Betriebszeitraumes zur Größenbestimmung des Kaltwasserpufferspeichers.

Um die Wärmepumpe mit einer konstanten Verdampferleistung von 120 kW (entspricht der mittleren Rotteleistung \dot{Q}_{Mittel}) und dem Nennvolumenstrom \dot{V}_{Nenn} von $26\text{ m}^3/\text{h}$ betreiben zu können, müssen in Zeiträumen, in denen Rotteleistungen über 120 kW erzielt werden (hier 6 min), die Überschüsse in den Pufferspeicher eingespeist werden. Hierzu muss der Volumenstrom auf der Ladeseite \dot{V}_{Ladung} des Speichers im Verhältnis der erzielten Maximalleistung \dot{Q}_{Max} zur mittleren Rotteleistung \dot{Q}_{Mittel} erhöht werden. Die Volumenströme auf der Lade- und Entnahmeseite unterscheiden sich also nur um den Betrag \dot{V}_{Puffer} .

$$\frac{\dot{V}_{Ladung}}{\dot{V}_{Nenn}} = \frac{\dot{Q}_{Max}}{\dot{Q}_{Mittel}} = \frac{260\text{ kW}}{120\text{ kW}} = 2,17$$

Somit gilt $\dot{V}_{Ladung} = \dot{V}_{Puffer} + \dot{V}_{Nenn} = 2,17 \cdot \dot{V}_{Nenn}$.

Damit ergibt sich für den Teilvolumenstrom \dot{V}_{Puffer} :

$$\dot{V}_{Puffer} = \dot{V}_{Ladung} - \dot{V}_{Nenn} = 56,4\text{ m}^3/\text{h} - 26\text{ m}^3/\text{h} = 30,4\text{ m}^3/\text{h}$$

Für eine Beladungszeit von 6 Minuten mit konstant 140 kW (14 kWh) wird ein Speichervolumen von ca. 3 m^3 benötigt. Um noch etwaige Reserven vorhalten zu können, wurde ein Pufferspeicher mit einem Inhalt von 3.500 l installiert.

3.5 Regelungskonzept

Um einen möglichst gleichmäßigen Betrieb der Wärmepumpe im Zusammenspiel mit den anderen, bereits erwähnten Wärmeerzeugern während der Heizperiode zu gewährleisten, wurde vom ZAE Bayern ein Regelungskonzept erarbeitet. Im Folgenden sollen die wichtigsten Aufgaben des Regelungssystems kurz erläutert werden.

3.5.1 Prozessleitsystem

Die Regelung der externen Betriebsparameter wie Eintrittstemperaturen in Verdampfer bzw. Absorber sowie die Volumenströme des Heiz- bzw. Kaltwasserkreises sollte das bereits zur Steuerung der anderen Aggregate des Wertstoffzentrums Warngau vorhandene Prozessleitsystem übernehmen. Dieses musste im Rahmen des Demonstrationsvorhabens an die neuen Aufgaben angepasst bzw. erweitert werden.

Einen Ausschnitt aus der Bedienoberfläche des Prozessleitsystems zeigt Abbildung 3.10. Hierüber ist einerseits die Eingabe bzw. Änderung der Regelungsparameter und Sollwerte der Wärmepumpenanlage möglich, andererseits können alle wichtigen externen Parameter in Echtzeit abgelesen und somit die Betriebsweise der Anlage überwacht werden.

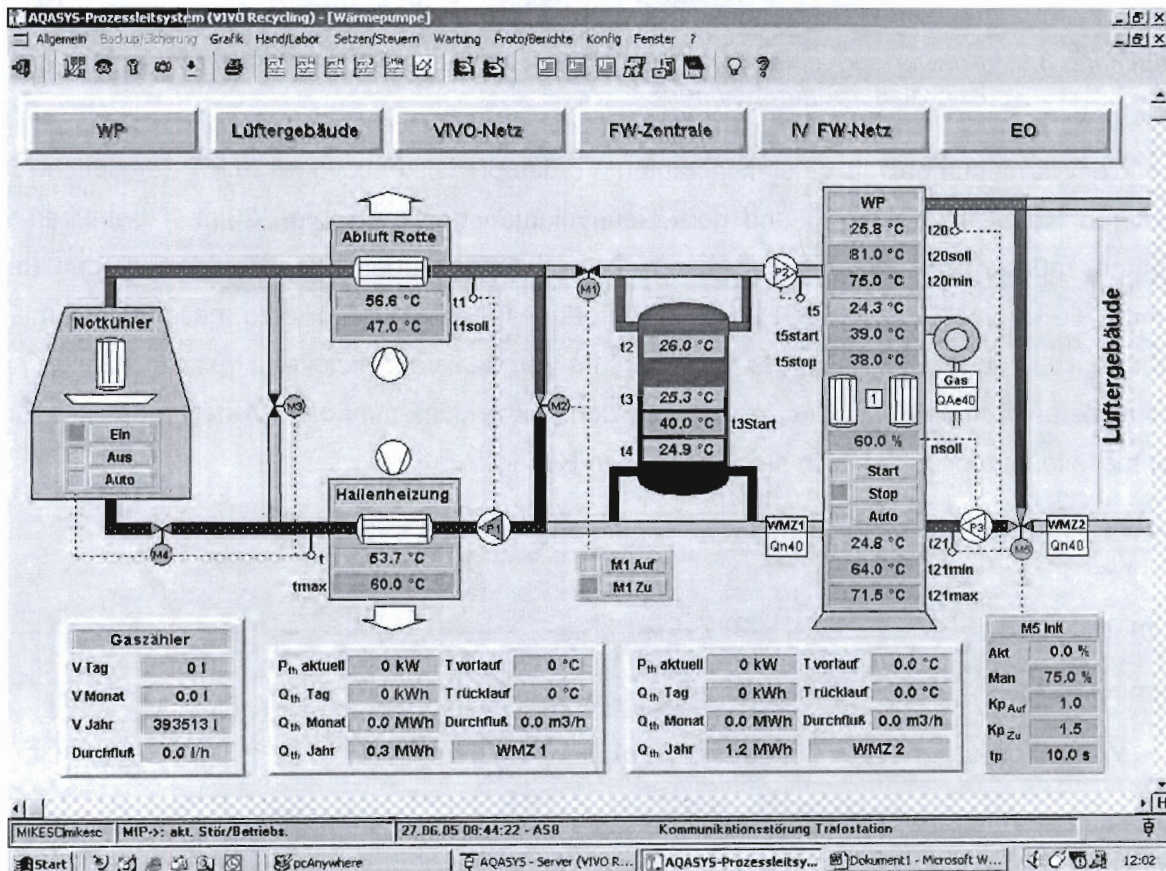


Abbildung 3.10: Ausschnitt aus der Bedienoberfläche des Prozessleitsystems zur Steuerung bzw. Regelung der Wärmepumpenanlage.

3.5.2 Regelung des Wärmequellenkreislaufs

Als Ladepumpe für den Kaltwasserpufferspeicher und zur Versorgung der Hallenheizung dient Umwälzpumpe P1. Mit einem Frequenzumrichter wird der geförderte Volumenstrom so variiert, dass die Kaltwasseraustrittstemperatur nach dem Abluftwärmetauscher einer vorgegebenen Solltemperatur $t1$ entspricht. Der Sollwert $t1_{soll}$ muss über 39 °C liegen, da sonst die minimal zulässige Verdampfeintrittstemperatur (siehe Tabelle 3.2) unterschritten wird. Er kann per Hand in Abhängigkeit des Temperaturniveaus der Rottemieten im Prozessleitsystem vorgegeben.

Umwälzpumpe P2 beschickt den Verdampfer der Wärmepumpe mit dem nach Tabelle 3.2 für den Auslegungspunkt spezifizierten Volumenstrom. Der Volumenstrom wird in Abhängigkeit der der aktuell verfügbaren Verdampfeintrittstemperatur $t5$ variiert. Die Volumenstromanpassung wird über die Änderung der Drehzahl der Umwälzpumpe erreicht. Diese erfolgt über eine im Prozessleitsystem hinterlegte Sollwertkurve.

3.5.3 Regelung der Wärmepumpe und des Heizwasserkreislaufs

Die Wärmepumpe selbst regelt ihren Lastzustand lediglich nach der Heizwasseraustrittstemperatur. Für eine Nutzung im Nahwärmenetz muss eine konstante Heizwasseraustrittstemperatur von ca. 82 °C eingehalten werden. Die Maschinenregelung hält die Heizwasseraustrittstemperatur über eine modulierende Betriebsweise des Gasbrenners und somit über die in den Generator eingekoppelte Antriebswärme konstant.

Die Heizkreisrücklauftemperatur variiert in Abhängigkeit der Wärmeabnahme auf der Verbraucherseite. Die Absorbereintrittstemperatur $t21$ muss dahingegen innerhalb der in Tabelle 3.2 geforderten Grenzen zwischen $t21_{min}$ (64 °C) und $t21_{max}$ (71,5 °C) gehalten werden. Diese Aufgabe übernimmt ein 3-Wege-Mischventils $M5$, welches im Heizwasserkreislauf installiert wurde. Sinkt die Heizkreisrücklauftemperatur unter 64 °C ab, wird der Bypass geöffnet und die Absorbereintrittstemperatur $t21$ soweit angehoben, bis die erforderliche Solltemperatur wieder erreicht wird (Rücklauf Temperaturanhebung). Darüber hinaus kann durch Anhebung der Absorbereintrittstemperatur eine Regelung bei der Nutzwärmeabgabe der Absorptionswärmepumpe erzielt werden.

Bei sinkenden Temperaturen im Kaltwasserkreislauf und ansonsten gleich bleibender Absorbereintrittstemperatur kann die geforderte Heizwasseraustrittstemperatur $t20_{soll}$ von 82 °C nicht mehr erreicht werden. Der Bypass muss dann weiter geöffnet und Absorbereintrittstemperatur $t21$ weiter angehoben werden. Somit kann einem vorzeitigen Abschalten der Wärmepumpe entgegen gewirkt werden.

Umwälzpumpe P3 versorgt während des Betriebs der Wärmepumpenanlage den Absorber und den Kondensator mit einem konstanten Volumenstrom von 30 m³/h.

4 Betriebsergebnisse

4.1 Messwerterfassung und Datenauswertung

Die Demonstrationsanlage wurde mit Messfühlern zur Erfassung aller wichtigen Prozessparameter ausgestattet. Diese Messwerte fungieren zum einen als Eingangsgrößen für die Regelung der Wärmepumpenanlage sowie zur Berechnung weiterer, zur Analyse des Anlagenbetriebs notwendiger, Prozessgrößen. Der schematische Aufbau der eingesetzten Messwerterfassung und Messdatenverarbeitung ist in Abbildung 4.1 dargestellt.

Ein Teil der Messwerte wird über die speicherprogrammierbare Anlagensteuerung (SPS) des Prozessleitsystems aufgenommen. Diese erfasst Temperaturen über PT100-Einschraub-Widerstandsthermometer, die Wärmeleistungen und Volumenströme in Kalt- und Heizwasserkreislauf über zwei Wärmemengenzähler (WMZ) sowie die verbrauchte Erdgasmenge mit einem Gaszähler. Diese Messdaten werden über eine serielle Schnittstelle an den Messrechner übertragen.

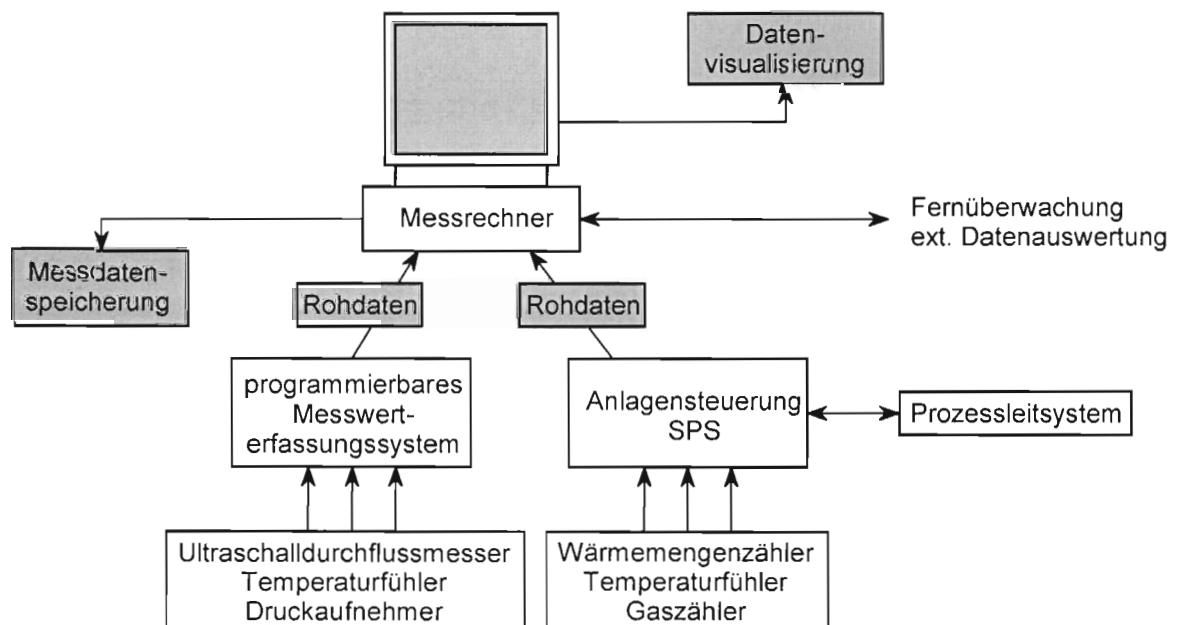


Abbildung 4.1: Schema der eingesetzten Messwerterfassung und Messdatenverarbeitung.

Zur Erfassung aller weiteren Messwerte wurde ein programmierbares Datenerfassungssystem (T120-TC Symbiscan K2-C) der Fa. Mahöle Messtechnik eingesetzt. Hierbei handelt es sich um ein Multimeter mit einem vorgeschalteten Relaismodul. Mit Hilfe des Relaismoduls, auch Messstellenumschalter genannt, wird nacheinander immer ein Messsignal auf einen "Kanal" des Multimeters "durchgeschaltet". Die Ansteuerung mit Informationen über die Reihenfolge der

Kanäle und der jeweils dazugehörigen Messart erfolgt über die vom Hersteller mitgelieferte Konfigurationssoftware. Die Pt100-Temperatursensoren sind in Vierleitertechnik angeschlossen und liefern als Signalgröße einen Widerstandswert. Alle 4–20 mA-Signale der anderen Messwertaufnehmer bzw. -umformer werden durch Präzisionswiderstände in Spannungssignale umgewandelt, die dann erfasst und aufgezeichnet werden. Nach Beendigung eines Scanintervalls, d.h. nachdem jeder Sensor einmal abgefragt wurde, speichert die Software alle Messdaten (Rohdaten) auf dem angeschlossenen Messrechner. Anschließend wird automatisch ein neuer Scandurchgang gestartet.

Auf dem Messrechner wurde das Entwicklungssystem LabVIEW 7.1 der Firma National Instruments eingesetzt. Aufgabe des Messprogramms ist es, die Messsignale zu erfassen und in physikalische Größen wie Temperaturen, Drücke, etc. umzurechnen. Daraus werden dann komplexere Größen wie z.B. umgesetzte Leistungen oder die Konzentration der LiBr-Lösung abgeleitet. Über das so genannte Frontpanel des Messprogramms werden die Verläufe aller wichtigen Systemparameter graphisch in Echtzeit dargestellt. Somit ist eine Überwachung des Anlagenbetriebs sichergestellt. Um anschließend eine detaillierte Auswertung zu ermöglichen, werden alle Daten im Ascii-Format in einzelnen Tagesdateien auf der Festplatte abgespeichert. Um jeweils 24 Uhr wird zunächst die vorhandene Datei komprimiert und im Anschluss automatisch ein neues Datenfile angelegt. Die detaillierte Auswertung und graphische Darstellung erfolgte unter Microsoft Excel.

Zur Erfassung der benötigten internen sowie externen Messgrößen wurden folgende Sensoren verwendet:

- 15 kalibrierte Pt100-Mantel-Widerstandsthermometer,
- 8 Pt100-Einschraub-Widerstandsthermometer,
- 7 Pt100-Anlege-Widerstandsthermometer, Güteklasse B,
- 1 Thermoelement Typ K,
- 2 Druckaufnehmer,
- 2 Ultraschall-Durchflussmesser
- 2 Wärmemengenzähler
- 1 Gaszähler

Eine detaillierte Messstellenliste ist in Tabelle 4.1 aufgeführt. Die Einbaulage der internen Messstellen sind Abbildung 3.3 zu entnehmen; die externen sind in einem P&I Diagramm in Abbildung 4.2 dargestellt.

Tabelle 4.1: Messstellenliste zur Bilanzierung der Wärmepumpenanlage.

Externe Messstellen ZAE (Bilanzierung Wärmepumpenanlage)

lfd. Nr.	Messstelle	Art	Meßgerät	Medium	Messpunkt	Aufgabe
1	T101	Temperatur	PT100-Mthermometer	Rotte Abluft	Abluft-Rotte-HX in	Leistung Kompost
2	T102	Temperatur	PT100-Mthermometer	Rotte Abluft	Abluft-Rotte-HX out	Leistung Kompost
3	T103	Temperatur	PT100-Mthermometer	Wasser/Glykol	ChW HX out	Leistung Kompost
4	T104	Temperatur	PT100-Mthermometer	Wasser/Glykol	Hallenheizung-E	Leistung Hallenheizung
5	T105	Temperatur	PT100-Mthermometer	Wasser/Glykol	Hallenheizung-A	Leistung Hallenheizung
6	T106	Temperatur	PT100-Mthermometer	Wasser/Glykol	ChW HX in	Leistung Kompost
7	T107	Temperatur	---	Wasser/Glykol	Abgas-WT (AWT)	Bilanzierung FHX
8	T108	Temperatur	---	Wasser/Glykol	Abgas-WT	Bilanzierung FHX
9	T109	Temperatur	PT100-Mthermometer	Wasser/Glykol	Verdampfer-E	Leistung Verdampfer
10	T110	Temperatur	PT100-Mthermometer	Wasser/Glykol	Verdampfer-A	Leistung Verdampfer
11	T111	Temperatur	PT100-Mthermometer	Wasser	HotW-out	Heizleistung WP
12	T112	Temperatur	PT100-Mthermometer	Wasser	HWspeicher-A	Heizleistung WP
13	T113	Temperatur	PT100-Mthermometer	Wasser	HotW-in	Heizleistung WP
14	T114	Temperatur	Thermoelement TypK	Rauchgas	Abgas-WT-E	Kontr. Generator/Bilanzierung FHX
15	T115	Temperatur	---	Rauchgas	Abgas-WT-A	Bilanzierung FHX
16	F101	Volumenstrom	Flexim	Wasser/Glykol	ChW	Leistung Kompost + Hallenheizung
17	F102	Volumenstrom	Flexim	Wasser	HotW	Heizleistung WP

Interne Messstellen ZAE (Bilanzierung Wärmepumpenprozess)

18	p01	Druck (abs)	Cerabar		Verdampfer	unteres Druckniveau
19	p02	Druck (abs)	Cerabar		Kondensator	oberes Druckniveau
20	T01	Temperatur	PT100-Mthermometer	Kältemittel	KMpumpe-E	Verdampfersumpf
21	T02	Temperatur	PT100-Mthermometer	Kältemittel	KMpumpe-A	Verdampferaufgabe
22	T03	Temperatur	PT100-Anlegefühler	Kondensat	Kondensator Sumpf bzw. Ableitung	kondensierte Kältemitteltemperatur
23	T04	Temperatur	PT100-Anlegefühler	Kondensat	Verdampfer Zuleitung	Kondensatüberhitzung
24	T05	Temperatur	PT100-Mthermometer	verdünnte Lösung	Absorber Sumpf bzw. Ableitung	Gleichgewichtstemperatur
25	T06	Temperatur	PT100-Anlegefühler	verdünnte Lösung	Abs-Gen-vor LWT	Bilanzierung LWT
26	T07	Temperatur	PT100-Anlegefühler	verdünnte Lösung	Abs-Gen-nach LWT	Bilanzierung LWT
27	T08	Temperatur	PT100-Mthermometer	konzentrierte Lösung	Gen-Abs-vor LWT	Bilanzierung LWT
28	T09	Temperatur	PT100-Anlegefühler	konzentrierte Lösung	Gen-Abs-nach LWT	Bilanzierung LWT
29	T10	Temperatur	PT100-Anlegefühler	Heißwasser	Absorber-A	Leistung Absorber
30	T11	Temperatur	PT100-Anlegefühler	Heißwasser	Kondensator-E	Leistung Kondensator

Externe Messstellen VIVO (Regelung & Bilanzierung Wärmepumpenanlage)

31	t	Temperatur	PT100	Wasser/Glykol	Hallenheizung Rücklauf	Regelung
32	t1	Temperatur	PT100	Wasser/Glykol	Hallenheizung Vorlauf	Regelung
33	t2	Temperatur	PT100	Wasser/Glykol	Pufferspeicher oben	Füllstand KW-Pufferspeicher
34	t3	Temperatur	PT100	Wasser/Glykol	Pufferspeicher mitte	Füllstand KW-Pufferspeicher
35	t4	Temperatur	PT100	Wasser/Glykol	Pufferspeicher unten	Füllstand KW-Pufferspeicher
36	t5	Temperatur	PT100	Wasser/Glykol	Verdampfer Eintritt	Regelung
37	t20	Temperatur	PT100	Wasser	Abs/Kond Austritt	Regelung
38	t21	Temperatur	PT100	Wasser	Abs/Kond Eintritt	Regelung
39	WMZ1	Volumenstrom	Wärmemengenzähler	Wasser/Glykol	Kaltwasserkreislauf	Kälteleistung WP
40	WMZ2	Volumenstrom	Wärmemengenzähler	Wasser	Heißwasserkreislauf	Heizleistung WP
41	GZ1	Volumenstrom	Gaszähler	Erdgas	Gasregestrecke Eintritt	Brennerleistung

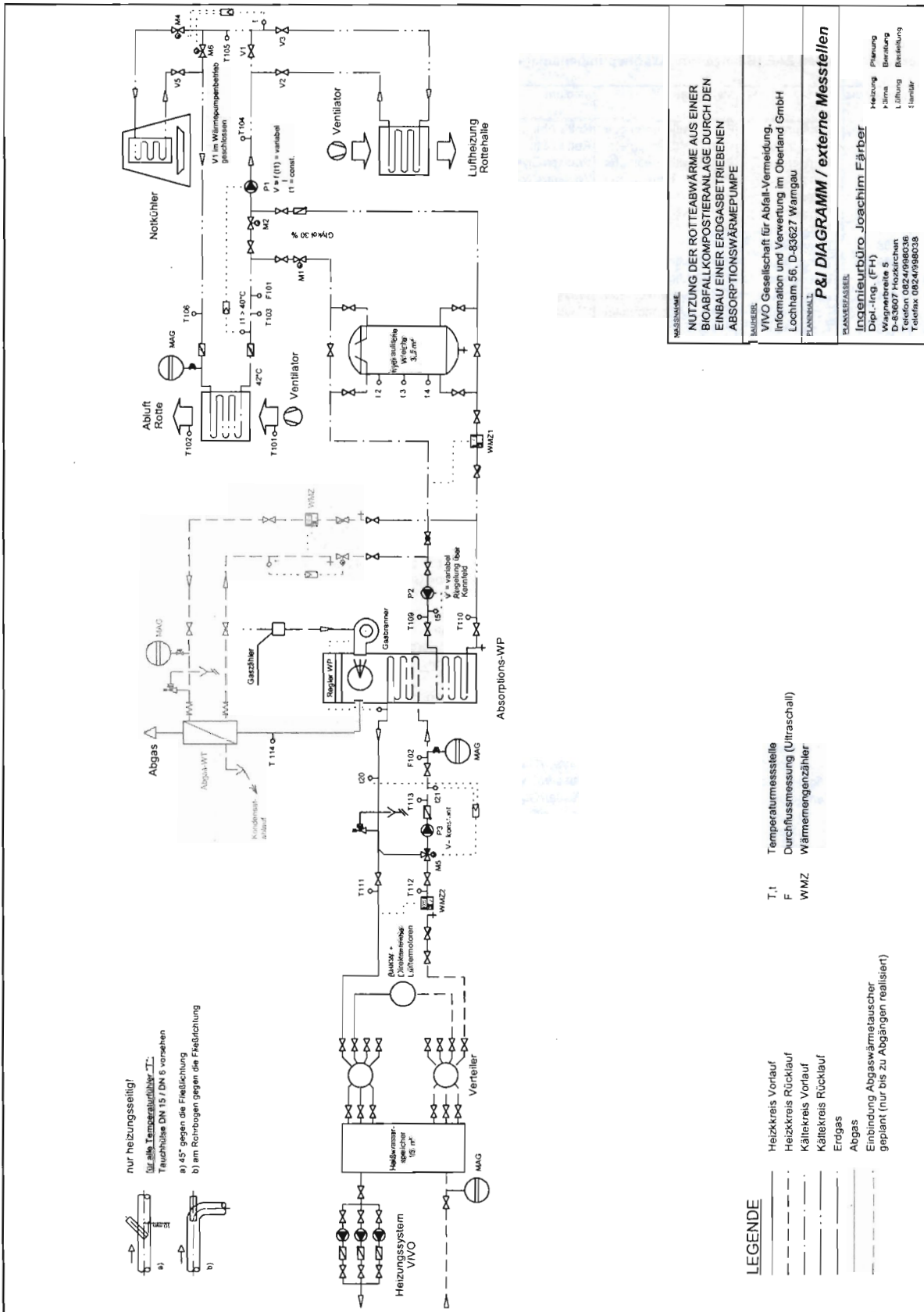


Abbildung 4.2: P&I Diagramm der Wärmepumpenanlage.

Um die Arbeitsweise der Wärmepumpe zu überprüfen wurde eine Modellierung des Prozesses mit EES (Engineering Equation Solver) durchgeführt. Diese dient dazu, Aussagen über die Reaktion der Maschine auf veränderte externe Bedingungen treffen zu können.

Tabelle 4.2: Betriebsparameter in verschiedenen Lastzuständen der Wärmepumpe, Ergebnisse der Modellierung mit EES.

Lauf #		Volllast				Teillast			
		1	2	3	4	5	6	7	8
Lstg_Heiz	[kW]	609,0	569,1	529,3	489,4	449,6	409,7	369,9	330,0
Heizwasser_ein	[°C]	64,0	65,1	66,2	67,3	68,4	69,5	70,6	71,7
Heizwasser_aus	[°C]	82,0	82,0	82,0	82,0	82,0	82,0	82,0	82,0
Kaltwasser_ein	[°C]	42,0	41,4	40,9	40,3	39,7	39,1	38,6	38,0
Kaltwasser_aus	[°C]	33,0	33,3	33,6	33,9	34,1	34,4	34,7	35,0
Abgas_aus	[°C]	181,2	171,9	163,9	157,1	151,5	147,0	143,6	141,1
f_reich	[-]	16	17	19	20	22	25	28	32
Druck_V/A_p0	[kPa]	4,6	4,7	4,8	4,9	5,0	5,1	5,2	5,3
Druck_G/K_p1	[kPa]	54,0	53,8	53,6	53,4	53,2	53,0	52,8	52,6
Lstg_Gasbrenner	[kW]	-423,1	-397,3	-371,6	-345,8	-320,0	-294,2	-268,4	-242,5
Lstg_Absorber	[kW]	340,3	319,9	299,5	279,0	258,5	238,0	217,5	197,0
Lstg_Kondensator	[kW]	260,8	242,3	223,7	205,1	186,5	167,9	149,3	130,6
Lstg_Generator	[kW]	-359,7	-337,7	-315,8	-293,9	-272,0	-250,1	-228,1	-206,2
Lstg_Kälte	[kW]	-246,3	-228,7	-211,0	-193,3	-175,5	-157,8	-140,2	-122,5
Konz_Lsg_arm	[%]	63,0	62,9	62,7	62,6	62,4	62,3	62,1	62,0
Konz_Lsg_reich	[%]	59,1	59,2	59,3	59,5	59,6	59,8	59,9	60,1
PER	[-]	1,52	1,52	1,51	1,51	1,50	1,46	1,44	1,42
COP	[-]	1,69	1,69	1,68	1,67	1,65	1,64	1,62	1,60

4.2 Ablauf des Vorhabens

Die Absorptionswärmepumpe wurde Anfang November 2004 geliefert, in das Wärmeversorgungssystem integriert und mit Messtechnik ausgestattet. Ende Februar 2005 sollte die Anlage durch den Hersteller das erste Mal in Betrieb genommen und auf die Bedingungen in den externen Kreisläufen eingestellt werden. Dieser Zeitpunkt musste aufgrund zahlreicher Schwierigkeiten verschoben werden. Beispielsweise wurde festgestellt, dass die Umwälzpumpen P2 und P3 im Kalt- bzw. Heizwasserkreis beim Einbau vertauscht worden sind und somit nicht die entsprechenden Volumenströme gefördert werden konnten. Darüber hinaus trat noch eine größere Leckage in der externen Verrohrung des Wasser-/Glykolkreislaufs auf.

Zum Ende der Heizperiode 2004/2005 konnte die Anlage dann nach Behebung der oben erwähnten Probleme am 15. April 2005 erstmalig erfolgreich in Betrieb genommen werden. An diesem Tag war der Heizwärmebedarf der angeschlossenen Verbraucher jedoch sehr gering und die Wärmepumpe konnte nur etwa 100 Minuten betrieben werden, da dann der Heizwasserpufferspeicher vollständig beladen war und keine weitere Wärme eingekoppelt werden konnte. Nach diesem kurzen Testbetrieb wurde die Wärmepumpenanlage für die Zeit der Sommermonate dauerhaft außer Betrieb genommen. Somit konnte die Wärmepumpe im Winter 2004/2005 keinen nennenswerten Beitrag zur Wärmeerzeugung leisten.

Für die Heizperiode 2005/2006 erfolgte eine erneute Inbetriebnahme durch den Hersteller am 10. November 2005. In den ersten Betriebstagen trat dann eine Fehlfunktion in der maschineninternen Füllstandsregelung auf. Dies führte dazu, dass die Wärmepumpe immer nur Minutenweise arbeitete und dann eine Fehlermeldung lieferte und in Störung ging. Das Problem konnte am 6. Dezember 2005 nur provisorisch behoben werden, da die exakte Ursache nicht ermittelt werden konnte. Eine endgültige Reparatur (Austausch der Sensorik) sowie eine Anpassung der Lösungsmittel- bzw. Kältemittelmenge an die externen Bedingungen fand am 6. März 2006 statt. Ab diesem Zeitpunkt lief die Anlage für den Rest der Heizperiode störungsfrei. Im Betrieb zeigte sich jedoch, dass die Transportleistung der Umwälzpumpen auf der Entnahmeseite des Heizwasserspeichers nicht ausreicht, um die nun zusätzlich zur Verfügung stehende Nutzwärmeleistung der Wärmepumpe an das Nahwärmenetz zu übertragen. Dies führte zu einem ständigen Überladen des Wärmespeichers mit der Folge, dass die Wärmepumpe nur taktend betrieben werden konnte. Nach Behebung der technischen Probleme an der Wärmepumpe konnte also weiterhin kein dauerhafter Betrieb der Wärmepumpe erreicht werden. Dies wäre jedoch für eine endgültige Einstellung der Wärmepumpe – insbesondere der Kälte- und Sorptionsmittelfüllmengen – erforderlich gewesen. Aus diesem Grund konnte die Wärmepumpe noch nicht ganz ihre Auslegungsdaten – insbesondere das vorgesehene Wärmeverhältnis (*COP*) – erreichen.

4.3 Darstellung und Interpretation der Messdaten

4.3.1 Betriebsverhalten

Nachfolgende Abbildungen (Abbildung 4.3 bis Abbildung 4.5) zeigen die Messprotokolle für einen typischen Betriebstag in der Heizsaison 2005/2006 (24. März 2006). Die geforderte Heizwassertemperatur von mindestens 82 °C konnte nach den Anfahrvorgängen der Wärmepumpe stets zuverlässig erreicht werden. Wie oben ausgeführt, war auf Grund der begrenzten Wärmeabgabe ins Nahwärmenetz jedoch nur ein taktender Betrieb der Wärmepumpe möglich.

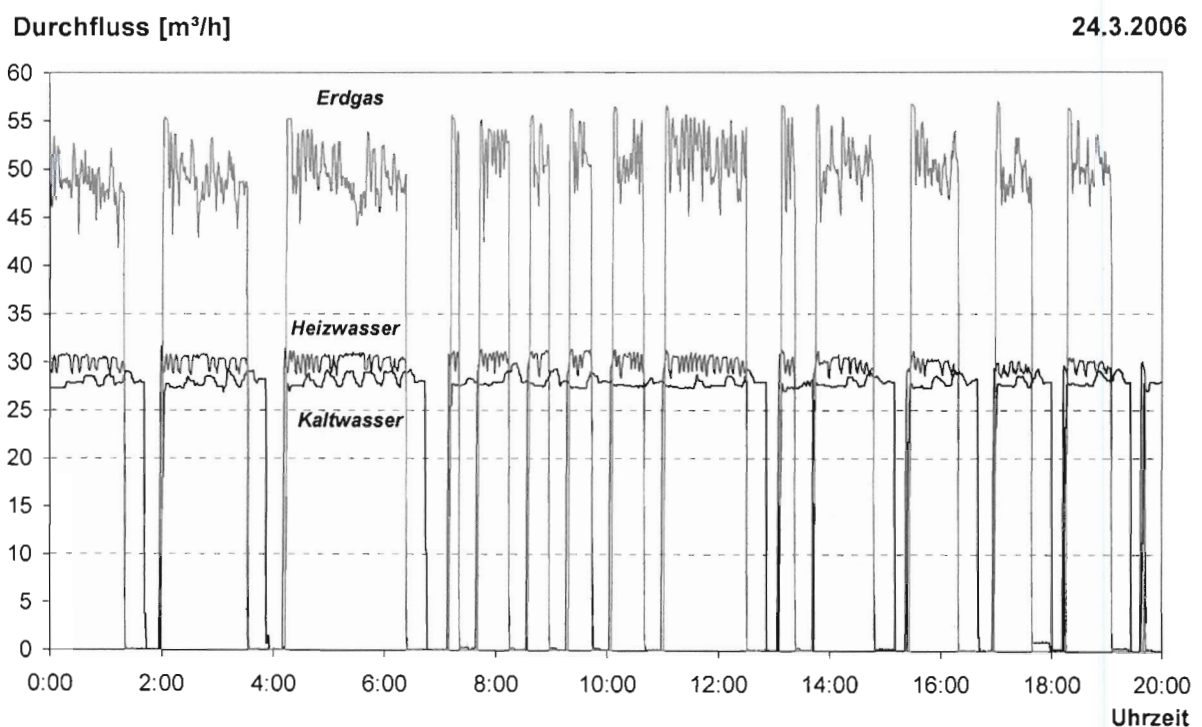


Abbildung 4.3: Messprotokoll vom 24.03.2006; Externe Durchflüsse.

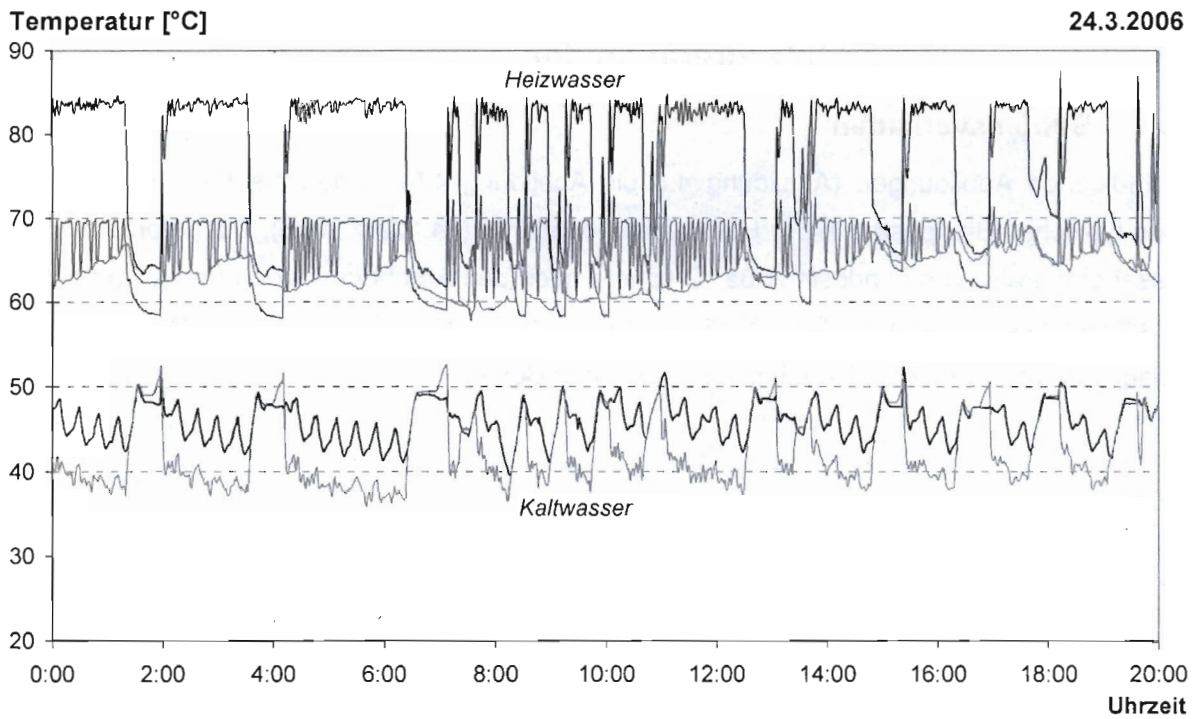


Abbildung 4.4: Messprotokoll vom 24.03.2006; Temperaturen in den externen Kreisläufen.

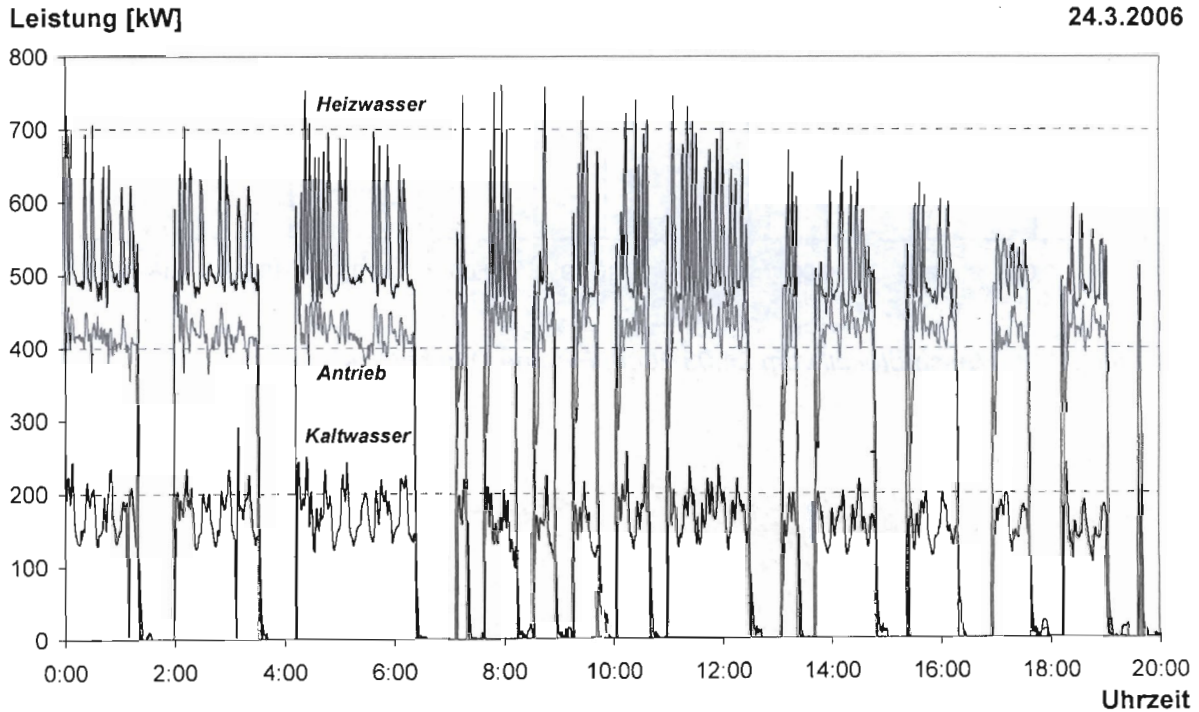


Abbildung 4.5: Messprotokoll vom 24.03.2006; Umgesetzte Leistungen

4.3.2 Energetische Bilanzierung

Wegen der schwankenden externen Betriebsbedingungen, muss eine große Sorgfalt bei der energetischen Bilanzierung der Wärmepumpe und bei der Ermittlung des *COP* angewendet werden. Dazu wurden die aufgezeichneten Messdaten auf weitgehend stabile Punkte hin analysiert. Tabelle 4.3 zeigt die wichtigsten Betriebsparameter während einiger typischer Betriebspunkte.

Tabelle 4.3: Parameter besonders stationärer Betriebspunkte.

Datum		15. Apr 05	09. Feb 06	22. Mrz 06	23. Mrz 06	24. Mrz 06	26. Mrz 06
von:		11:37:00	7:00:00	20:13:00	13:15:00	5:18:00	18:19:00
bis:		11:42:00	7:07:00	20:25:00	13:24:00	5:25:00	18:29:00
Abluft_ein	[°C]	60,78	51,32	59,40	62,97	61,33	63,86
Abluft_aus	[°C]	52,42	41,58	44,91	44,97	44,30	51,05
Kaltw_ein	[°C]	52,22	41,33	43,35	43,74	43,01	50,21
Kaltw_aus	[°C]	46,13	38,52	39,32	38,35	37,88	43,97
Heizw_ein	[°C]	66,59	69,59	69,59	69,59	69,59	69,80
Heizw_aus	[°C]	81,13	82,52	83,53	83,55	83,77	84,68
V_Kaltw	[m³/h]	22,72	29,46	27,88	28,68	28,99	27,35
V_Heizw	[m³/h]	29,50	30,39	30,60	30,73	30,75	27,95
V_Gas	[m³/h]	46,92	46,76	49,33	49,78	47,48	40,38
Lstg_Heizw	[kW]	493,44	445,80	483,85	488,29	494,80	471,66
Lstg_Kaltw	[kW]	148,72	88,75	150,43	165,52	159,60	183,28
COP	[-]	1,43	1,25	1,48	1,51	1,48	1,64

Anfang März 2006 wurden die technischen Probleme an der Wärmepumpe behoben, so dass die Anlage nun störungsfrei betrieben werden konnte. Eine endgültige Einstellung der Füllmengen war jedoch auf Grund des taktenden Betriebs noch nicht möglich.

Die folgenden Abbildungen zeigen einen typischen Betriebsablauf mit einer Dauer von 100 Minuten. Dabei lag das mittlere Temperaturniveau der durch den Kompostierungsprozess entstehenden Abluft bei etwa 58 °C und somit ausreichend hoch, um verdampferseitig einen Volllastbetrieb der Wärmepumpe zu ermöglichen. Der Verlauf der Ablufttemperatur am Wärmetauscherein- bzw. austritt sowie die daraus resultierende Rotteleistung ist in Abbildung 4.6 dargestellt.

Die Temperaturverläufe der externen Kreisläufe (Kaltwasser- und Heizwasserkreislauf) zeigt die nachfolgende Abbildung 4.7. Die zu geringe Wärmeabnahme aus dem Heizwasserpufferspeicher zeigt sich anhand der stetig steigenden Rücklauftemperatur aus dem Heiznetz. Auch ist sehr deutlich zu erkennen, dass die Regelung der Absorbereintrittstemperatur durch das 3-Wege-Mischventil noch nicht zufrieden stellend funktioniert. Trotz passender Rücklauftemperatur aus dem Heiznetz wird durch Rückmischung von 82 °C heißem Heizwasser aus der Vorlaufleitung (Kondensatoraustritt) die Eintrittstemperatur in den Absorber der Wärmepumpe immer wieder unnötig erhöht.

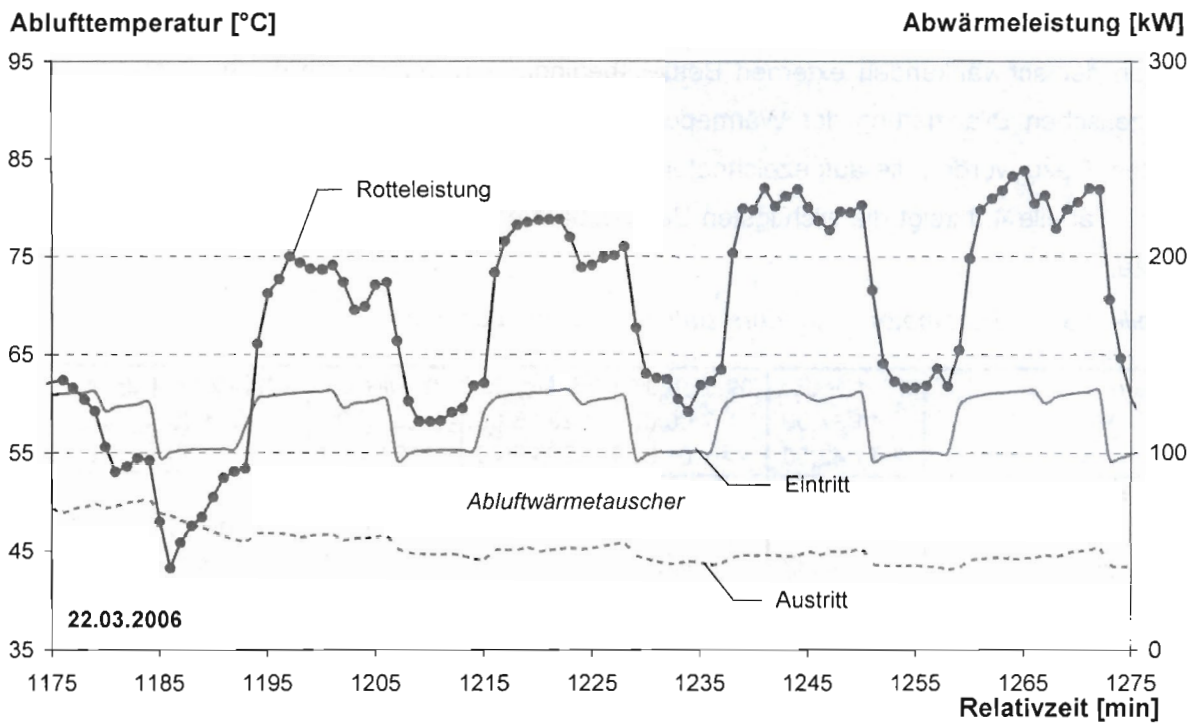


Abbildung 4.6: Am Abluftwärmetauscher gemessene Ein- bzw. Austrittstemperatur der Rotteabluft sowie die übertragene Wärmeleistung.

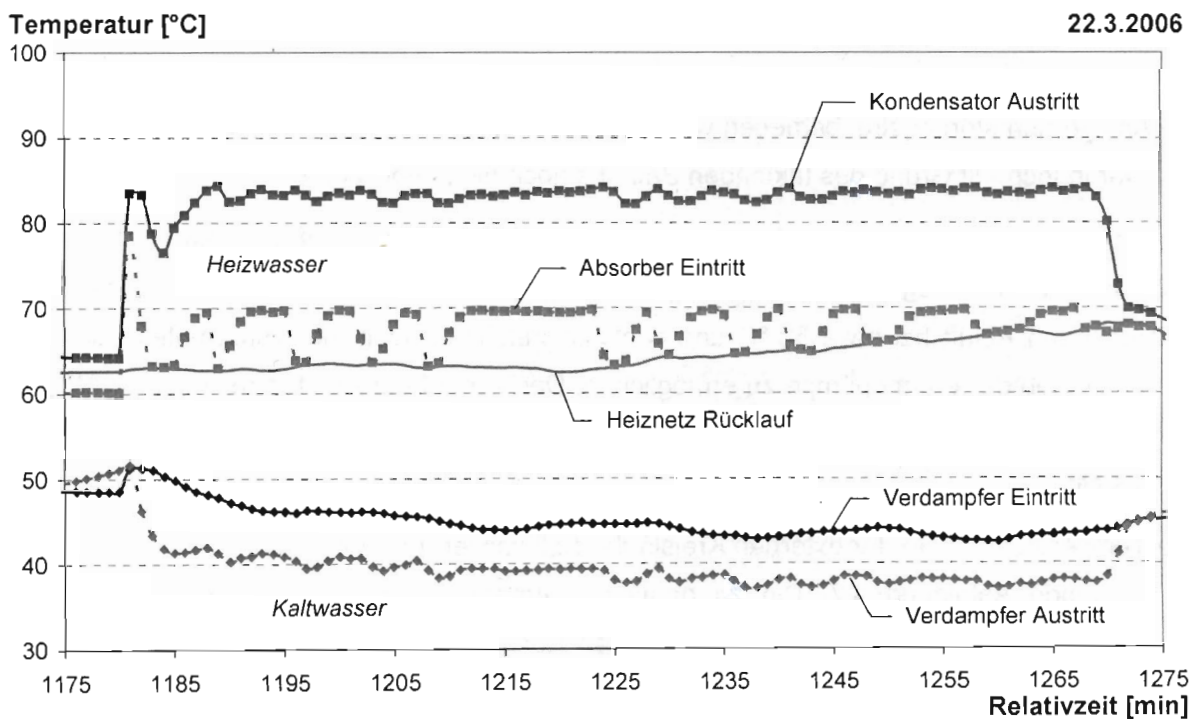


Abbildung 4.7: Temperaturverlauf in den externen Kreisläufen der Absorptionswärmepumpe (jeweils Ein- und Austritt).

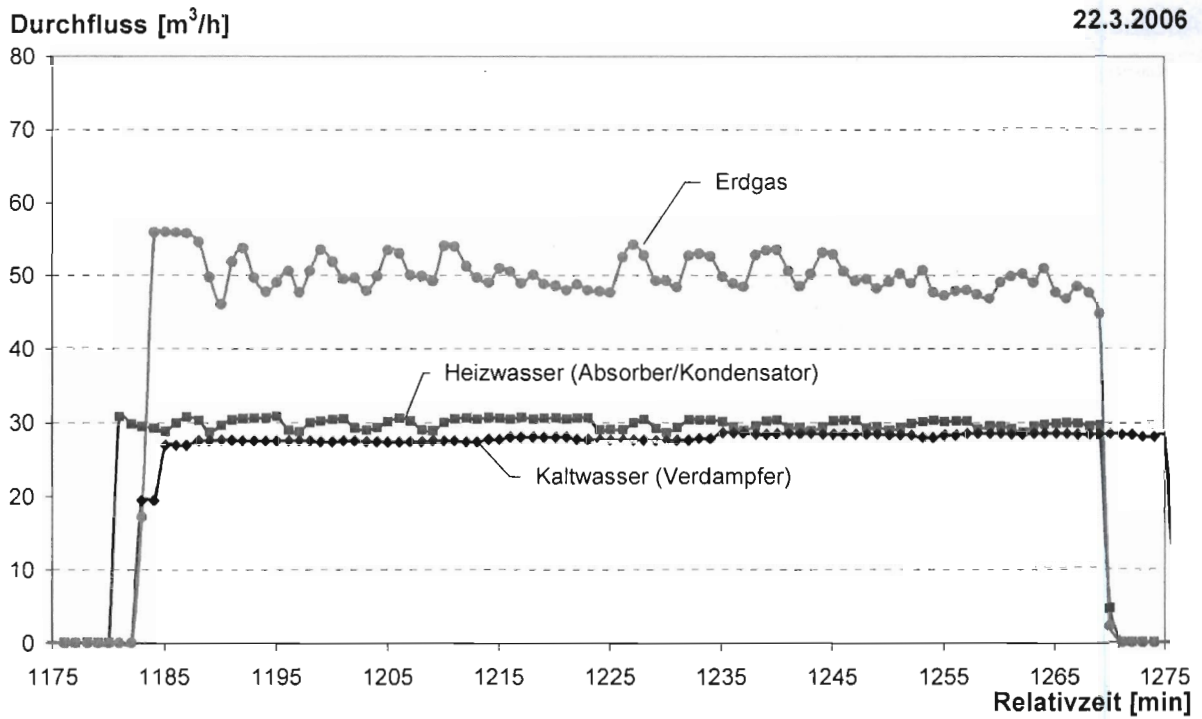


Abbildung 4.8: Volumenströme im Kalt- bzw. Heizwasserkreislauf sowie des zugeführten Erdgases.

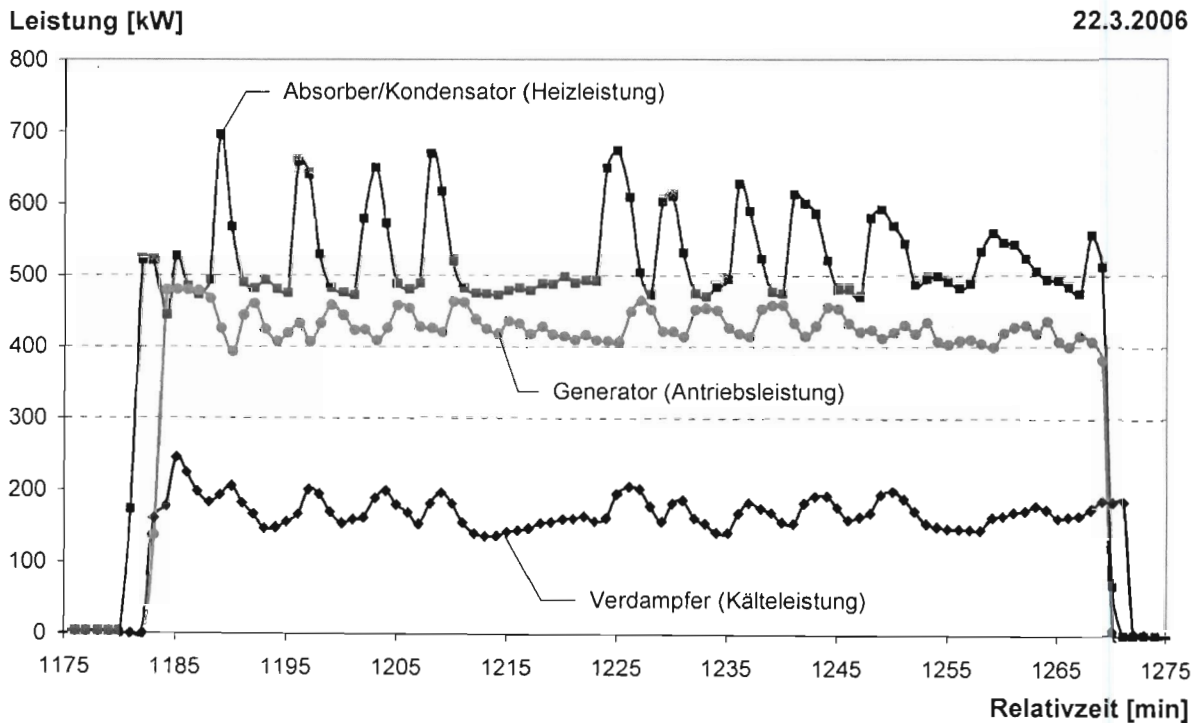


Abbildung 4.9: Extern umgesetzte Leistungen.

Abbildung 4.9 zeigt die an der Wärmepumpe umgesetzten Leistungen. Die Kalt- bzw. Heizwasserleistung wurde aus den Temperaturdifferenzen in den externen Kreisen und den dazugehörigen Volumenströmen (Abbildung 4.8) ermittelt. Die in den Generator eingekoppelte Antriebsleistung wurde aus dem gemessenen Erdgasverbrauch abzüglich des Rauchgasverlusts und der Strahlungsverluste des Austreibers bestimmt.

Bei einem Betrieb der Absorptionswärmepumpe mit 100%iger Brenneranforderung durch das Regelungssystem (= maximal mögliche Antriebsleistung) wird eine maximale Abgastemperatur von ca. 185 °C am Austritt des Austreibers erreicht. Somit kann für einen Luftüberschuss von 15% ein maximaler Abgasverlust von etwa 7,4% ermittelt werden [5]. Aus der Raumtemperatur und den Kenndaten des Installationscontainers wurde die obere Grenze für den Strahlungsverlust der Absorptionswärmepumpe mit 15 kW abgeschätzt.

Bei der detaillierten Auswertung für einen quasistationären Zeitraum (Relativzeit 1195 bis 1265 min) ergibt sich eine gemittelte Nutzwärmeleistung von 529 kW. Die mittlere Verdampferleistung lag bei 168 kW. Aus der Bilanz ergibt sich somit eine eingekoppelte Antriebswärme von 361 kW, ein mittlerer *COP* von 1,47 und eine Heizzahl (*PER*) von 1,31.

Unter Berücksichtigung von ca. 28 kW Abgasverlust und Strahlungsverlusten von 15 kW wäre eine Brennerleistung von 404 kW zur Beheizung des Austreibers der Absorptionswärmepumpe zu erwarten. Tatsächlich wurde aus dem gemessenen Erdgasverbrauch und einem mittleren Betriebsheizwert von 9,56 kWh/m³ [6] eine Feuerungsleistung (gemittelt) von 479 kW ermittelt.

Diese Unsicherheit bei der Bestimmung der Brennerleistung (siehe Abbildung 4.10) wirkt sich entsprechend auf die Ermittlung des Wärmeverhältnisses (*COP*) und der Heizzahl (*PER*) aus: Legt man an Stelle der gemessenen Wärmeleistung im Verdampferkreis die aus der Messung des Gasverbrauchs ermittelte Brennerleistung zu Grunde, so ergibt sich ein *COP* von 1,24 und eine Heizzahl von 1,11.

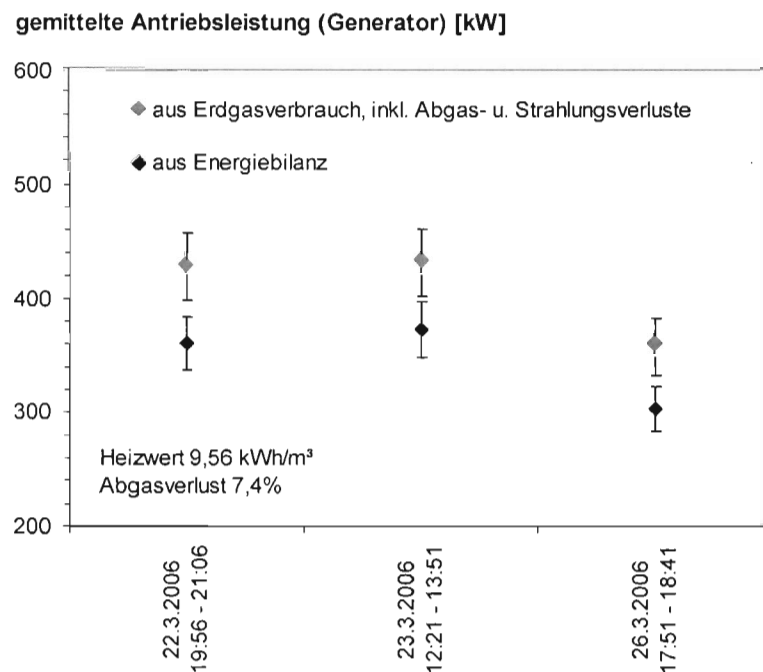


Abbildung 4.10: Vergleich der Bestimmung der am Generator eingekoppelten gemittelten Antriebsleistung aus der Energiebilanz an der Wärmepumpe und der Bestimmung über den Erdgasverbrauch.

Nachdem für den einstufigen Absorptionskreislauf ein Wärmeverhältnis (COP) von 1,65 bis 1,7 zu erwarten ist, und die Messung der Wärmeleistungen in den Wärmeträgerkreisen (Verdampfer, Nutzwärme) mit hoher Genauigkeit erfolgt, liegt der Schluss nahe, dass die Messung der Feuerungsleistung des Brenners fehlerbehaftet ist. Dies ist während des weiteren Anlagenbetriebs zu überprüfen. Die Genauigkeit der Leistungsbestimmung in den externen Kreisen wird im nachfolgenden Abschnitt diskutiert.

4.3.3 Genauigkeit der Leistungsmessung

Um eine Aussage über die Genauigkeit der eingesetzten Messtechnik zur Bilanzierung der Wärmepumpenanlage zu erhalten, wurden die Energiesummen in Kalt- bzw. Heizwasser für drei unterschiedlich lange Zeiträume über die installierten Wärmemengenzähler und die vom ZAE Bayern eingesetzte Messtechnik ermittelt. Die Wärmemengenzähler liefern für jeden Betriebszeitraum als direktes Ergebnis aufkumulierte Energiesummen. Bei der vom ZAE Bayern verwendeten Messtechnik wurden die aktuellen Leistungsdaten über den betrachteten Zeitraum aufintegriert. Unter Berücksichtigung der Messfehler der verwendeten Messgeräte [7], [8], [9], [10] konnte eine sehr gute Übereinstimmung festgestellt werden (siehe Abbildung 4.11).

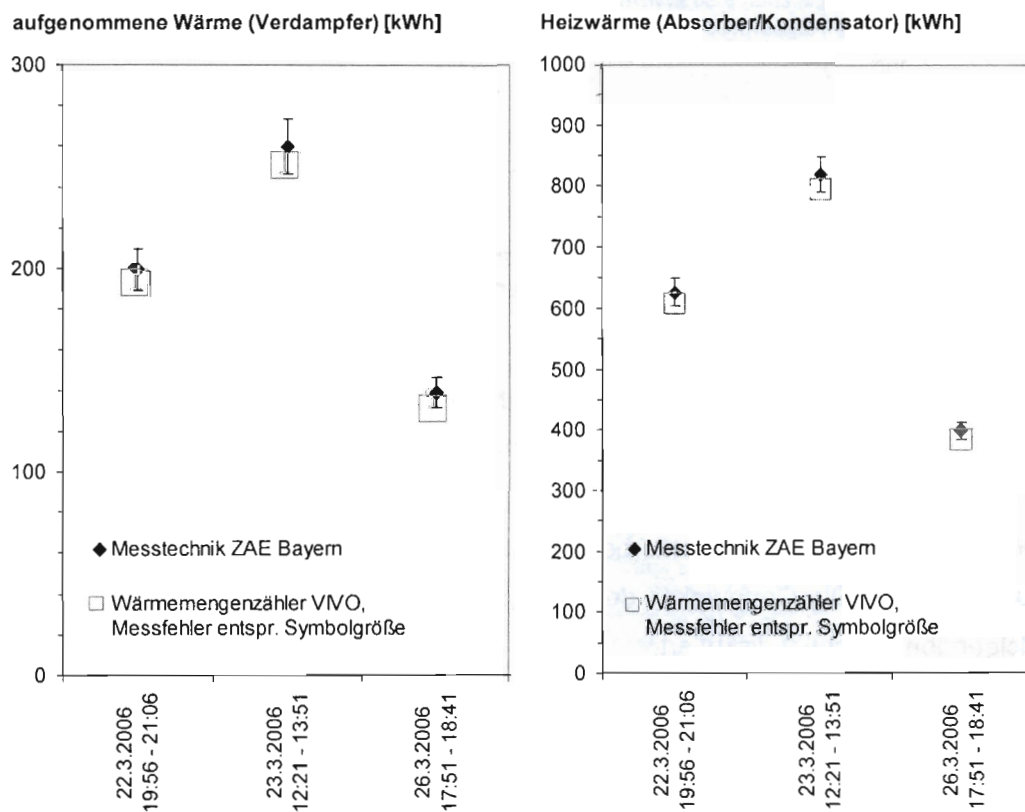


Abbildung 4.11: Vergleich der verwendeten Messtechnik zur Bilanzierung der Wärmepumpe anhand mehrerer typischer Betriebszeiträume.

Bilanziert man die umgesetzten Energien über einen längeren Zeitraum, so kommt man zu demselben Ergebnis: Die Auswertung der Wärmemengenzähler und des Gaszählers für den Zeitraum vom 9. Februar bis zum 27. März 2006 ergab eine erzeugte Heizwärme von ca. 221 MWh bei einer aufgenommenen Verdampferwärme von 56,1 MWh. Somit ergibt sich inklusive aller An- und Abfahrverluste ein COP von 1,34. Während dieser Zeit wurden 22.095 m³ Erdgas für den Betrieb der Wärmepumpenanlage verbraucht. Dies entspricht einem Primärenergieeinsatz von ca. 211 MWh. Aus diesen Daten kann wiederum auf einen Fehler bei der Erfassung des Gasverbrauchs geschlossen werden.

5 Fazit

Einsatz der Absorptionswärmepumpe

Es ist gelungen, eine speziell angepasste Absorptionswärmepumpe für die Nutzung von Niedertemperaturabwärme im Energieversorgungssystem der VIVO GmbH einzusetzen. Die Nutzwärmeabgabe erfolgt mit einer Vorlauftemperatur zum Heizsystem von 82 °C. Der Einsatz einer thermisch angetriebenen Wärmepumpe verspricht eine deutlich höhere Effizienz, bezogen auf die zum Antrieb der Wärmepumpe eingesetzte Primärenergie, im Vergleich zur Verwendung einer mechanisch angetriebenen Kompressionswärmepumpe. Zudem war eine Kompressionswärmepumpe für die gegebenen Temperaturbedingungen nicht erhältlich.

Trotz sorgfältiger Planung und Ausführung des gesamten hydraulischen Systems ergaben sich Schwierigkeiten bei der Inbetriebnahme während der ersten Betriebsphasen. Nach Behebung der systemseitigen Probleme war schließlich der Nachweis der einwandfreien Funktion der Wärmepumpe zu erbringen. Hier zeigte sich, dass neben der Funktion aller Anlagenkomponenten auch eine exakte Einstellung der Kältemittel- und Sorptionsmittelfüllmengen für einen optimalen Betrieb der Wärmepumpe erforderlich ist. Diese Einstellung war durch den Hersteller der Wärmepumpe durchzuführen und konnte nur im Betrieb bei den vorgesehenen Betriebsbedingungen erfolgen. Gegen Ende der Heizperiode 2005/2006 waren alle Anpassungen und Einstellungen abgeschlossen und die Wärmepumpe konnte dauerhaft betrieben werden.

Verbesserung der Wärmeabnahme

Während des Betriebs zeigte sich, dass in Zeiten niedriger Wärmeabnahme durch das betriebsinterne Heiznetz der Heizwasserpufferspeicher sehr schnell durchgeladen wird und in der Folge die Nutzwärmeabgabe der Wärmepumpe reduziert werden muss. Dies bedeutet, dass die Betriebslaufzeit der Wärmepumpe momentan durch den Pufferfüllstand limitiert wird und die Anlage mehrmals am Tag an- und wieder abgeschaltet wird. Hierdurch erhöhen sich analog zu Standard-Heizkesselanlagen die Stillstands- und Bereitschaftsverluste.

Diese Begrenzung soll durch den Einbau leistungsstärkerer Umwälzpumpen in den Entnahmekreis des Heizwasserpufferspeichers aufgehoben werden. Durch Erhöhung der Transportleistung zum Nahwärmenetz soll eine kontinuierliche Wärmeabnahme und somit ein kontinuierlicher Betrieb der Wärmepumpe sichergestellt werden. Der Umbau der Entnahmepumpen erfolgt während der Sommermonate dieses Jahres.

Anpassung Regelungsparameter

Nur bei Betrieb mit den vorgesehenen externen Betriebsparametern, d.h. in erster Linie bei Einhaltung der geplanten Temperaturen des Wärmequellenkreises und des Heizkreislaufs, kann die Wärmepumpe ihrer Auslegung entsprechend funktionieren. Zudem sind für eine exakte Bilanzierung der umgesetzten Leistungen zeitlich konstante Eintrittsbedingungen der exter-

nen Kreisläufe erforderlich. Hier ist eine weitere Optimierung durchzuführen, um beispielsweise eine konstante Eintrittstemperatur des Heizkreises in den Absorber der Wärmepumpe zu erzielen.

Optimierung und Analyse des Gesamtsystems

So weit es zum derzeitigen Zeitpunkt eingeschätzt werden kann, erfüllt die Wärmepumpe sehr gut die gestellten Systemanforderungen – insbesondere die Nutzung der diskontinuierlich angebotenen Abwärme der Kompostrotte. Die Pufferung der Kompostabwärme über den eingesetzten Kaltwasserpufferspeicher funktioniert einwandfrei.

Bislang kann jedoch noch keine abschließende Bewertung hinsichtlich der Primärenergieeffizienz und Wirtschaftlichkeit der hier untersuchten Absorptionswärmepumpenanlage gegeben werden. Die bislang gemachten Erfahrungen lassen allerdings ein positives Ergebnis erwarten.

Für die Heizperiode 2006/2007 sollten nun alle Voraussetzungen geschaffen sein, die Wärmepumpe kontinuierlich und mit hoher Wärmeabnahme zu betreiben. Es wird daher vorgeschlagen, die messtechnische und wissenschaftliche Begleitung des Anlagenbetriebs während der kommenden Heizperiode 2006/2007 fortzusetzen, um letzte Unstimmigkeiten und Probleme zu beheben und abschließende exakte Aussagen über die Funktion des Gesamtsystems und insbesondere der Absorptionswärmepumpe zu treffen.

6 Vorträge und Veröffentlichungen

Vorträge

C. Keil: *Einsatzbeispiele angepasster Absorptionswärmepumpen mit Heizleistungen über 500 kW*, Vortrag gehalten auf der Deutsche Kälte-Klima-Tagung 2005 des DKV (Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein), Würzburg, 16.-18.11.2005

Veröffentlichungen

C. Keil, S. Plura, C. Kren, C. Schweigler: *Einsatzbeispiele angepasster Absorptionswärmepumpen mit Heizleistungen über 500 kW*, DKV-Tagungsbericht, 33. Jahrgang (Würzburg), Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein, Stuttgart, 2006.

M. Radspieler: *Einsatz einer direktbefeuerter Absorptionswärmepumpe zur Nutzung der Abwärme einer Kompostieranlage*. Diplomarbeit im Fachbereich Physikalische Technik an der Fachhochschule München, 2005.

Geplante Veröffentlichungen

C. Kren, S. Plura, C. Keil, M. Schicktanz, M. Radspieler, C. Schweigler: *Applications of Customized Absorption Heat Pumps with Heating Capacities above 500 kW*, Tagungsband ASHRAE Winter Meeting 2007, Dallas, Texas, 27.-31.01.2007, wird veröffentlicht.

7 Literatur

- [1] **Thermax Ltd.:** *Vapour Absorption Chiller Installation, Operation & Maintenance Manual.* Thermax Limited Absorption Cooling Division, Chinchwad, Pune, India, 2004.
- [2] **Ziegler, F.:** *Sorptionswärmepumpen.* Forschungsberichte des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 57, Stuttgart, 1997.
- [3] **Dallmayer, W., Schölkopf W. :** *Abschlussbericht zur Energieversorgung des Wertstoffzentrums der VIVO GmbH in Warngau, Energiebilanz und Messkampagne über zwei Monate an der Rotteanlage,* München, Juni 2000.
- [4] **Dallmayer, W., Gut, M., Schölkopf W. :** *Abschlussbericht zur Vermessung der Rotteabwärme am Wertstoffzentrum der VIVO GmbH in Warngau, Messkampagne über zwei Monate an der Rotteanlage,* München, März 2001.
- [5] **1. BImSchV,** *Erste Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes vom 15.07.1988.*
- [6] **ESB Hausham:** *Persönliche Mitteilung, Hr. Ostermann.* Erdgas Südbayern GmbH, 2005.
- [7] **Flexim GmbH:** *Bedienungsanleitung Ultraschall - Durchflussmessgerät Fluxus AMD 6515,* Ausgabe D22.
- [8] **ista Deutschland GmbH:** *Datenblatt Flügelrad - Kontaktwasserzähler mit Mikroprozessorenwerk sensonic©T25.*
- [9] **Elster-Istromet GmbH:** *Datenblatt Durchflussmessgerät Quantometer QA / QAe.* Ausgabe A20051014.
- [10] **mahöle Messtechnik:** *Bedienungsanleitung Messdatenerfassungssystem Symbiscan K2.*