

**Forschungsprogramm
Umgebungs- und Abwärme,
Wärme-Kraft-Kopplung (UAW)**

Messungen an Retrofit-Wärmepumpen

Phase 2

ausgearbeitet durch

Hans Rudolf Gabathuler, Hans Mayer
Gabathuler AG, Beratende Ingenieure
Kirchgasse 23, 8253 Diessenhofen
gabathuler.ag@bluewin.ch

und

Prof. Dr. Juraj Cizmar, Erich Zahnd
HTA Burgdorf, Abt. Maschinentechnik
Pestalozzistrasse 20, 3400 Burgdorf
juraj.cizmar@hta-bu.bfh.ch

unter Mitarbeit von

Manfred Roschi, Marc Haberthür
Roschi + Partner AG, 3063 Ittigen
und

Daniel Trüssel, Martin Bürki
KWT Kälte-Wärme-Technik AG, 3123 Belp

Im Auftrag des
Bundesamtes für Energie

Autoren:

Hans Rudolf Gabathuler
Hans Mayer
Gabathuler AG
Beratende Ingenieure
Kirchgasse 23
8253 Diessenhofen
gabathuler.ag@bluewin.ch

Prof. Dr. Juraj Cizmar
Erich Zahnd
HTA Burgdorf
Abt. Maschinentechnik
Pestalozzistrasse 20
3400 Burgdorf
juraj.cizmar@hta-bu.bfh.ch

Mitarbeit:

Manfred Roschi
Marc Haberthür
Roschi + Partner AG
Schermenwaldstrasse 10
3063 Ittigen

Daniel Trüssel
Martin Bürki
KWT
Kälte-Wärme-Technik AG
Hühnerhubelstrasse 79
3123 Belp

Begleitgruppe:

Fabrice Rognon
Bundesamt für Energie
3003 Bern

Prof. Dr. Walter Janach
Meggenhornstrasse 20
6045 Meggen

André Montani
Axpo AG
8036 Zürich

Günter Reiner
Axima Refrigeration AG
6023 Rothenburg

Dr. Martin Zogg
Kirchstutz 3
3414 Oberburg

Auftraggeber:

Bundesamt für Energie
3003 Bern

Vertreten durch den Projekt-
begleiter Dr. Martin Zogg

www.waermepumpe.ch/fe

Zusammenfassung

Mit dem Projekt «Swiss Retrofit Heat Pump (SRHP)» soll eine Luft/Wasser-Wärmepumpe zur Raumheizung bis 60°C Vorlauftemperatur und integrierter Warmwasserbereitung entwickelt werden, die speziell für den Sanierungsmarkt geeignet ist. Nach Messungen an einem ersten Sanierungsobjekt in der Heizsaison 2000/2001 verlangte das Bundesamt für Energie (BFE) zusätzliche Messungen an zwei weiteren Sanierungsobjekten in der Heizsaison 2001/2002. Dazu wurden zwei Versuchsanlagen evaluiert und mit Prototyp-Wärmepumpen ausgerüstet:

■ Versuchsanlage Münsingen:

- Gebäude: Zweifamilienhaus, Baujahr 1958
- Wärmeabgabesystem: Heizkörperheizung
- Einbindung: Parallelspeicher beidseitig mit konstantem Durchfluss
- Regelung: Witterungsgeführte Rücklauftemperaturregelung mit Einschaltfühler oben und Ausschaltfühler unten im Speicher

■ Versuchsanlage Waltalingen:

- Gebäude: Einfamilienhaus, Fachwerkbau mit angebauter Scheune, Baujahr 1810
- Wärmeabgabesystem: Heizkörperheizung 1977 installiert
- Einbindung: Seriespeicher im Rücklauf
- Regelung: Witterungsgeführte Rücklauftemperaturregelung

Die Messungen und Auswertungen wurden unter folgenden Randbedingungen durchgeführt:

■ Ein namhafter Verdichterhersteller hatte zwar eine Null-Serie eines Scrollverdichters mit verbesserter Zwischendruckansaugung hergestellt, aber dann leider beschlossen, dass kein verbesserter Scrollverdichter für den Feldversuch im Rahmen des vorliegenden Retrofit-Projekts des BFE freigegeben wird. Somit mussten die Versuche mit Scrollverdichtern mit herkömmlicher Zwischendruckansaugung durchgeführt werden.

■ Messdaten sind seit Inbetriebsetzung der Anlagen verfügbar (Münsingen: 01.10.01; Waltalingen: 20.11.01). Da bei beiden Anlagen ein regulärer Betrieb erst Ende November 2001 vorlag, wurde der Beobachtungszeitraum mit 01.12.01-30.04.02 festgelegt.

■ Tatsächliche Wärmepumpen-Heizleistung und tatsächliche Heizlast ergaben im effektiven Betrieb kleinere Abweichungen zur Auslegung:

- Münsingen: Monovalenter Betrieb effektiv bis zu einer Aussentemperatur von -10°C möglich (die Auslegung ergab -8°C).
- Waltalingen: Monovalenter Betrieb effektiv bis zu einer Aussentemperatur von -7°C möglich (die Auslegung ergab -11,5°C).

■ Die maximalen Vorlauftemperaturen entsprachen in Münsingen den Erwartungen, in Waltalingen sind leider keine regulären Messwerte bei sehr tiefen Aussentemperaturen verfügbar, da zum entscheidenden Zeitpunkt die Wärmepumpen-Heizleistung einbrach und später keine genügend tiefen Aussentemperaturen mehr auftraten:

- Münsingen (Auslegung 57° bei -12° Aussentemperatur): 24-Stunden-Mittelwert 50°C bei -8°C Aussentemperatur (inkl. Sperrzeit und Abtauung!), Momentanwerte beispielsweise 56°C bei -10°C Aussentemperatur
- Waltalingen (Auslegung 58° bei -12° Aussentemperatur): 24-Stunden-Mittelwert 45°C bei 0°C Aussentemperatur (inkl. Sperrzeit und Abtauung!), Momentanwerte beispielsweise 53°C bei -3°C Aussentemperatur

Diese Arbeit ist im Auftrag des Bundesamtes für Energie entstanden. Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren verantwortlich.

Die wichtigsten Resultate sind:

■ In der Versuchsanlage Münsingen stiegen die Heissgastemperaturen bei tiefen Aussentemperaturen auf über 95°C und die Zwischendruckansaugung kam in Funktion. Entsprechend lag die Wärmepumpenheizleistung für 50...55°C Verflüssiger-Austrittstemperatur höher als diejenige für 45...50°C. Dies ist das erwünschte Resultat der Zwischendruckansaugung: Durch den erhöhten Massenstrom auf der Arbeitsmittelseite wird die Heizleistung grösser.

■ In der Versuchsanlage Waltalingen stiegen die Heissgastemperaturen bei tiefen Aussentemperaturen nie über 93°C und die Zwischendruckansaugung kam nie in Funktion. Dies ist nicht nur eine Folge des erwähnten Leistungsabfalls – ganz generell lagen die Heissgastemperaturen in Waltalingen tiefer als in Münsingen. Entsprechend lag hier die Wärmepumpenheizleistung für 50...55°C Verflüssiger-Austrittstemperatur tiefer als diejenige für 45...50°C. Fazit: Der Verdichter in der Versuchsanlage Waltalingen arbeitete wie ein ganz normaler R407C-Verdichter ohne Zwischendruckansaugung!

■ Die integrierte Warmwasserbereitung mit eigenem R134a-Verdichter arbeitete einwandfrei. Zu Beginn trat allerdings ein Leistungsabfall bei der Heizungswärmepumpe auf, wenn die Warmwasserwärmepumpe gleichzeitig arbeitete. Durch Nachfüllen von Arbeitsmittel im R407C-Kreis konnte dieses Problem gelöst werden.

■ Gemäss Ausschreibung SRHP sollte eine Gütegrad aus COP von 0,425 bei 2°C Aussentemperatur mit einem unteren Grenzwert von 0,375 erreicht werden. Ergebnis:

- Münsingen: Spitzenwert 0,390 bei -10°C Aussentemperatur; unterer Grenzwert 0,375 wird über 0°C Aussentemperatur unterschritten.
- Waltalingen: Spitzenwert 0,400 bei 1°C Aussentemperatur; unterer Grenzwert 0,375 wird über 7°C Aussentemperatur unterschritten.

■ Die Mittlere Arbeitszahl MAZ wurde für den Beobachtungszeitraum 01.12.01-30.04.02 bestimmt:

- Münsingen: MAZ = 2,52 (zahlreiche Störungen in der Zeit 01.-12.01.02)
- Waltalingen: MAZ = 2,69 (praktisch störungsfreier Betrieb während der Beobachtungszeit)

Die auf ein Jahr hochgerechnete Jahresarbeitszahl JAZ beträgt:

- Münsingen: JAZ = 2,77
- Waltalingen: JAZ = 3,01

Die Messungen zeigten auch Probleme und Optimierungsmöglichkeiten auf:

■ Der Abtauvorgang am flach liegenden Luftkühler mit relativ engen Lamellen ist nicht einfach zu beherrschen. In Waltalingen wurde folgendes beobachtet:

- Wenn es stark regnet, schliessen sich die Lamellen-Zwischenräume infolge Kapillarwirkung des Wassers, und als Folge davon steigt der Differenzdruck an und ein unnötiges Abtauen wird eingeleitet
- Wenn die Lamellen-Zwischenräume sehr schnell zufrieren, steigt der Differenzdruck rasch an, erreicht aber nicht mehr den notwendigen Schwellwert, um ein Abtauen einzuleiten
- Bei starken Wind spricht manchmal der Differenzdruckschalter an und es wird ein unnötiges Abtauen eingeleitet

Alles in allem funktionierte die Druckdifferenz-Abtausteuerng mit den aktuellen Einstellungen auf beiden Anlagen an fast allen Tagen gut. Insbesondere an kalten und trockenen Tagen war die Abtauung sehr sparsam, oft fand sogar richtigerweise gar keine Abtauung statt (dies im Gegensatz zu Anlagen mit einer Zeit/Temperatur-Abtausteuerng).

■ Bei beiden Anlagen traten im Zwischenkreis Dichtigkeitsprobleme mit dem Wärmeträger «Temper» auf. Die Anlage in Münsingen ging mehrmals auf Störung, weil der Druckwächter im Zwischenkreis infolge Leckage ansprach. Die genannten Dichtigkeitsprobleme führten auch zu äusseren Korrosionsschäden.

Abstract

The purpose of the «Swiss Retrofit Heat Pump» (SRHP) project is to develop an air-to-water heat pump for space heating with a flow temperature of up to 60°C and integrated domestic hot water production suitable for the renovation market. After measurements had been carried out on an initial renovation object during the heating season 2000/2001, the Swiss Federal Office of Energy (SFOE) stipulated additional measurements on two further renovation objects in the heating season 2001/2002. To this end, two test plants in Münsingen and Waltalingen were evaluated and equipped with prototype heat pumps.

Although a prototype scroll compressor with improved intermediate pressure injection was available from a specialist manufacturer, the latter unfortunately decided not to release the improved compressor for the field test – an integral part of the SFOE retrofit project. Thus the tests had to be carried out with conventional intermediate pressure injection for the scroll compressors.

The main results were:

- In the test plant at Münsingen with low outdoor temperatures, the refrigerant discharge gas temperature at the compressor outlet rose to over 95°C, and the intermediate pressure injection was in active operation. As a result, the heat output for the 50-55°C condenser outlet temperature range lay higher than that for 45-50°C. This is in fact the desired effect of intermediate pressure injection, in that by virtue of the increased refrigerant mass flow, the heating capacity is higher.
- In the test plant at Waltalingen with low outdoor temperatures, the refrigerant discharge gas temperature at no time exceeded 93°C, while the intermediate pressure injection was not active at all. As a result, the heat output for the 50-55°C condenser outlet temperature range lay below that for 45-50°C. Conclusion: the compressor in the test plant at Waltalingen functioned as a conventional R407C compressor without intermediate pressure injection!
- The integrated domestic hot water system with independent R134a compressor functioned entirely satisfactorily. The heat pump for space heating did, however, show a drop in performance at the beginning, since the hot water heat pump was in operation at the same time. The problem was solved by adding refrigerant to the R407C circuit.
- The SRHP tender requires an exergetic efficiency of 0.425 based on an outdoor temperature of 2°C, with a bottom limit of 0.375. Results:
 - Münsingen: peak value of 0.390 at -10°C outdoor temperature. At outdoor temperatures above 0°C, the value lies below the bottom limit of 0.375
 - Waltalingen: peak value of 0.400 at 1°C outdoor temperature. At outdoor temperatures above 7°C, the value lies below the bottom limit of 0.375
- The seasonal performance factor (SPF) was determined for the test period 01.12.01-30.04.02 as follows:
 - Münsingen: SPF = 2.52 (frequent breakdowns in the period 01-12.01.02)
 - Waltalingen: SPF = 2.69 (almost uninterrupted operation during the test period)When extrapolated to a full year, the following values for the SPF result:
 - Münsingen: SPF = 2.77 
 - Waltalingen: SPF = 3.01 

Certain problems occurred in the course of the measurements – and some opportunities for optimisation were noted – as follows:

- For the horizontally positioned air cooler with small spaced fins, the defrost operation is not simple to control. Overall, the defrost controller based on the pressure difference of the air flow across the evaporator performed satisfactorily on most days. The defrost system showed especially low

consumption on cold and dry days. As had been intended, the defrost system seldom came into operation (in distinction to plants with a temperature-time defrost controller).

■ Using the so called «Temper» heat medium, both plants showed sealing problems in the intermediate circulation system. The sealing problems mentioned also led to external corrosion.

Inhaltsverzeichnis

1.	Projektziele.....	10
2.	Evaluation der Versuchsanlagen.....	10
2.1	Grössere Versuchsanlage.....	10
2.2	Kleinere Versuchsanlage.....	10
3.	Bau der Prototyp-Wärmepumpen.....	11
3.1	Swiss Retrofit Heat Pump (SRHP).....	11
3.2	Keine verbesserte Zwischendruckansaugung.....	11
3.3	Leistungsdaten.....	12
3.4	Wärmeträger für den Luftkühler.....	12
4.	Messeinrichtung.....	13
4.1	Messwerterfassung und Datenaufzeichnung.....	13
4.2	Genauigkeitsbetrachtungen.....	13
5.	Versuchsanlage Münsingen.....	16
5.1	Gebäude und Wärmeabgabesystem.....	16
5.2	Messkonzept.....	16
5.3	Hydraulik und Regelkonzept.....	16
5.4	Auslegung.....	18
5.5	Inbetriebsetzung, Betriebsoptimierung und Versuchsbetrieb.....	18
6.	Versuchsanlage Waltalingen.....	20
6.1	Gebäude und Wärmeabgabesystem.....	20
6.2	Messkonzept.....	20
6.3	Hydraulik und Regelkonzept.....	20
6.4	Auslegung.....	22
6.5	Inbetriebsetzung, Betriebsoptimierung und Versuchsbetrieb.....	22
7.	Definitionen zur Auswertung.....	23
7.1	Verwendete Gleichungen.....	23
7.2	Verwendete Formelzeichen.....	24
7.3	Verwendete Messwerte und Konstanten.....	26
7.4	Weitere Bemerkungen zur Auswertung.....	26
8.	Auswertung Münsingen.....	27
8.1	Übersicht Beobachtungszeitraum.....	28
8.2	Typische Tagesverläufe.....	28
8.2.1	Kalter Tag – Samstag, 15.12.01.....	29
8.2.2	Durchschnittlicher Tag – Sonntag, 17.02.02.....	31
8.2.3	Wärmerer Tag – Dienstag, 09.04.02.....	33
8.3	Kennlinien aus Tagesmittelwerten.....	35
8.3.1	Wärmepumpenkennlinie und Lastkennlinien.....	35
8.3.2	Temperaturkennlinien.....	35

8.4	Wärmepumpenkennlinien	36
8.5	Kennzahlen	37
8.5.1	Leistungszahlen	37
8.5.2	COP.....	38
8.5.3	COP für die Gesamtanlage inkl. Wassererwärmung und inkl. Abtauen.....	38
8.5.4	Gütegrade.....	39
8.5.5	Mittlere Arbeitszahl MAZ	40
8.5.6	Ermittlung der Jahresarbeitszahl JAZ.....	40
8.5.7	Extrapolation JAZ auf andere Vorlauftemperaturen	41
9.	Auswertung Waltalingen	45
9.1	Übersicht Beobachtungszeitraum	46
9.2	Typische Tagesverläufe	46
9.2.1	Kalter Tag – Samstag, 15.12.01	47
9.2.2	Durchschnittlicher Tag – Sonntag, 17.02.02	49
9.2.3	Wärmerer Tag – Dienstag, 09.04.02	51
9.3	Kennlinien aus Tagesmittelwerten.....	53
9.3.1	Wärmepumpenkennlinie und Lastkennlinien	53
9.3.2	Temperaturkennlinien	53
9.4	Wärmepumpenkennlinien	54
9.5	Kennzahlen	55
9.5.1	Leistungszahlen	55
9.5.2	COP.....	56
9.5.3	COP für die Gesamtanlage inkl. Wassererwärmung und inkl. Abtauen.....	56
9.5.4	Gütegrade.....	57
9.5.5	Mittlere Arbeitszahl MAZ	58
9.5.6	Ermittlung der Jahresarbeitszahl JAZ.....	58
9.5.7	Extrapolation JAZ auf andere Vorlauftemperaturen	59
10.	Probleme und Optimierungsmöglichkeiten	60
10.1	Speichereinbindung	60
10.2	Abtauung.....	60
10.3	Einstellung der Zwischendruckansaugung	61
10.4	Luftkühler	62
10.5	Dichtigkeitsprobleme im Zwischenkreis	63
10.6	Korrosionsprobleme mit Wärmeträger «Temper».....	63
11.	Zusammenarbeit.....	64
12.	Literaturverzeichnis	64

1. Projektziele

Im Rahmen des Projekts «Swiss Retrofit Heat Pump (SRHP)» wurden in der Phase 1 (Heizsaison 2000/2001) erste Messungen an einer Retrofit-Wärmepumpe durchgeführt. Die Resultate sind in [1] dokumentiert.

Das Bundesamt für Energie verlangte nun in einer Phase 2 zusätzliche Messungen in der Heizperiode 2001/2002. Diese sollen, entsprechend der Anforderungsliste des Bundesamtes für Energie, wie folgt durchgeführt werden:

1. Es sollen Messungen an zwei geeigneten Sanierungsobjekten durchgeführt werden. Diese Messungen sollen die vollständige Heizperiode umfassen. Die Vorlauftemperaturen des Heizkörpersystems dieser Objekte sollen bei -12°C Aussentemperatur rund 60°C betragen.
2. Die hydraulische Schaltung für die beiden Sanierungsobjekte sollen dem neuesten Erkenntnisstand des BFE-Projekts «Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen bis 25 kW» [2] entsprechen. Die Einbindung der Prototypen soll sorgfältig geplant werden.
3. Die Messungen sollen möglichst mit den künftigen Herstellungspartnern durchgeführt werden (Erhöhung der Akzeptanz).
4. Die Messungen sollen gemäss [1] durchgeführt und wie folgt ausgewertet werden:
 - Einfache Monatsbilanzen und Bilanzen über die ganze Heizsaison
 - Auswertung wie in [1] mit Erfassen des Anlaufvorganges
 - Der Betrieb soll mit und ohne Warmwasserbereitung getrennt erfasst werden
 - Zu jeder Betriebsart sollen die in [1] definierten Kennzahlen verwendet werden
 - Die Darstellung der Ergebnisse soll, einschliesslich der Fehlerrechnungen, analog zu [1] erfolgen
5. Die einzubauenden Prototypen sollen mit den bis zum Einbau realisierbaren Verbesserungen ausgerüstet sein. Wenigstens ein Aggregat soll von der gleichen Leistungsklasse sein, wie das 2000 im WPZ Töss gemessene.

2. Evaluation der Versuchsanlagen

2.1 Grössere Versuchsanlage

Die grössere Versuchsanlage stand bereits Ende Juni 2001 mit der Anlage in Münsingen fest:

- Zweifamilienhaus, Baujahr 1958
- Energiebezugsfläche 308 m^2
- Reine Heizkörperheizung
- Heizleistung 18 kW bei -12°C Aussentemperatur
- Vorlauftemperatur 57°C bei -12°C Aussentemperatur
- Wassererwärmung über die Wärmepumpe möglich
- Transport- und Platzverhältnisse gut

2.2 Kleinere Versuchsanlage

Die Evaluation der kleineren Versuchsanlage gestaltete sich schwieriger. Vier Anlagen standen zur Auswahl, die durch KWT AG und durch Gabathuler AG wie folgt begutachtet wurden:

- Burgstein: Leistungsbedarf eher zu klein, Vorlauftemperatur sicher zu tief, keine Wassererwärmung über die Wärmepumpe möglich
- Dürnten: Keine Angaben über den bisherigen Energieverbrauch (Holzheizung), keine Wassererwärmung über die Wärmepumpe möglich (Platzproblem), schwieriger Transport
- Ziefen: Leistungsbedarf eher zu hoch, Vorlauftemperatur sicher zu tief
- Waltalingen: am besten geeignet (siehe unten)

Die Anlage Waltalingen entsprach – bei zuverlässigen Grundlagendaten – den BFE-Forderungen:

- Einfamilienhaus (Fachwerkbau mit angebauter Scheune) Baujahr 1810
- Energiebezugsfläche 180 m²
- Reine Heizkörperheizung, 1977 eingebaut
- Heizleistung 8,1 kW bei -12°C Aussentemperatur
- Vorlauftemperatur 58° bei -12°C Aussentemperatur
- Wassererwärmung über die Wärmepumpe möglich
- Transport- und Platzverhältnisse gut

3. Bau der Prototyp-Wärmepumpen

3.1 Swiss Retrofit Heat Pump (SRHP)

Eine detaillierte Beschreibung der «Swiss Retrofit Heat Pump (SRHP)» ist in [1] zu finden. Zusammenfassend unterscheidet sich die SRHP gegenüber bisherigen Wärmepumpen vor allem durch folgende Neuerungen (siehe dazu Prinzipschema in Abbildung 5 oder in Abbildung 9):

- Hauptkreislauf mit R407C zur Raumheizung und separater Kreislauf mit R134a zur Wassererwärmung
- Luftkühler mit Zwischenkreislauf (Glykol oder andere Wärmeträgerflüssigkeit) als Hauptwärmequelle (bringt Vorteile bei Sanierungen)
- Wärmequelle der Wassererwärmer-Wärmepumpe, wenn auch die Heizungs-Wärmepumpe läuft: Kondensatunterkühlung im Hauptkreislauf (über den Wärmetauscher ECO 1)
- Wärmequelle der Wassererwärmer-Wärmepumpe, wenn die Heizungs-Wärmepumpe nicht läuft: Aus Umgebungsluft über den Luftkühler (Ventilatoren ausgeschaltet)
- Zwischendruckansaugung (über den Wärmetauscher ECO 2) zur Steigerung der Heizleistung, höhere Verflüssiger-Austrittstemperatur und Verbesserung der Leistungszahl bei tiefen Aussentemperaturen
- Zur Abtauung wird direkt das Wärmeabgabesystem als Wärmequelle verwendet (der Verdichter läuft während der Abtauung nicht)

3.2 Keine verbesserte Zwischendruckansaugung

Kommerzielle Scroll-Verdichter sind für den Einsatz in Kälteanlagen konstruiert. Die dort verwendeten Arbeitsmittel R507 oder R 407a ergeben deutlich kleinere Massenströme als das bei Wärmepumpen verwendete R407C. Die ungünstig angeordneten Zwischendruckansaugstellen ergeben deshalb mit R407C hohe Druckverluste. Eine Steigerung der Heizleistung, höhere Verflüssiger-Austrittstemperatur und Verbesserung der Leistungszahl bei tiefen Aussentemperaturen ist damit nur sehr beschränkt möglich.

Der namhafte Verdichterhersteller hatte zwar eine Null-Serie eines Scrollverdichters mit verbesserter Zwischendruckansaugung hergestellt, aber dann leider beschlossen, dass kein verbesserter Scrollverdichter für den Feldversuch im Rahmen des vorliegenden Retrofit-Projekts des BFE frei-

gegeben wird. Die einzige Untersuchung des BFE, für den Scrollverdichter mit verbesserter Zwischen-druckansaugung zur Verfügung stehen, wird durch die EPFL durchgeführt (siehe [3]).

Somit mussten beide Wärmepumpen mit Scrollverdichtern mit herkömmlicher Zwischen-druckansaugung ausgerüstet werden. Der Einspritzkreis wurde mit einem Magnetventil ausgerüstet, welches durch einen Zweipunktregler mit der Verdichter-Austrittstemperatur als Regelgrösse ein- und ausgeschaltet wird. Als Expansionsorgan diente eine Nadelventil in Serie zum Magnetventil.

3.3 Leistungsdaten

Passend zu den beiden Versuchsanlagen wurden zwei Prototyp-Wärmepumpen gebaut. Die zu erwartenden Leistungsdaten, die der Auslegung zugrunde gelegt wurden (d. h. inkl. Abtauung), sind in Tabelle 1 zusammengestellt.

Prototyp	Heizungs-Wärmepumpe				Warmwasser-Wärmepumpe			
	Aussentem p. [°C]	Verfl.-Aus-trittstemp. [°C]	Elektro-leistung [kW]	Wärme-leistung [kW]	Aussentem p. [°C]	WW-Temp. [°C]	Elektro-leistung [kW]	Wärme-leistung [kW]
Versuchsanlage 1	-12	60	7	14	-12	55	1	2
	0	45	5,85	17,6				
	+15	30	5,4	25,5				
	Auslegung: +3/0	55/49	7,00	19,90				
Versuchsanlage 2	-12	60	4	8	-12	55	1	2
	0	45	3,15	9,95				
	+15	30	2,8	13,8				
	Auslegung: +3/0	55/49	3,92	11,45				

Tabelle 1: Zu erwartende Leistungsdaten der beiden Prototyp-Wärmepumpen (massgebend für Auslegung, d. h. inkl. Abtauung)

3.4 Wärmeträger für den Luftkühler

Der Zwischenkreis für den Luftkühler beider Prototyp-Wärmepumpen sollte mit einem Wärmeträger ausgerüstet werden, der bessere Eigenschaften aufweist als herkömmliche Wärmeträger auf Basis von Glykol (geringere Pumpenleistung bei gleichem oder besserem Wärmedurchgang). Deshalb wurde ein entsprechendes Projekt an die Hochschule für Technik Rapperswil vergeben [4].

Aus Zeitgründen musste allerdings die Versuchsanlage in Münsingen zunächst mit Propylen-Glykol in Betrieb gesetzt werden. Als Alternative dazu wurde dann mit der Hochschule für Technik Rapperswil der Wärmeträger «Temper» bestimmt. Die Versuchsanlage in Waltalingen wurde von Anfang an mit diesem neuen Wärmeträger gefüllt, bei der Anlage in Münsingen konnte der Wärmeträger im Nachhinein auch noch ausgewechselt werden (23.11.01). Der Wärmeträger wird durch den Hersteller, Aspen Petroleum AB (Schweden), wie folgt beschrieben [5]:

«Temper ist eine synthetische und homogenisierte glykolfreie Lösung auf der Basis von Salzen. [...] Temper hat eine hohe spezifische Wärmekapazität (z. B. 3,5 kJ/kg bei Temper -20°C im Temperaturbereich +20 bis +30°C) und zeichnet sich zusätzlich durch eine – insbesondere im Vergleich mit Propylenglykol – hervorragende Wärmeleitfähigkeit aus. Besondere Zusätze in Temper sorgen für optimalen Korrosionsschutz und Schmiereigenschaften. Durch die vergleichsweise geringe Viskosität gegenüber Glykol, können Pumpen und Leitungen bei gleicher Leistung kleiner dimensioniert werden. [...] Temper ist – im Gegensatz zu Glykolen – ungiftig und ökologisch unbedenklich und wird natürlich abgebaut. Außerdem ist Temper weder brennbar noch explosiv und ist in Wassergefährdungsklasse (WGK) 1 eingestuft. In geschlossener Verpackung und geschlossenen Systemen ist Temper stabil und besitzt im Prinzip unbegrenzte Haltbarkeit. Beim Erreichen des Gefrierpunktes

wird Temper körnig, ohne jedoch dabei eine deutliche Volumensteigerung zu zeigen, so daß keine Sprengwirkung entsteht.»

4. Messeinrichtung

4.1 Messwerterfassung und Datenaufzeichnung

Die detaillierten Prinzipschemata und Messstellenlisten werden weiter unten bei den Versuchsanlagen beschrieben (Abbildung 5 und Tabelle 6 bzw. Abbildung 9 und Tabelle 10). Hier die allgemeinen für beide Versuchsanlagen geltenden Angaben:

- Datenlogger DELTA
- Messkanäle Eingänge für Temperaturfühler (hier Ni1000)
Normsignaleingänge 4...20 mA, 0...1 V, 0...10 V
Impulseingänge für Elektro-, Wärme- und Volumenstromzähler
Betriebsstundenzählereingänge für Verdichter, Ventilatoren, Pumpen usw.
- Messintervall 10 Sekunden
- Aufzeichnungsintervall 1 Minute
5 Minuten bei trägen Messstellen (Aussentemperatur usw.)
- Aufzeichnung Mittelwerte der 10 Sekunden-Messwerte bzw. Summenwerte
- Datenübertragung Mittels Analog-Modem

4.2 Genauigkeitsbetrachtungen

Ganz generell gilt: Feldmessungen erfolgen an Haustechnikanlagen, die durch Handwerker auf einer Baustelle erstellt werden. Der Einbau der Messfühler und deren Verdrahtung muss also unter den gegebenen Platzverhältnissen auf der Anlage erfolgen. Lehrbuchmässig erstellte Messstellen sind oft reines Wunschdenken. Der Betrieb des Datenloggers, die Datenaufzeichnung und die Datenübertragung muss auch in feuchten Räumen bei stark schwankenden Temperaturen möglich sein. Langjährige Erfahrungen mit vergleichbaren Messprojekten ergaben folgende grundsätzlichen Erkenntnisse:

■ Mit speziell ausgesuchten kleinen Ni1000-Temperaturfühlern, die mit Wärmeleitpaste am Metallrohr befestigt und gut isoliert werden, kann die geforderte Genauigkeit erzielt werden (siehe nächster Punkt). Vorteilhaft ist dabei:

- Kein Eingriff in die Anlage notwendig
- Flexibilität bei der Auswahl und ggf. Änderung des Messortes
- Geringerer Platzbedarf
- Niedrige Material- und Installationskosten
- 10mal kleinerer Einfluss des Leitungswiderstandes als bei 100-Ohm-Fühlern

■ Um die geforderte Genauigkeit bei den Temperaturmessungen mit Ni1000-Fühlern zu erreichen, wird wie folgt vorgegangen:

- Die in in grösseren Stückzahlen eingekauften Temperaturfühler werden bei bei 0°C, 20°C und bei 50°C einer ersten Eichmessung unterzogen
- Sortierung der Temperaturfühler nach Fehlerklassen
- Paarbildung ausgewählter Temperaturfühler zur Temperaturdifferenzmessung
- Bestimmung der Längen der notwendigen Anschlusskabel zum voraus auf der Anlage

- Zweite Eichmessung der Temperaturfühler mitsamt Datenlogger und Anschlusskabel bei 0°C, 20°C und bei 50°C; der Fehler der Einheit Fühler, Logger und Anschlusskabel kann somit zuverlässig angegeben werden
- Zusätzliche Messfehler, die an der Messstelle entstehen können, werden durch sorgfältige Ausführung und genügend starke Wärmedämmung minimiert

■ Völlig unbrauchbar sind Messstellen mit laminarer Strömung und daraus resultierender Temperaturschichtung. Dies gilt gleichermassen für Fühler in Tauchhülsen wie für Anlegefühler. Durch die Wahl geeigneter Messorte und ggf. durch zusätzliche Massnahmen kann dies vermieden werden.
Die zu erwartenden Temperatur-Messfehler zeigt Tabelle 2.

Temperaturmessung	Fehler für Fühler, Anschlusskabel und Logger	Zusätzliche Fehler der Messstelle bei definierten Randbedingungen	Gesamtfehler
Mediumtemperatur mit Ni1000-Fühler an der Rohroberfläche gemessen	Fühler mit Anschlusskabel und Logger bei 0°C und bei 50°C geeicht, Umgebungstemperatur des Loggers 15...25°C → Fehler im Bereich -20...50°C: ± 0,15 K (bei stationärem Betrieb)	Homogene Temperaturverteilung im Medium, satt am Rohr aufliegend, genügend Wärmeleitpaste, einwandfrei gegen Raumluft isoliert ± 0,10 K	± 0,25 K
Temperaturdifferenz zweier Medienströme mit Ni1000-Fühlern gemessen	Fühler mit Anschlusskabel und Logger bei 0°C und bei 50°C geeicht, Umgebungstemperatur des Loggers 15...25°C → Fehler im Bereich -20...50°C: ± 0,10 K	Randbedingungen wie oben; bei identischen Messstellen heben sich die Fehler weitgehend auf ± 0,05 K	± 0,15 K
Aussenluft mit einem NTC-Fühler in einem ventilierten Gehäuse gemessen (Feuchtemessung im gleichen Gehäuse)	Fühler mit Anschlusskabel und Logger bei 0°C und bei 50°C geeicht, Umgebungstemperatur des Loggers 15...25°C → Fehler im Bereich -20...50°C: ± 0,15 K	Temperatur auf Höhe der Messeinrichtung (SMA definiert 2 m über Boden), keine Sonnenstrahlung auf die Messeinrichtung ± 0,10 K	± 0,25 K

Tabelle 2: Messfehler Temperaturmessung

Auf der Wärmeabgabeseite werden pro Anlage zwei autonome Wärmezähler von AQUAMETRO eingesetzt (Durchflussmesser und Wärmerechner mit Temperaturdifferenzmessung separat). Der Elektrizitätsverbrauch wird über je drei Elektro-Energiezähler EMU erfasst (Verdichter Heizung, Verdichter Warmwasser, Hilfsenergie). Grundsätzlich können mit diesen Messinstrumenten, ergänzt durch einige Systemtemperaturen, alle notwendigen Auswertungen erstellt werden. Die Genauigkeit dieser Messinstrumente wird durch die Hersteller wie folgt angegeben:

- Elektrozähler $\pm 2\%$ (Klasse 2 IEC 1036)
- Durchflussmesser $\pm 3\%$ bei Nenndurchfluss 10...100%
 $\pm 5\%$ bei Nenndurchfluss 2...10%
- Wärmezählung Rechenwerk $\pm 0,3\%$ im Temperaturdifferenzbereich 2...180 K
Temperaturdifferenzmessung $\pm 0,05$ K (EN 1434)

Auf der Wärmeabgabeseite erfolgt noch eine zusätzliche Wärmezählung durch Temperaturdifferenzmessung und Wärmerechnung über den Datenlogger (gleicher Durchflussmesser wie Wärmehähler AQUAMETRO). Auf der Wärmequellenseite sind nur Durchflussmesser eingebaut; hier erfolgt die Wärmezählung allein durch Temperaturdifferenzmessung und Wärmerechnung über den Datenlogger. Angaben über die zu erwartenden Messfehler gibt Tabelle 3. Typische Werte beim vorliegenden Projekt dürften sich im Bereich von Fall A und B bewegen.

Wärmezählung	Fall	Randbedingungen	Fehler Durchfl.-messung	Fehler Temperaturmessung (gemäss Tabelle 2)	Gesamtfehler
Flügelrad-Durchflussmesser, Temperaturdifferenzmessung und Wärmerechnung über Datenlogger	A	100% Auslegedurchfluss 10 K Temperaturdifferenz	$\pm 3\%$	$\pm 0,15$ K von 10 K = $\pm 1,5\%$	$\pm 4,5\%$
	B	100% Auslegedurchfluss 6 K Temperaturdifferenz	$\pm 3\%$	$\pm 0,15$ K von 6 K = $\pm 2,5\%$	$\pm 5,5\%$
	C	100% Auslegedurchfluss 1 K Temperaturdifferenz	$\pm 3\%$	$\pm 0,15$ K von 1 K = $\pm 15\%$	$\pm 18\%$

Tabelle 3: Messfehler Wärmezählung durch Temperaturdifferenzmessung und Wärmerechnung über den Datenlogger (gleicher Durchflussmesser wie Wärmehähler AQUAMETRO)

Das bisher Gesagte sind Worst-Case-Betrachtungen unter bestimmten Randbedingungen. Im realen Betrieb relativieren sich Worst-Case-Betrachtungen und die Randbedingungen liegen oft ausserhalb der definierten Werte. Für die vorliegenden Anlagen gilt:

- Besser als erwartet: Durchflüsse mehr oder weniger konstant im günstigsten Fehlerbereich
- Fraglich: Kurzzeitig Messwerte mit Temperaturdifferenzen unter 2 K, die bei Wärmehälern gar nicht definiert sind

Für die Auswertung wurden grundsätzlich die Werte der Wärmehähler und Elektrozähler verwendet (einzig für die Abtauleistung wurde die Wärmezählung über den Datenlogger verwendet). Die Werte der Wärmehähler wurden mit den Werten der Wärmezählung über den Datenlogger verglichen. Die Abweichungen betragen zwischen +1% und +4% (Wärmezählung über Datenlogger höher).

Bei einer realistischen Abschätzung muss etwa mit folgenden Fehlern gerechnet werden:

- Heizleistungen $\pm 4\%$
- Leistungszahlen, COP, MAZ $\pm 5\%$
- Gütegrade $\pm 6\%$

5. Versuchsanlage Münsingen

5.1 Gebäude und Wärmeabgabesystem

Das Zweifamilienhaus (Abbildung 4) wurde 1958 erbaut. Es hat eine Energiebezugsfläche von 308 m². Das Wärmeabgabesystem ist eine reine Heizkörperheizung.

5.2 Messkonzept

Das vereinfachte Prinzipschema (Abbildung 5) und die Messtellenliste (Tabelle 6) zeigen die 34 erfassten Messstellen.

5.3 Hydraulik und Regelkonzept

Hydraulik (vgl. Abbildung 5) und Regelkonzept entsprechen der Standardlösung STASCH 5 bzw. STASCH 6 (wobei bei STASCH [2] die Einbindung der Retrofit-Wärmepumpe noch nicht definiert ist).

Die Wärmepumpe wurde mit einer witterungsgeführten Rücklauftemperaturregelung von KWT mit einem Temperaturfühler oben (EIN) und einem Temperaturfühler unten im Speicher (AUS) betrieben. Die Reglereinstellung blieb während der ganzen Beobachtungszeit unverändert:

- Heizkurve bei -8°C AT = 55°C
- Heizkurve bei 20°C AT = 20°C
- Lineare Kennlinie
- Hysterese ca. 2 K (nicht einstellbar, real jedoch wesentlich grösser, wegen Fühlerumschaltung)
- Warmwasser-Sollwert 60°C mit Hysterese -10 K



Abbildung 4: Versuchsanlage Münsingen; der Luftkühler (Bild rechts) steht links neben dem Gebäude auf einem Parkplatz

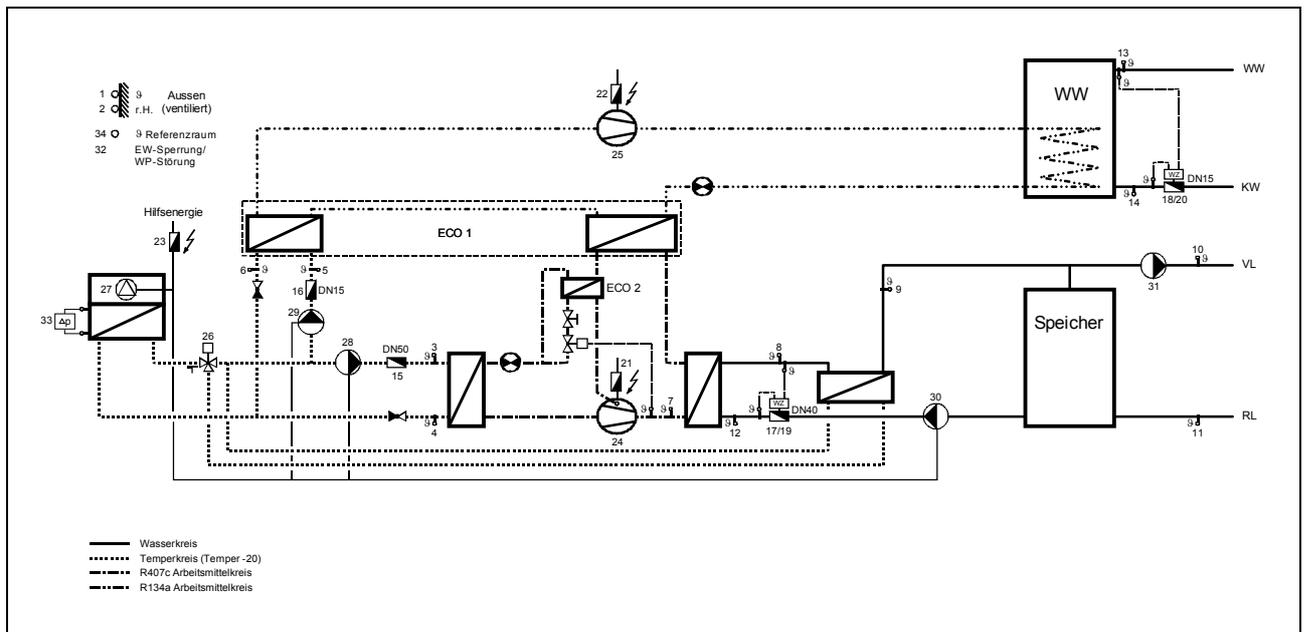


Abbildung 5: Prinzipschema Münsingen

Nr.	Messgröße	Messort	Messgerät/-fühler	Messbereich	Messsignal
1	Temperatur	Wärmequelle: Aussenluft (ventiliert)	NTC	-50...+110°C	
2	Relative Feuchte	Wärmequelle: Aussenluft (ventiliert)	Vaisala (kapazitiv)	0...100% r. H.	0...1 V
3	Temperatur	Zwischenkreis: Heizungs-WP Verdampfer Eintritt	Ni 1000	-35...+125°C	
4	Temperatur	Zwischenkreis: Heizungs-WP Verdampfer Austritt	Ni 1000	-35...+125°C	
5	Temperatur	Zwischenkreis: WW-WP Verdampfer Eintritt	Ni 1000	-35...+125°C	
6	Temperatur	Zwischenkreis: WW-WP Verdampfer Austritt	Ni 1000	-35...+125°C	
7	Temperatur	Arbeitsmittel: Heizungs-WP Verdichter Austritt	Ni 1000	-35...+125°C	
8	Temperatur	Heizkreis: WP Austritt (Verflüssiger)	Ni 1000	-35...+125°C	
9	Temperatur	Heizkreis: Abtau-WT Austritt	Ni 1000	-35...+125°C	
10	Temperatur	Heizkreis: Heizung Vorlauf	Ni 1000	-35...+125°C	
11	Temperatur	Heizkreis: Heizung Rücklauf	Ni 1000	-35...+125°C	
12	Temperatur	Heizkreis: WP Eintritt (Verflüssiger)	Ni 1000	-35...+125°C	
13	Temperatur	Warmwasser: Speicher Austritt (WW)	Ni 1000	-35...+125°C	
14	Temperatur	Warmwasser: Speicher Eintritt (KW)	Ni 1000	-35...+125°C	
15	Volumen ²⁾	Zwischenkreis: Heizungs-WP Verdampfer Eintritt	Topas	0...1,5 m³/h	1 Liter/Imp.
16	Volumen ²⁾	Zwischenkreis: WW-WP Verdampfer Eintritt	Topas	0...1,5 m³/h	1 Liter/Imp.
17	Volumen ²⁾	Heizkreis: Heizungs-WP Verflüssiger Eintritt	Topas /Calec MB	0...5 m³/h	10 Liter/Imp.
18	Volumen ²⁾	Warmwasser: Speicher Eintritt (KW)	Topas /Calec MB	0...1,5 m³/h	1 Liter/Imp.
19	Wärme ³⁾	Heizkreis: Heizungs-WP Verflüssiger	Calec MB	0...40 kW	10 Wh/Imp.
20	Wärme ³⁾	Warmwasser: WW-Speicherbezug	Calec MB	0...100 kW	10 Wh/Imp.
21	Elektrizität ¹⁾	Wärmepumpe: Verdichter Heizen	EMU 32.x1M	max. 10 kW	1 Wh/Imp.
22	Elektrizität ¹⁾	Wärmepumpe: Verdichter WW	EMU 32.x1M	max. 10 kW	1 Wh/Imp.
23	Elektrizität ¹⁾	Wärmepumpe: Hilfsenergie (Ventilator, UP's etc.)	EMU 32.x1M	max. 10 kW	1 Wh/Imp.
24	Betriebsstunden	Wärmepumpe: Verdichter Heizen		0...10'	1 s/Imp.
25	Betriebsstunden	Wärmepumpe: Verdichter WW		0...10'	1 s/Imp.
26	Betriebsstunden	Wärmepumpe: Abtauen		0...10'	1 s/Imp.
27	Betriebsstunden	Wärmepumpe: Ventilator		0...10'	1 s/Imp.
28	Betriebsstunden	Wärmepumpe: Umwälzpumpe Zwischenkreis Heizungs-WP		0...10'	1 s/Imp.
29	Betriebsstunden	Wärmepumpe: Umwälzpumpe Zwischenkreis WW-WP		0...10'	1 s/Imp.
30	Betriebsstunden	Wärmepumpe: Umwälzpumpe Ladekreis		0...10'	1 s/Imp.
31	Betriebsstunden	Wärmeabgabe: Umwälzpumpe Heizkreis		0...10'	1 s/Imp.
32	Betriebsstunden	Wärmepumpe: EW-Sperrung/WP-Störung		0...10'	1 s/Imp.
33	Druckdifferenz	Wärmepumpe: Rückkühler (luftseitig)	QBM 65-1/C	0...1 mbar	0...10 V
34	Temperatur	Referenzraum: Raumluft	NTC	-50...+110°C	

1) Elektrozähler (Privatzähler) mit Impulsausgang (1 Wh/Impuls)
2) Flügelrad-Volumenstromzähler mit Impulsausgang (1 Liter/Impuls bzw 10 Liter/Impuls)
3) Wärmezähler mit Impulsausgängen (10 Wh/Impuls)

Tabelle 6: Messstellenliste Münsingen (die Numerierung bezieht sich auf Abbildung 5)

5.4 Auslegung

Auslegung und Betrieb erfolgten grundsätzlich auf eine möglichst hohe Jahresarbeitszahl (d. h. kein kostenoptimaler Betrieb).

Pos.	Auslegegrößen	Planungswerte	Wie ermittelt?
A	Energiekennlinie: Heizenergiebedarf pro 24 Stunden in Funktion der Aussentemperatur (ohne Warmwasser)	390 kWh/Tag bei -12°C AT 0 kWh/Tag bei 15°C AT (Heizgrenze)	Ölverbrauch in der Heizsaison 2000/2001 (inkl. Warmwasser) = 5'200 l/a
B	Temperaturkennlinien: Vorlauf- und Rücklauftemperaturen in Funktion der Aussentemperatur	Vorlauftemperatur: 57°C bei -12°C AT 44,5°C bei 0°C AT Rücklauftemperatur: 51°C bei -12°C AT 41°C bei 0°C AT	Vorlauftemperatur 53°C bei -8°C AT gemäss Betreiber der Anlage; Rücklauftemperatur = Annahme
C	Energiebedarf zur Wassererwärmung pro 24 Stunden	Wassererwärmer 330 Liter 18 kWh/Tag	300 Liter pro Tag gemäss Betreiber der Anlage
D	Maximale Sperrzeit pro 24 Stunden	1,5 h	Aktuelle Sperrzeiten: 11.00–12.30 Uhr
E	Reduktion der Vollbetriebsstunden	0 h	Kein reduzierter Betrieb
F	Zur Auslegung der WP massgebende Lastkennlinie berechnet aus Pos. A, C, D, E	18 kW bei -12°C AT (= 58 W/m² EBF) 0 kW bei 15°C AT	(A + C) / (24 – D – E) C = 0 kWh (weil Wassererwärmung mit eigenem Verdichter erfolgt)
G	Massgebende WP-Kennlinie	14 kW bei A-12/W60 17,6 kW bei A0/W45 25,5 kW bei A15/W30	Siehe Tabelle 1
H	Schnittpunkt massgebende Lastkennlinie und massgebende WP-Kennlinie	15,3 kW bei -8°C AT, d. h. monovalenter Betrieb möglich bis -8°C	
J	Kältekreis Heizung	Pumpe: Biral M 15 (Stufe 2) mit 4,5 m³/h bei 5 mWS	Rohrnetzrechnung mit Äthylenglykol/Wasser-Gemisch 38%
K	Kältekreis Warmwasser	Pumpe: Biral M 10 (Stufe 2) mit 0,5 m³/h bei 1,9 mWS	Rohrnetzrechnung mit Äthylenglykol/Wasser-Gemisch 38%
L	Ladekreis	entfällt (Seriespeicher)	
M	Entladekreis	Pumpe: Biral M 13 (Stufe 3) mit 2,9 m³/h bei 2,6 mWS	Rohrnetzrechnung mit Wasser
N	Speicher	Parallelspeicher 850 Liter = 33 l/kW max. Heizleistung	STASCH-Vorgabe [2]: 20...50 l/kW max. Heizleistung

Tabelle 7: Auslegung der Versuchsanlage Münsingen

5.5 Inbetriebsetzung, Betriebsoptimierung und Versuchsbetrieb

Die Inbetriebsetzung der Wärmepumpenanlage mit Start der Betriebsdatenaufzeichnung erfolgte am 1. Oktober 2001.

Die Auswertung der ersten Messdaten zeigte sofort zwei Probleme:

- Der Wärmerechner von AQUAMETRO im Ladekreis arbeitete fehlerhaft.

Problembesehung: Der Wärmerechner wurde durch AQUAMETRO repariert und kontrolliert.

- Der Speicher mit 4 Anschlüssen arbeitete nicht wie gewünscht. Durch die ausserordentlich starke Gegenströmung des Ladekreises (zuvor bereits von den geplanten 2,9 m³/h reduziert auf 2,4 m³/h) und des Entladekreises (1,8 m³/h) wurde der Speicher derart stark durchmischt, dass der Vorlauf zur Wärmeabgabe immer um ca. 4 K kälter war als die Verflüssigeraustrittstemperatur. Folge: reduzierte Speicherkapazität, zu kurze WP-Laufzeit, schlechtere Arbeitszahl ...

Problembhebung: Abblinden des einen oberen Speicheranschlusses (Vorlauf zur Wärmeabgabe) und Neuanschluss des Vorlaufes zur Wärmeabgabe am anderen Speicheranschluss (gemeinsam mit Verflüssiger-Austritt). Zusätzlich erfolgte noch der Einbau eines Magnetventils im Ladekreis zur Verhinderung einer Fehlzirkulation durch die zusätzliche Druckdifferenz über dem Speicher.

Praktisch während des ganzen Oktobers war es noch verhältnismässig warm. Die eigentliche Betriebsoptimierung war deshalb erst im November möglich.

Während des ganzen Dezembers 2001 lag ein regulärer Betrieb vor. Insbesondere wurde die Anlage mit dem Wärmeträger «Temper» betrieben. Einzig die Zwischendruckansaugung wurde am 14. Dezember 2001 verstellt:

- Thermostat «ein» bei ca. 96°C
- Nadelventileinstellung so, dass Regelkreis möglichst nicht schwingt

Der Dezember 2001 lieferte Messdaten bei sehr kalten Aussentemperaturen, was bereits eine aussagekräftige Beurteilung der Feldversuche anfangs Januar 2002 erlaubte:

- Der Tagesmittelwert der Vorlauftemperatur lag maximal um 52°C (Achtung: in diesem Mittelwert sind alle Messwerte eines Tages enthalten, also auch die Sperrzeiten!)
- Die Verflüssiger-Austrittstemperatur lag tatsächlich maximal um 56°C
- Die Zwischendruckansaugung arbeitete bei Arbeitsmitteltemperaturen zwischen 90 und 100°C im Zweipunktbetrieb, zeitweise stark schwingend
- Die Abtausteuerng arbeitete die meiste Zeit einwandfrei; zeitweise ergaben sich jedoch Probleme mit der Druckdifferenzmessung (siehe auch Abschnitt 10.2)
- Dichtigkeitsprobleme mit der Wärmeträgerflüssigkeit «Temper»

Anlässlich einer Zwischenorientierung am 28. Januar 2002 wurde allen Beteiligten Gelegenheit geben, zu reagieren, solange noch günstige Versuchsbedingungen vorlagen. Aufgrund dieser Zwischenorientierung wurden folgendes beschlossen:

- Da der Luftkühler offensichtlich grosszügig dimensioniert ist, werden probeweise 3 Ventilatoren (1 Reihe) ausgeschaltet; ergibt $3 \times 108 \text{ W} = 324 \text{ W}$ Hilfsenergie-Reduktion
- Die Einstellung der Zwischendruckansaugung bleibt unverändert
- Da die Abtausteuerng die meiste Zeit einwandfrei arbeitet, macht eine Änderung wenig Sinn
- Die Dichtigkeitsprobleme mit der Wärmeträgerflüssigkeit «Temper» sind erkannt, Änderungen an der Versuchsanlage sind jedoch nicht mehr möglich

Allen Beteiligten wurden danach auch die Monatsauswertungen für den Januar, den Februar und den März zur Verfügung gestellt. In der Zeit danach sind noch folgende Ereignisse erwähnenswert:

- 10.01.02 Durchfluss im Zwischenkreis von 4,3 m³/h auf 2,6 m³/h reduziert (festgestellt anlässlich der Januar-Auswertung)
- 13.02.02 3 Ventilatoren (1 Reihe) ausgeschaltet
- 18.02.02 Vergleichsdaten Glykol/Temper an Hochschule für Technik Rapperswil geliefert [4]
- Anfang März Schallmessungen durch EMPA Dübendorf [4]

6. Versuchsanlage Waltalingen

6.1 Gebäude und Wärmeabgabesystem

Der Fachwerkbau mit angebauter Scheune (Abbildung 8) wurde 1810 erbaut und wird heute als Einfamilienhaus mit einer Energiebezugsfläche von 180 m² genutzt. Das Wärmeabgabesystem, eine reine Heizkörperheizung, wurde 1977 eingebaut.

6.2 Messkonzept

Das vereinfachte Prinzipschema (Abbildung 9) und die Messtellenliste (Tabelle 10) zeigen die 33 erfassten Messstellen.

6.3 Hydraulik und Regelkonzept

Hydraulik (vgl. Abbildung 9) und Regelkonzept entsprechen der Standardlösung STASCH 3 bzw. STASCH 4 (wobei bei STASCH [2] die Einbindung der Retrofit-Wärmepumpe noch nicht definiert ist).

Auf der Heizungsseite wird ein Seriespeicher im Rücklauf eingesetzt, der mit konstantem Durchfluss von unten nach oben betrieben wird. Die Pumpe läuft immer.

Die Wärmepumpe wurde mit einer witterungsgeführten Rücklauftemperaturregelung von KWT mit einem Temperaturfühlerühler im Rücklauf betrieben. Die Reglereinstellung blieb während der ganzen Beobachtungszeit unverändert:

- Heizkurve bei -10°C AT = 52°C
- Heizkurve bei 20°C AT = 22°C
- Lineare Kennlinie
- Hysterese ca. 2 K (nicht einstellbar)
- Warmwasser-Sollwert 60°C mit Hysterese -10 K



Abbildung 8: Versuchsanlage Waltalingen; das Wohnhaus ist der Fachwerkbau links und der Mittelteil der ehemaligen Scheune; der Luftkühler (Bild rechts) steht rechts neben der Scheune

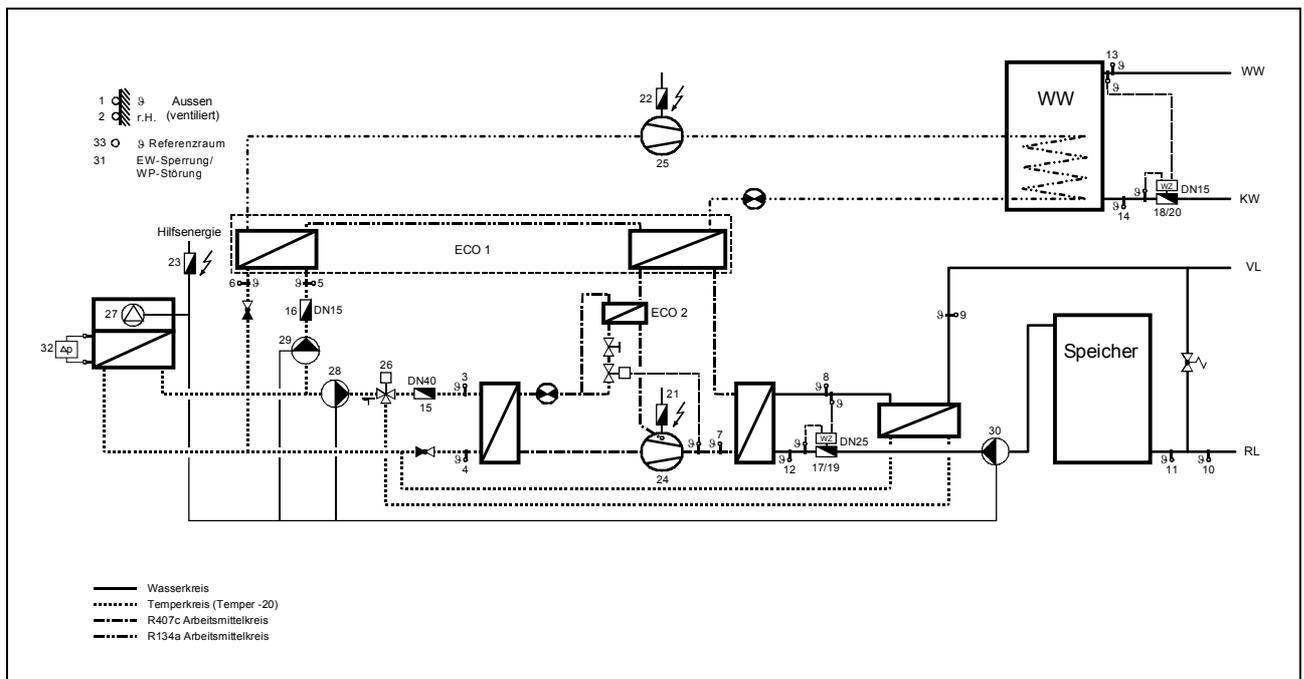


Abbildung 9: Prinzipschema Waltalingen

Nr.	Messgröße	Messort	Messgerät/-fühler	Messbereich	Messsignal
1	Temperatur	Wärmequelle: Aussenluft (ventiliert)	NTC	-50...+110°C	
2	Relative Feuchte	Wärmequelle: Aussenluft (ventiliert)	Vaisala (kapazitiv)	0...100% r. H.	0...1 V
3	Temperatur	Zwischenkreis: Heizungs-WP Verdampfer Eintritt	Ni 1000	-35...+125°C	
4	Temperatur	Zwischenkreis: Heizungs-WP Verdampfer Austritt	Ni 1000	-35...+125°C	
5	Temperatur	Zwischenkreis: WW-WP Verdampfer Eintritt	Ni 1000	-35...+125°C	
6	Temperatur	Zwischenkreis: WW-WP Verdampfer Austritt	Ni 1000	-35...+125°C	
7	Temperatur	Arbeitsmittel: Heizungs-WP Verdichter Austritt	Ni 1000	-35...+125°C	
8	Temperatur	Heizkreis: WP Austritt (Verflüssiger)	Ni 1000	-35...+125°C	
9	Temperatur	Heizkreis: Heizung Vorlauf (Abtau-WT Austritt)	Ni 1000	-35...+125°C	
10	Temperatur	Heizkreis: Heizung Rücklauf (RL vor Überströmventil)	Ni 1000	-35...+125°C	
11	Temperatur	Heizkreis: Speicher Eintritt (RL nach Überströmventil)	Ni 1000	-35...+125°C	
12	Temperatur	Heizkreis: WP Eintritt (Verflüssiger)	Ni 1000	-35...+125°C	
13	Temperatur	Warmwasser: Speicher Austritt (WW)	Ni 1000	-35...+125°C	
14	Temperatur	Warmwasser: Speicher Eintritt (KW)	Ni 1000	-35...+125°C	
15	Volumen ²⁾	Zwischenkreis: Heizungs-WP Verdampfer Eintritt	Topas	0...3 m³/h	1 Liter/Imp.
16	Volumen ²⁾	Zwischenkreis: WW-WP Verdampfer Eintritt	Topas	0...1,5 m³/h	1 Liter/Imp.
17	Volumen ²⁾	Heizkreis: Heizungs-WP Verflüssiger Eintritt	Topas /Calec MB	0...3 m³/h	1 Liter/Imp.
18	Volumen ²⁾	Warmwasser: Speicher Eintritt (KW)	Topas /Calec MB	0...1,5 m³/h	1 Liter/Imp.
19	Wärme ³⁾	Heizkreis: Heizungs-WP Verflüssiger	Calec MB	0...20 kW	10 Wh/Imp.
20	Wärme ³⁾	Warmwasser: WW-Speicherbezug	Calec MB	0...100 kW	10 Wh/Imp.
21	Elektrizität ¹⁾	Wärmepumpe: Verdichter Heizen	EMU 32.x1M	max. 10 kW	1 Wh/Imp.
22	Elektrizität ¹⁾	Wärmepumpe: Verdichter WW	EMU 32.x1M	max. 10 kW	1 Wh/Imp.
23	Elektrizität ¹⁾	Wärmepumpe: Hilfsenergie (Ventilator, UP's etc.)	EMU 32.x1M	max. 10 kW	1 Wh/Imp.
24	Betriebsstunden	Wärmepumpe: Verdichter Heizen		0...10'	1 s/Imp.
25	Betriebsstunden	Wärmepumpe: Verdichter WW		0...10'	1 s/Imp.
26	Betriebsstunden	Wärmepumpe: Abtauen		0...10'	1 s/Imp.
27	Betriebsstunden	Wärmepumpe: Ventilator		0...10'	1 s/Imp.
28	Betriebsstunden	Wärmepumpe: Umwälzpumpe Zwischenkreis Heizungs-WP		0...10'	1 s/Imp.
29	Betriebsstunden	Wärmepumpe: Umwälzpumpe Zwischenkreis WW-WP		0...10'	1 s/Imp.
30	Betriebsstunden	Wärmeabgabe: Umwälzpumpe Heizkreis		0...10'	1 s/Imp.
31	Betriebsstunden	Wärmepumpe: EW-Sperrung/WP-Störung		0...10'	1 s/Imp.
32	Druckdifferenz	Wärmepumpe: Rückkühler (luftseitig)	QBM 65-1/C	0...1 mbar	0...10 V
33	Temperatur	Referenzraum: Raumluf	NTC	-50...+110°C	

¹⁾ Elektrozähler (Privatzähler) mit Impulsausgang (1 Wh/Impuls)
²⁾ Flügelrad-Volumenstromzähler mit Impulsausgang (1 Liter/Impuls)
³⁾ Wärmezähler mit Impulsausgängen (10 Wh/Impuls)

Tabelle 10: Messstellenliste Waltalingen (die Numerierung bezieht sich auf Abbildung 9)

6.4 Auslegung

Auslegung und Betrieb erfolgten grundsätzlich auf eine möglichst hohe Jahresarbeitszahl (d. h. kein kostenoptimaler Betrieb).

Pos.	Auslegegrößen	Planungswerte	Wie ermittelt?
A	Energiekennlinie: Heizenergiebedarf pro 24 Stunden in Funktion der Aussentemperatur (ohne Warmwasser)	170 kWh/Tag bei -12°C AT 0 kWh/Tag bei 15°C AT (Heizgrenze)	Ölverbrauch der letzten 14 Jahre (inkl. Warmwasser) = 2290 l/a Kurzzeitmessung Heizung: 85 kWh/d bei 1,5°C AT
B	Temperaturkennlinien: Vorlauf- und Rücklauftemperaturen in Funktion der Aussentemperatur	Vorlauftemperatur: 58°C bei -12°C AT 45°C bei 0°C AT Rücklauftemperatur: 53°C bei -12°C AT 42°C bei 0°C AT	Relativ zuverlässige Daten ab Sigma-gyr-Regler: Vorlauftemperatur 58° bei -12°AT Kurzzeitmessung Heizung: Vorlauftemperatur 43°C bei 1,5° AT Durchfluss = 1,4 m³/h Vollbetriebsstunden = 16 h/d
C	Energiebedarf zur Wassererwärmung pro 24 Stunden	Wassererwärmer 330 Liter 12 kWh/Tag	200 Liter pro Tag
D	Maximale Sperrzeit pro 24 Stunden	3 h	Aktuelle Sperrzeiten: 11.00-12.00 und 22.00-24.00 Uhr
E	Reduktion der Vollbetriebsstunden	0 h	Kein reduzierter Betrieb
F	Zur Auslegung der WP massgebende Lastkennlinie berechnet aus Pos. A, C, D, E	8,1 kW bei -12°C (= 45 W/m² EBF) 0 kW bei 15°C	(A + C) / (24 – D – E) C = 0 kWh (weil Wassererwärmung mit eigenem Verdichter erfolgt)
G	Massgebende WP-Kennlinie	8 kW bei A-12/W60 9,95 kW bei A0/W45 13,8 kW bei A15/W30	Siehe Tabelle 1
H	Schnittpunkt massgebende Lastkennlinie und massgebende WP-Kennlinie	8,05 kW bei -11,5°C AT, d. h. monovalenter Betrieb möglich bis -11,5°C	
J	Kältekreis Heizung	Pumpe: Biral M 14 (Stufe 2) mit 2,8 m³/h bei 5 mWS	Rohrnetzberechnung mit Äthylenglykol/Wasser-Gemisch 38%
K	Kältekreis Warmwasser	Pumpe: Biral M 10 (Stufe 2) mit 0,5 m³/h bei 1,9 mWS	Rohrnetzberechnung mit Äthylenglykol/Wasser-Gemisch 38%
L	Ladekreis	entfällt (Seriespeicher)	
M	Entladekreis	Pumpe: Biral M 13 (Stufe 3) mit 1,8 m³/h bei 3,9 mWS	Rohrnetzberechnung mit Wasser
N	Speicher	Seriespeicher im Rücklauf 500 Liter = 36 l/kW max. Heizleistung	STASCH-Vorgabe [2]: 20...50 l/kW max. Heizleistung

Tabelle 11: Auslegung der Versuchsanlage Waltalingen

6.5 Inbetriebsetzung, Betriebsoptimierung und Versuchsbetrieb

Die Apparate wurden am 25.10.01 angeliefert und bis am 7.11.01 installiert. Die Inbetriebsetzung mit Start der Messdatenaufzeichnung erfolgte am 20.11.01.

Während des ganzen Dezembers 2001 lag ein regulärer Betrieb bei sehr kalten Aussentemperaturen vor, was bereits eine aussagekräftige Beurteilung der Feldversuche erlaubte. Diese Dezember-Auswertung zeigte:

- Der tatsächliche Wärmeleistungsbedarf (8,5 kW bei -12°AT) liegt 0,4 kW über dem Auslegewert (8,1 kW bei -12°AT); es sind also keinerlei Reserven vorhanden
- Wenn der Heizkreis-Verdichter allein lief, lag die tatsächliche Heizleistung der Wärmepumpe (6,8 kW bei -12°AT) um 1,2 kW tiefer als der Auslegewert (8,0 kW bei -12°AT)

- Wenn Heizkreis-Verdichter und Warmwasser-Verdichter parallel liefen, lag die tatsächliche Heizleistung der Wärmepumpe (5,7 kW bei -12°AT) sogar um 2,3 kW tiefer als der Auslegewert (8,0 kW bei -12°AT)

Dieses Heizleistungs-Manko der Wärmepumpe in Waltalingen hatte Folgen:

- Um die Raumtemperatur zu halten, musste vermehrt mit Holz nachgeheizt werden
- Der Tagesmittelwert der Vorlauftemperatur lag maximal um 46°C (Achtung: in diesem Mittelwert sind alle Messwerte eines Tages enthalten, also auch die Sperrzeiten!)
- Die Verflüssiger-Austrittstemperatur lag tatsächlich maximal um 52°C
- Die Zwischendruckansaugung kam nie zum Einsatz, da die Arbeitsmitteltemperatur nie über 85°C stieg

Weitere Probleme waren:

- Die Abtausteuering arbeitete die meiste Zeit einwandfrei; zeitweise ergaben sich jedoch Probleme mit der Druckdifferenzmessung (siehe auch Abschnitt 10.2)
- Dichtigkeitsprobleme mit der Wärmeträgerflüssigkeit «Temper»

Anlässlich einer Zwischenorientierung am 28. Januar 2002 wurde allen Beteiligten Gelegenheit geben, zu reagieren, solange noch günstige Versuchsbedingungen vorlagen. Aufgrund dieser Zwischenorientierung wurden folgendes beschlossen:

- Um die Ursache des Leistungsabfalls weiter abzuklären wird ein zusätzlicher Druckfühler auf der Saugseite des Heizungs-Verdichters eingebaut
- Da der Luftkühler offensichtlich grosszügig dimensioniert ist, wird probeweise 1 Ventilator ausgeschaltet; ergibt 108 W Hilfsenergie-Reduktion
- Die Einstellung der Zwischendruckansaugung bleibt unverändert
- Da die Abtausteuering die meiste Zeit einwandfrei arbeitet, macht eine Änderung wenig Sinn
- Die Dichtigkeitsprobleme mit der Wärmeträgerflüssigkeit «Temper» sind erkannt, Änderungen an der Versuchsanlage sind jedoch nicht mehr möglich

Allen Beteiligten wurden danach auch die Monatsauswertungen für den Januar, den Februar und den März zur Verfügung gestellt. In der Zeit danach sind noch folgende Ereignisse erwähnenswert:

- 29.01.02 Ventilator Nummer 3 ausgeschaltet
- 31.01.02 Arbeitsmittel nachgefüllt (in der Folge wurde der Leistungsabfall, verursacht durch die Wassererwärmung, nicht mehr beobachtet)
- 01.-11.02.02 Messung Arbeitsmitteldruck
- 04.02.02 Betriebsstundenzähler Zwischendruckansaugung eingebaut
- 17.02.02 Korrodierter Temperaturfühler am Verdampfer-Austritt ausgewechselt
- Ab 15.02.02 Druckmessungen für Hochschule für Technik Rapperswil [4]
- 06.03.02 Schallmessungen durch EMPA Dübendorf [4]

7. Definitionen zur Auswertung

7.1 Verwendete Gleichungen

Leistungszahl, nur Heizung, 1-Minuten-Mittelwerte (ohne Abtauen):

$$\varepsilon_H = \frac{\dot{Q}_H}{P_H} \quad (1)$$

Carnot'sche Leistungszahl:

$$\varepsilon_C = \frac{T_o}{T_o - T_u} \quad (2)$$

Gütegrad aus Leistungszahl, nur Heizung, 1-Minuten-Mittelwerte (ohne Abtauen):

$$\eta_{\varepsilon, H} = \frac{\varepsilon_H}{\varepsilon_C} \quad (3)$$

Coefficient of Performance des Gesamtsystems in Anlehnung an EN 255 gemäss [1]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_H - \dot{Q}_{Abt} + \dot{Q}_{WW} + \dot{Q}_{B, WW}}{P_H + P_{WW} + P_{PZH} + P_{PZWW} + P_V + P_K + P_{SR}} \quad (4)$$

→ *Da im Feldversuch nicht über eine genügend lange Zeit ein Beharrungszustand in einer definierten Betriebsart vorliegt, konnte diese Gleichung aus [1] nicht direkt verwendet werden; im Folgenden sind die tatsächlich verwendeten Gleichungen aufgeführt*

Coefficient of Performance, nur Heizung, 1-Minuten-Mittelwerte (ohne Abtauen):

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_H}{P_H + P_{Hilf, H}} \quad (5)$$

Gütegrad aus COP, nur Heizung, 1-Minuten-Mittelwerte (ohne Abtauen):

$$\eta_{COP, H} = \frac{COP_H}{\varepsilon_C} \quad (6)$$

Coefficient of Performance, gemischter Betrieb (nur Heizung / Heizung + WW / nur WW), exklusive Abtauen, Tagesmittelwerte:

$$COP_{1d, exklAbt} = \frac{\dot{Q}_{H, 1d} + \dot{Q}_{WW, 1d} + \dot{Q}_{B, WW, 1d}}{P_{H, 1d} + P_{WW, 1d} + P_{Hilf, 1d}} \quad (7)$$

Coefficient of Performance, gemischter Betrieb (nur Heizung / Heizung + WW / nur WW), inklusive Abtauen, Tagesmittelwerte:

$$COP_{1d, inklAbt} = \frac{\dot{Q}_{H, 1d} - \dot{Q}_{Abt, 1d} + \dot{Q}_{WW, 1d} + \dot{Q}_{B, WW, 1d}}{P_{H, 1d} + P_{WW, 1d} + P_{Hilf, 1d}} \quad (8)$$

Mittlere Arbeitszahl (der Beobachtungszeitraum ist anzugeben):

$$MAZ = \frac{Q_H - Q_{Abt} + Q_{WW} + Q_{B, WW}}{W_H + W_{WW} + W_{Hilf}} \quad (9)$$

JAZ = Jahresarbeitszahl = MAZ mit Beobachtungszeitraum eines vollen Jahres

7.2 Verwendete Formelzeichen

\dot{Q}_H = Heizleistung über Verflüssiger

\dot{Q}_{Abt} = Abtauleistung (Entzug aus Heizkreis)

\dot{Q}_{WW} = Warmwasserleistung nach Wassererwärmer

$\dot{Q}_{B,WW}$ = Bereitschaftsverlust Wassererwärmer

P_H = Leistungsaufnahme Verdichter Heizkreis

P_{WW} = Leistungsaufnahme Verdichter Wassererwärmung

$P_{Hilf} = P_{PZH} + P_{PZWW} + P_V + P_K + P_{SR} =$ Leistungsaufnahme Hilfsbetriebe (10)

$P_{Hilf,H} = P_{PZH} + P_V + P_K + P_{SR} =$ Leistungsaufn. Hilfsbetriebe, nur Heizung, 1-Min.-Mittelwert (11)

$P_{Hilf,1d} = P_{PZH,1d} + P_{PZWW,1d} + P_{V,1d} + P_{K,1d} + P_{SR} =$ Leistungsaufn. Hilfsbetriebe, Tagesmittelwert (12)

P_{PZH} = Leistungsaufnahme Pumpe Zwischenkreis Heizung

P_{PZWW} = Leistungsaufnahme Pumpe Zwischenkreis Warmwasser

P_V = Leistungsaufnahme Ventilator Luftkühler

$P_K [W] = 27,8 \frac{\dot{V}_K^3 [m^3 / h]}{k_V^2 [m^3 / h] \cdot \eta_{Pumpe} [-]} =$ Anteilige Leistungsaufnahme der Verflüssigerpumpe (13)

In Anlehnung an EN255, unter Verwendung des kv-Wertes der massgebenden Druckabfälle

\dot{V}_K = Durchfluss Verflüssiger

k_V = kv-Wert der massgebenden Druckabfälle zur Berechnung der anteiligen Leistungsaufnahme der Verflüssigerpumpe

η_{Pumpe} = Wirkungsgrad Verflüssigerpumpe

P_{SR} = Leistungsaufnahme Steuerung/Regelung

T_o = Absolut-Temperatur oben = Verflüssiger-Austrittstemperatur

T_u = Absolut-Temperatur unten = Aussenlufttemperatur

Zu den nachfolgenden Grössen ist der Beobachtungszeitraum anzugeben:

Q_H = Produzierte Heizwärme

Q_{Abt} = Heizwärme-Entzug aus Heizkreis zum Abtauen

Q_{WW} = Produzierte Wärme zur Wassererwärmung

$Q_{B,WW}$ = Wärmeverlust Wassererwärmer

W_H = Energieverbrauch Verdichter Heizkreis

W_{WW} = Energieverbrauch Verdichter Wassererwärmung

$W_{Hilf} = W_{PZH} + W_{PZWW} + W_V + W_K + W_{SR} =$ Energieverbrauch Hilfsbetriebe (14)

W_{PZH} = Energieverbrauch Pumpe Zwischenkreis Heizung

W_{PZWW} = Energieverbrauch Pumpe Zwischenkreis Warmwasser

W_V = Energieverbrauch Ventilator Luftkühler

W_K = Anteiliger Energieverbrauch der Verflüssigerpumpe in Anlehnung an EN255

W_{SR} = Energieverbrauch Steuerung/Regelung

Die zusätzlichen Indices bedeuten:

H = Betriebsart «nur Heizung»

1d = Tagesmittelwert

exklAbt = exklusive Abtauen

inklAbt = inklusive Abtauen

7.3 Verwendete Messwerte und Konstanten

Messwerte Leistungen: Für die Auswertung wurden grundsätzlich die Werte der Wärmezähler und Elektrozähler verwendet. Einzig für die die Abtauleistung wurde die Wärmezählung über den Datenlogger verwendet.

Bereitschaftsverlust Wassererwärmer: Sowohl für Waltalingen wie für Münsingen wurde der Messwert von Münsingen verwendet (212 W). Dieser Wert konnte bestimmt werden, da die Bewohner der Versuchsanlage Münsingen während den Weihnachtsferien abwesend waren.

kv-Wert zur Berechnung der anteilige Leistungsaufnahme der Verflüssigerpumpe: Es wurde nur der kv-Wert des Verflüssigers aus der Wärmetauscher-Berechnung des Herstellers SWEP eingesetzt. Der kv-Wert des Abtau-Wärmetauschers wurde nicht berücksichtigt; dies bedeutet, dass ein Umschaltventil zur Umgehung des Abtau-Wärmetauschers eingebaut sein muss.

Wirkungsgrad zur Berechnung der anteilige Leistungsaufnahme der Verflüssigerpumpe: Es wurde der Wert gemäss EN255 von 0,2 in die Rechnung eingesetzt.

Leistungsaufnahme Steuerung/Regelung: Es wurde ein konstanter Wert von 25 W in die Rechnung eingesetzt.

7.4 Weitere Bemerkungen zur Auswertung

■ Bedingungen für Regressionen mit 1-Minuten-Mittelwerten bei Heizbetrieb ohne Warmwasserbereitung:

- Heizungsverdichter läuft
- Warmwasserverdichter läuft nicht
- Heizungsverdichter läuft UND Warmwasserverdichter läuft nicht seit mindestens 2 Minuten

■ Bedingungen für Regressionen mit 1-Minuten-Mittelwerten bei Heizbetrieb mit gleichzeitig laufender Warmwasserbereitung:

- Heizungsverdichter läuft
- Warmwasserverdichter läuft
- Heizungsverdichter UND Warmwasserverdichter laufen seit mindestens 2 Minuten

■ Für Tagesmittelwerte werden nur gültige Messwerte verwendet (z. B. Durchfluss vorhanden)

■ Auswertungen in Abhängigkeit des Tagesmittelwertes der Aussentemperatur:

- Für Werte, die den ganzen Tag anliegen, wird der Tagesmittelwert verwendet, der aus allen 1-Minuten-Mittelwerten berechnet wurde
- Für Werte, die nur anliegen, wenn die Wärmepumpe läuft, wird der Tagesmittelwert verwendet, der nur aus den 1-Minuten-Mittelwerten berechnet wurde, wenn die Wärmepumpe lief

8. Auswertung Münsingen

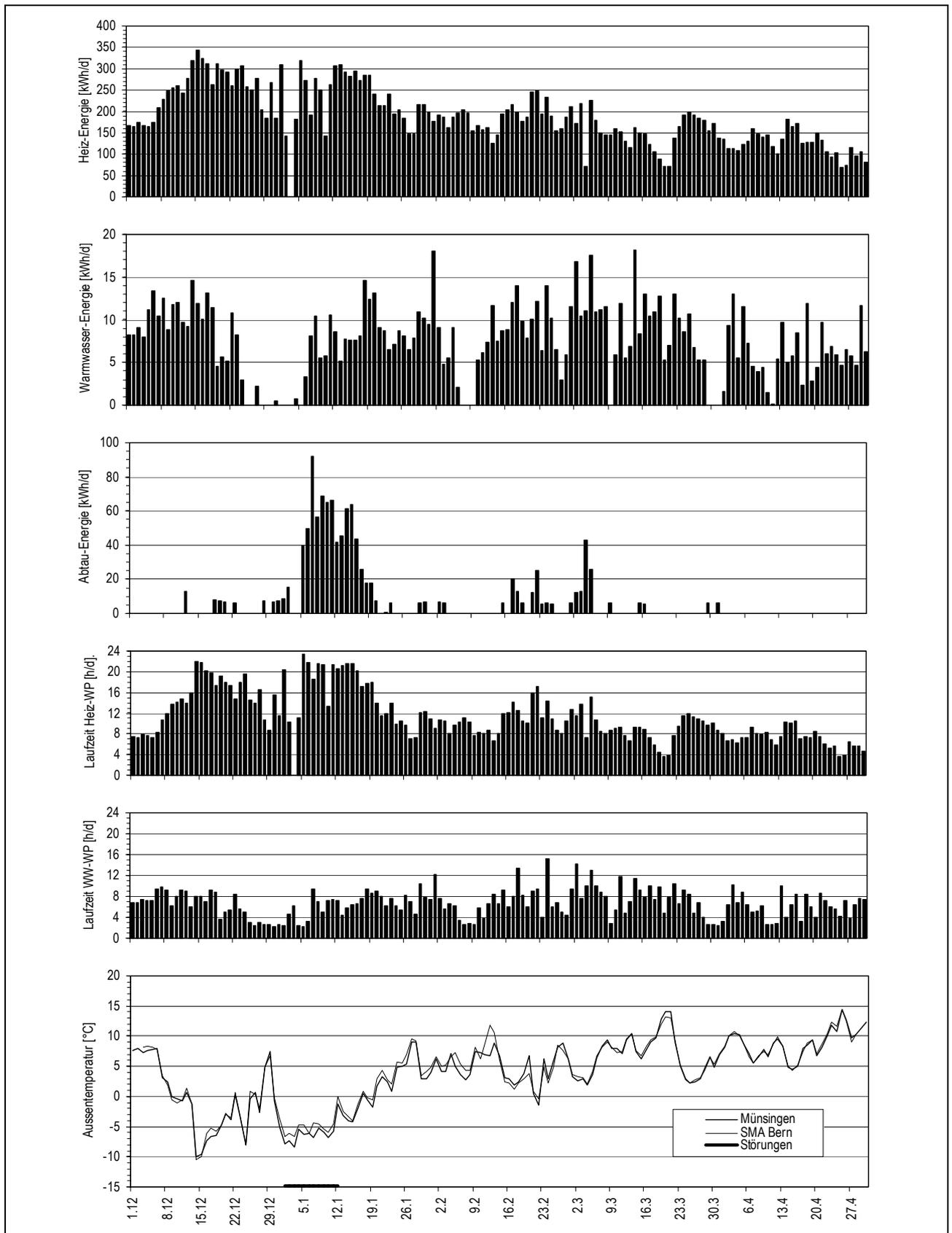


Abbildung 12: Tageswerte im Beobachtungszeitraum 01.12.01-30.04.02

8.1 Übersicht Beobachtungszeitraum

Messdaten sind seit dem 1. Oktober 2001 verfügbar. Weil der Oktober aber noch verhältnismässig warm war, konnte die eigentliche Betriebsoptimierung erst im November erfolgen. Auch der Wärmeträger «Temper» wurde erst am 23. November eingefüllt. Ein regulärer Betrieb liegt deshalb erst seit dem 1. Dezember vor. Deshalb wurde der Beobachtungszeitraum vom 1. Dezember 2001 bis 30. April 2002 festgelegt.

Abbildung 12 gibt eine Übersicht der Tageswerte der produzierten Energie für Heizung, Warmwasser und Abtauung, der Laufzeiten für Heizung und Warmwasser sowie des Aussentemperaturverlaufs im Beobachtungszeitraum. Vom 1. bis 12. Januar 2002 traten zahlreiche Störungen auf (im untersten Diagramm eingezeichnet), verursacht durch Wärmeträger-Leckage und fehlerhafte Auslösung der Abtauung. Bei einigen Auswertungen wurde dieser Zeitraum ausgeblendet (wird bei den betreffenden Auswertungen angegeben).

«Heiz-Energie» im obersten Diagramm ist die tatsächlich dem Haus zugeführte Nutzenergie, also die von der Wärmepumpe produzierte Wärme minus «Abtau-Energie» (drittes Diagramm). «Warmwasser-Energie» im zweiten Diagramm ist ebenfalls die Nutzenergie, also ohne Speicherverluste. In Zahlen ergibt sich die folgende Übersicht:

Heiz-Energie (Nutzenergie)	28'354 kWh	92,7 %
Warmwasser-Energie (Nutzenergie)	1'136 kWh	3,7 %
Abtau-Energie	<u>1'113 kWh</u>	<u>3,6 %</u>
Total	30'602 kWh	100,0 %

Innerhalb des Beobachtungszeitraums sind folgende Änderungen an der Anlage zu beachten:

- 14.12.01 Einstellung Zwischendruckansaugung
- 10.01.02 Durchfluss im Zwischenkreis von 4,3 m³/h auf 2,6 m³/h reduziert (festgestellt anlässlich der Januar-Auswertung)
- 13.02.02 3 Ventilatoren (1 Reihe) ausgeschaltet und Arbeitsmittel nachgefüllt

Wichtiger Hinweis: Für die Verflüssiger-Austrittstemperatur (Vorlauftemperatur) sind drei Werte zu unterscheiden. Für die Versuchsanlage Münsingen gilt:

- Auslegung: 57°C bei -12°C Aussentemperatur
- Gemessene Momentanwerte, welche die Wärmepumpe tatsächlich bewältigen musste: 56°C bei -10°C Aussentemperatur (ergäbe etwa 58°C bei -12°C Aussentemperatur)
- Gemessener 24-Stunden-Mittelwert inkl. Sperrzeit und Abtauen: 50°C bei -8°C Aussentemperatur

8.2 Typische Tagesverläufe

Das dynamische Verhalten der Versuchsanlage lässt sich am besten an typischen Tagesverläufen darstellen. Im folgenden sind drei typische Tage je auf einer Doppelseite dargestellt.

8.2.1 Kalter Tag – Samstag, 15.12.01

Tagesverlauf (Abbildung 13): Am 14. Dezember, dem kältesten Tag der Beobachtungsperiode, wurde die Zwischendruckansaugung eingestellt. Dies ist der darauffolgende Tag mit Aussentemperaturen um -10°C und Zwischenkreis-Temperaturen um $-12/-14^{\circ}\text{C}$. Die Wärmepumpe lief mit kurzen Unterbrechungen durch (Sperrzeit am Mittag), und es musste richtigerweise nie abgetaut werden (trockene Aussenluft).

Beobachtungen (Abbildung 14): Die Verflüssiger-Austrittstemperatur erreicht maximal 56°C und die Heissgastemperatur steigt rasch über 95°C , so dass die Zwischendruckansaugung zum Arbeiten kommt (am besten erkennbar an der erhöhten Elektroleistung): «ein» jeweils bei etwa 96°C , zeitweise stark schwingend. Ein deutlicher Anstieg der Heizleistung während der Zwischendruckansaugung ist feststellbar. Unschön ist, dass die Heizleistung abfällt, wenn der Wassererwärmer-Verdichter läuft. Diese Beobachtungen wurden an der Sitzung vom 28.01.02 den Beteiligten vorgestellt, um Massnahmen ergreifen zu können.

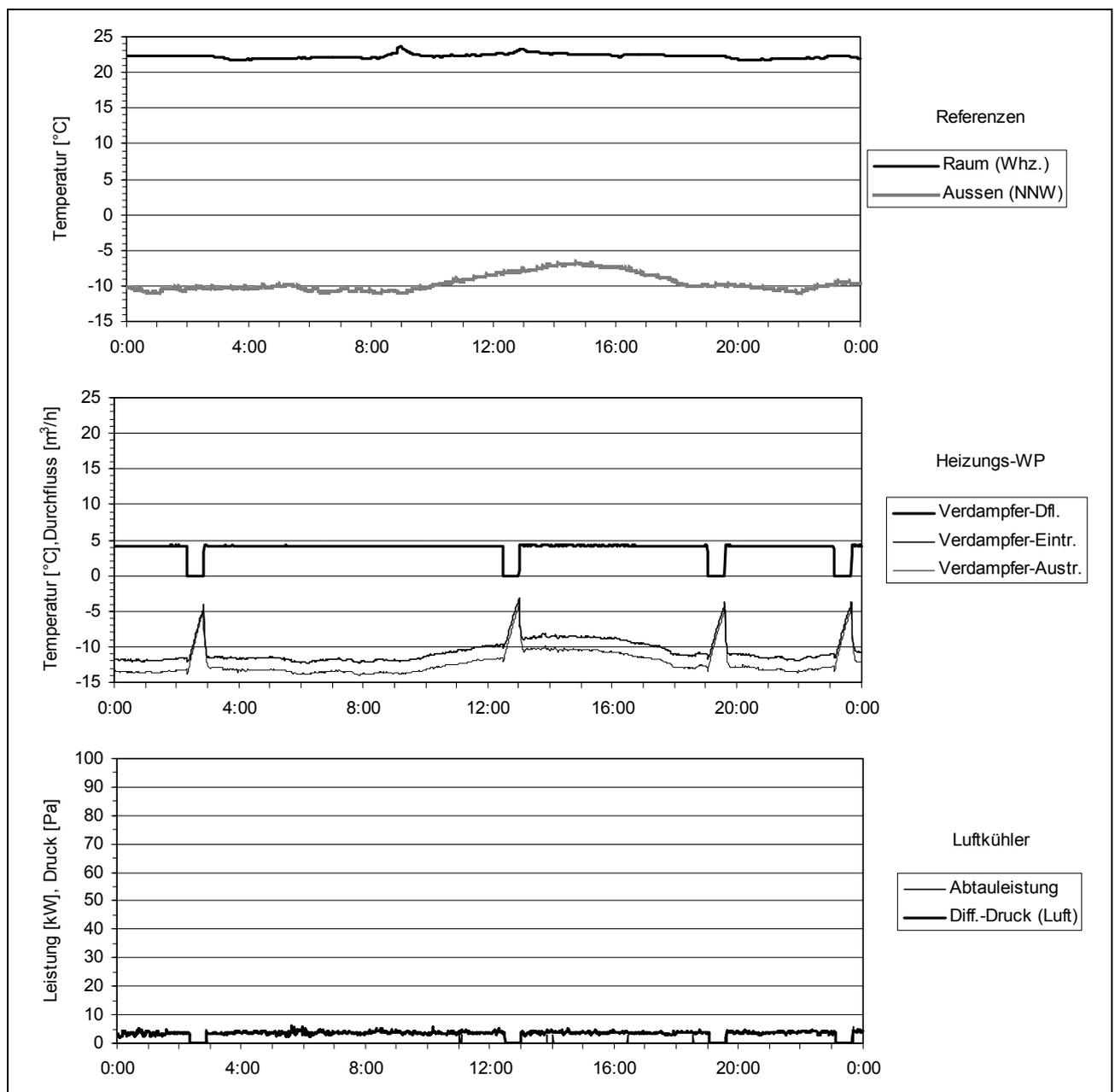


Abbildung 13: Kalter Tag 15.12.01 (Teil 1)

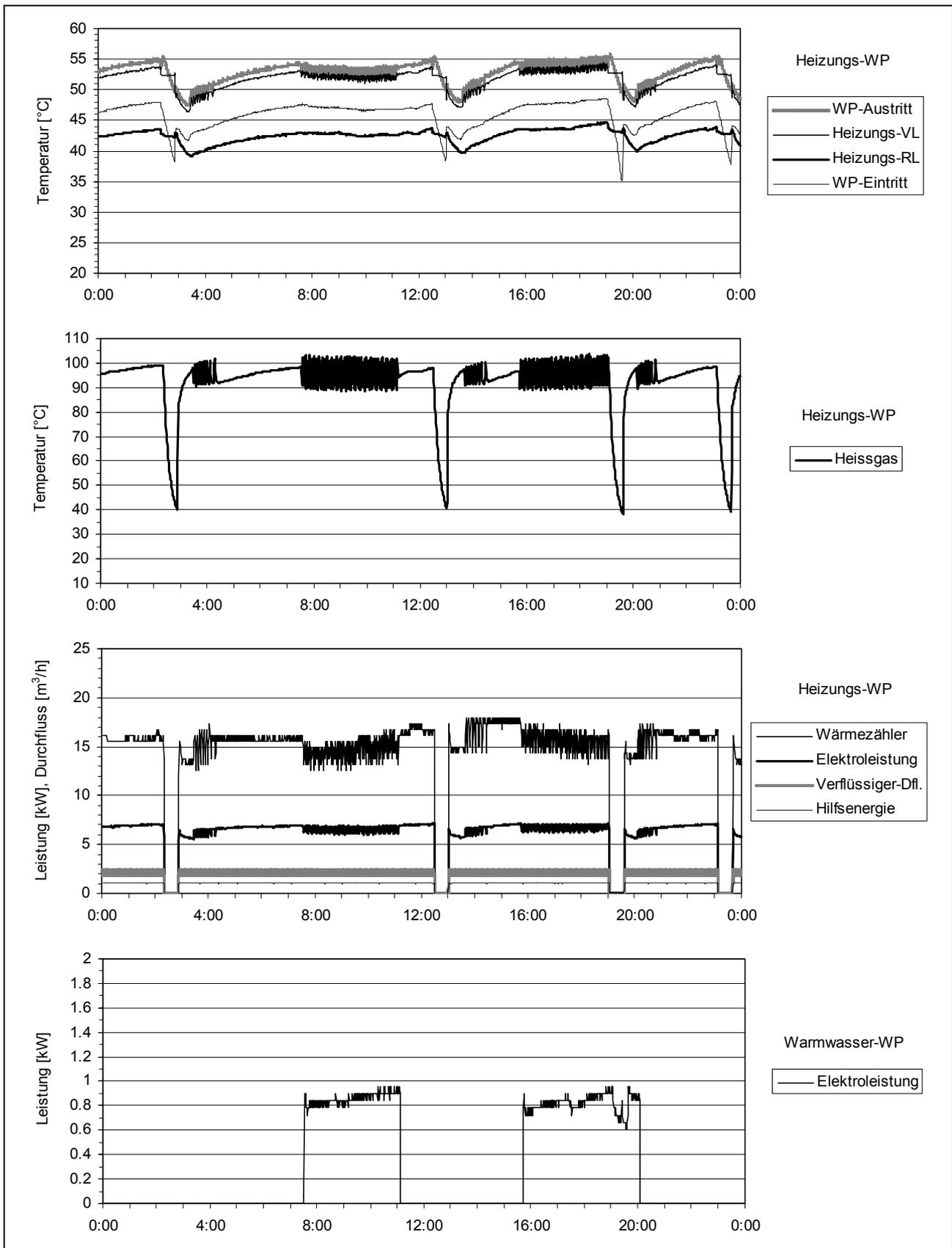


Abbildung 14: Kalter Tag 15.12.01 (Teil 2)

8.2.2 Durchschnittlicher Tag – Sonntag, 17.02.02

Tagesverlauf (Abbildung 15): Dies ist ein Tag mit Aussentemperaturen in der Nacht deutlich unter dem Gefrierpunkt und am Tag bis 10°C. Die Wärmepumpe lief, entsprechend dem Aussentemperaturverlauf in der Nacht wesentlich länger als am Tag. Während der Nacht und am frühen Morgen musste dreimal abgetaut werden (Auslösekriterium: Differenzdruck >15 Pa).

Beobachtungen (Abbildung 16): Die Verflüssiger-Austrittstemperatur erreicht maximal 53°C und die Heissgastemperatur steigt während der Nacht auf über 95°C, so dass auch hier die Zwischendruckansaugung zum Arbeiten kommt (am besten erkennbar an der erhöhten Elektroleistung), aber nicht mehr schwingend wie in Abbildung 14: «ein» jeweils bei etwa 96°C, worauf die Heizleistung deutlich höher wird.

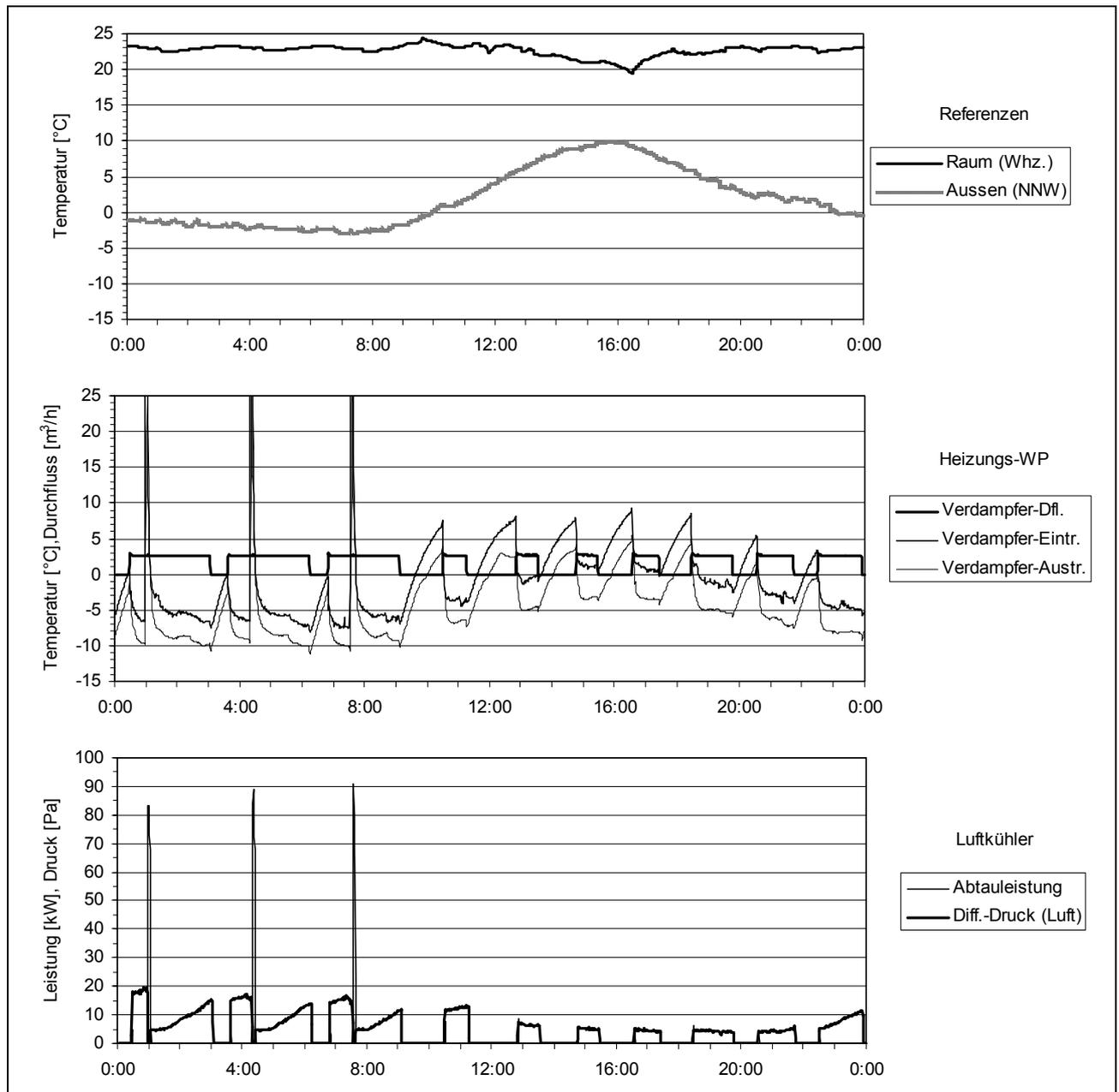


Abbildung 15: Durchschnittlicher Tag 17.02.02 (Teil 1)

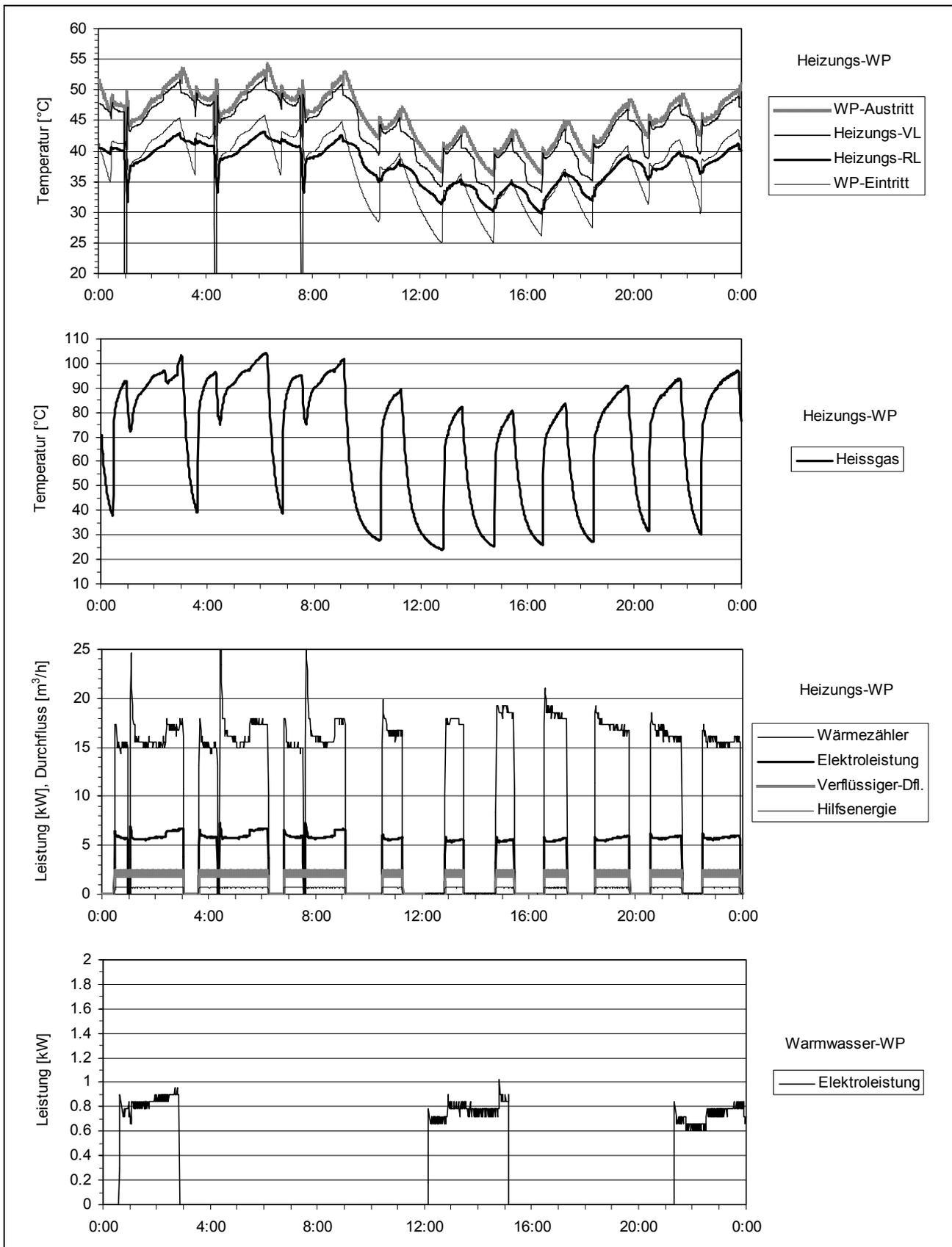


Abbildung 16: Durchschnittlicher Tag 17.02.02 (Teil 2)

8.2.3 Wärmerer Tag – Dienstag, 09.04.02

Tagesverlauf (Abbildung 17): Dies ist ein Tag mit Aussentemperaturen am frühem Morgen um 4°C und am Tag bis knapp 15°C. Die Wärmepumpe lief, entsprechend dem Aussentemperaturverlauf in der Nacht wesentlich länger als am Tag. Am Tag ergeben sich kürzeste Laufzeiten um 25 Minuten. Richtigerweise musste nie abgetaut werden.

Beobachtungen (Abbildung 18): Die Verflüssiger-Austrittstemperatur erreicht maximal 47°C und die Heissgastemperatur steigt nie über 90°C, so dass hier die Zwischendruckansaugung nicht zum Arbeiten kommt.

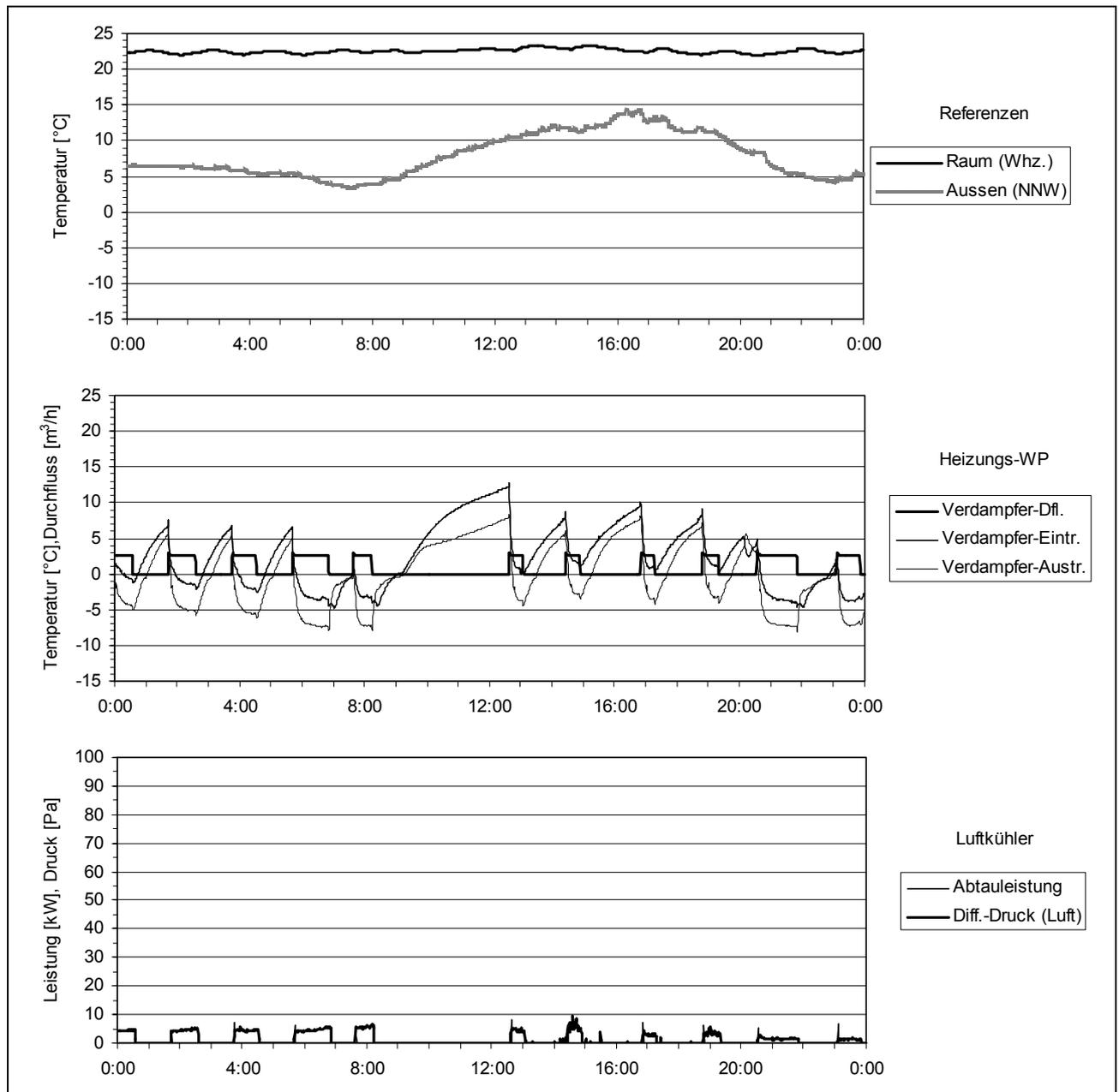


Abbildung 17: Warmer Tag 09.04.02 (Teil 1)

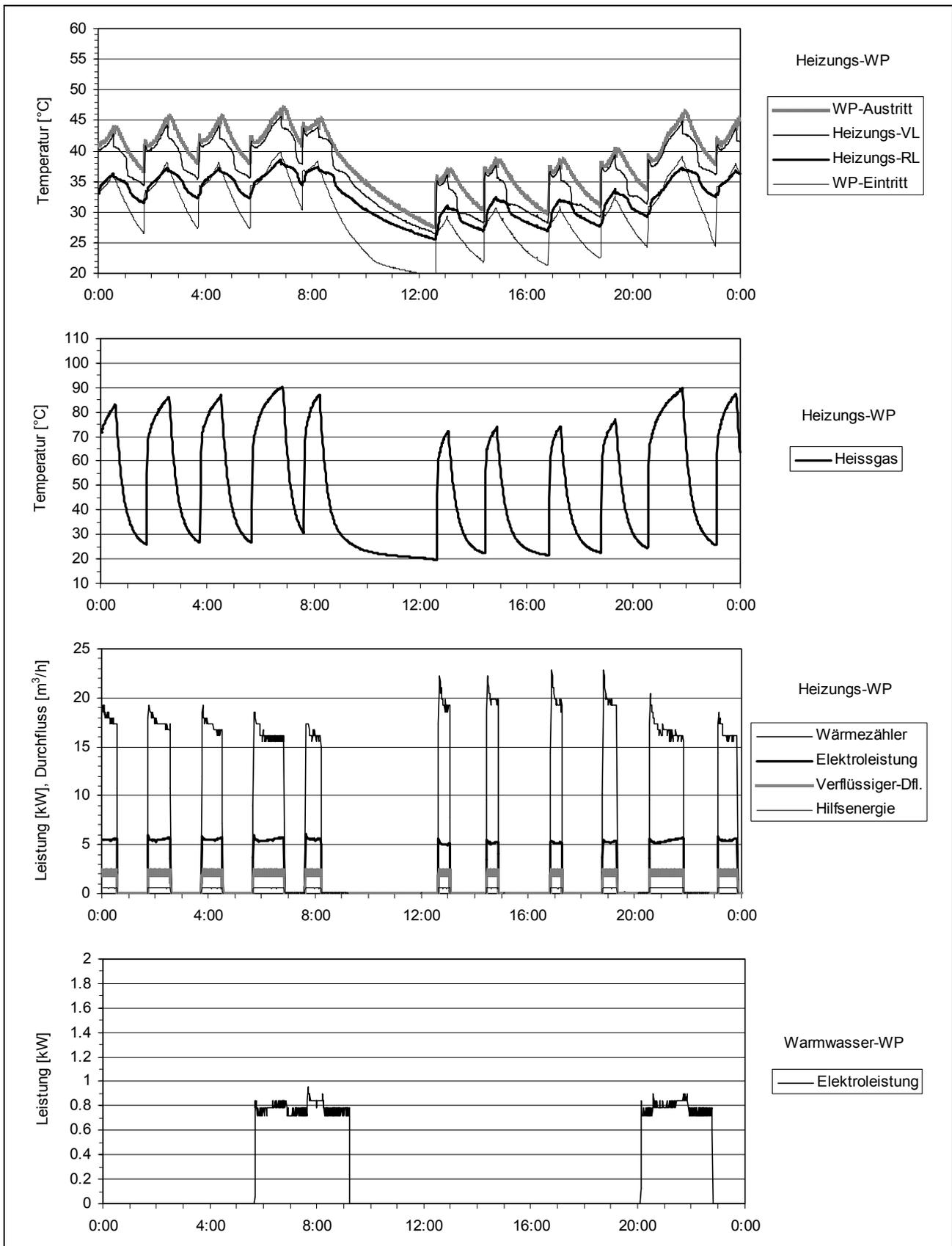


Abbildung 18: Warmer Tag 09.04.02 (Teil 2)

8.3 Kennlinien aus Tagesmittelwerten

Nur bei den Tagesmittelwerten kann der gemischte Betrieb von Heizung und Wassererwärmung beurteilt werden. Ebenso ist nur bei den Tagesmittelwerten eine Berücksichtigung der Abtauung möglich.

8.3.1 Wärmepumpenkennlinie und Lastkennlinien

In Abbildung 19 wurden die gemessenen Tageswerte [kWh/d] wie folgt in Leistung umgerechnet:

- Wärmepumpenkennlinie inkl. Abtauen = $\frac{[kWh/d]}{Wärmepumpenlaufzeit}$
- Massgebende Lastkennlinie unter Berücksichtigung der Sperrzeit = $\frac{[kWh/d]}{24h - 1,5h}$
- Lastkennlinie ohne Berücksichtigung der Sperrzeit = $\frac{[kWh/d]}{24h}$

Dargestellt sind die Mittelwerte der Aussentemperaturklassen -10...-5°C, -5...0°C usw.

Der Schnittpunkt der Wärmepumpenkennlinie und der massgebenden Lastkennlinie liegt bei -10°C. Somit ist ein monovalenter Betrieb bis zu einer Aussentemperatur von -10°C möglich (die Auslegung ergab -8°C).

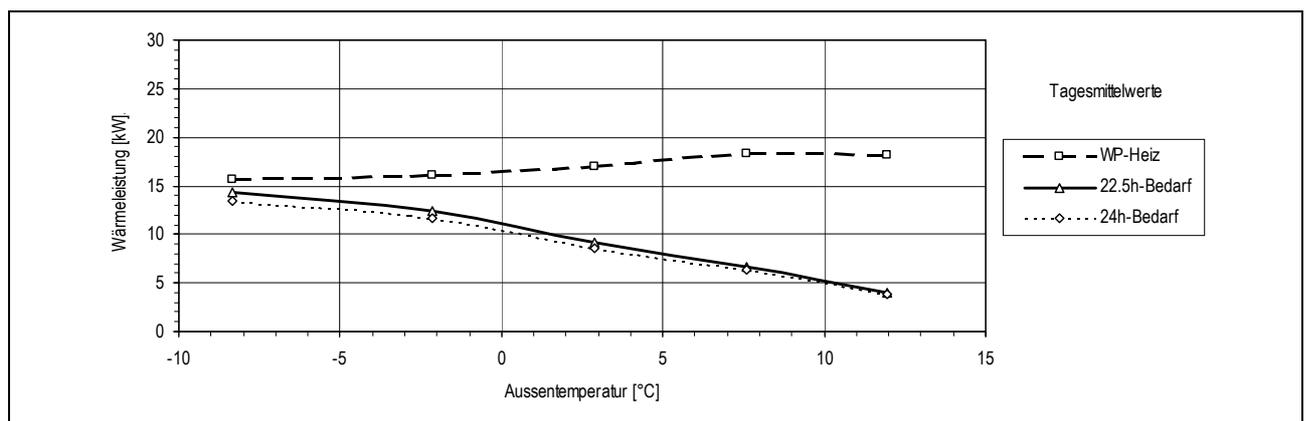


Abbildung 19: Wärmepumpenkennlinie inkl. Abtauen und Lastkennlinien 01.12.01-30.04.02 ohne 01.-12.01.02

8.3.2 Temperaturkennlinien

In Abbildung 20 sind die Vorlauf- und Rücklauf-Temperaturkennlinien als Mittelwerte der Aussentemperaturklassen -10...-5°C, -5...0°C usw. dargestellt. Dabei muss beachtet werden, dass es sich um 24-Stunden-Mittelwerte handelt, in denen auch Werte aus Sperrzeiten und Abtaubetrieb enthalten sind. Die Momentanwerte liegen höher (Vorlauftemperatur z. B. 56°C bei -10°C AT in Abbildung 14).

Zum Vergleich: Wenn die Anlage mit einem auf ein Mischventil wirkenden witterungsgeführten Vorlauftemperaturregler ohne Nachtabenkung betrieben würde (24-Stunden-Betrieb, gleicher Durchfluss), dann müsste diese Vorlauf-Temperaturkennlinie als Heizkurve am Regler eingestellt werden, um die gleiche Raumtemperatur wie im vorliegenden Fall zu erreichen.

Ebenso ist die Heissgaskennlinie dargestellt. Hierbei handelt es sich um Tagesmittelwerte der gültigen Messwerte (Verdichter läuft). Die Heissgaskennlinie kommt unter -4°C über 90°C . Hier kam die Zwischendruckansaugung zum Arbeiten (vgl. Abbildung 14 und Abbildung 15).

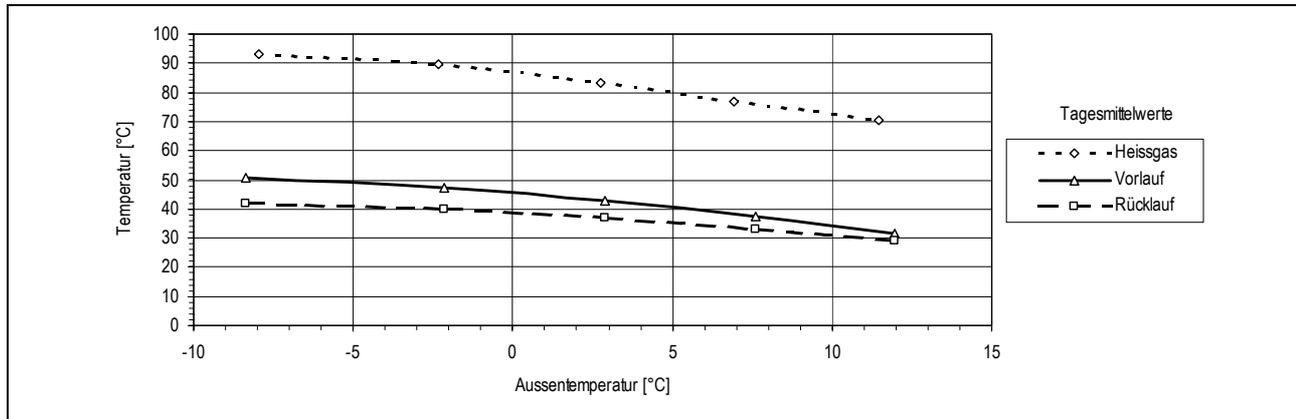


Abbildung 20: Heissgas- Vorlauf- und Rücklaufstemperaturkennlinien 01.12.01-30.04.02 ohne 01.-12.01.02

8.4 Wärmepumpenkennlinien

Die Wärmepumpenkennlinien des Heizungs-Verflüssigers in Abbildung 21 wurden wie folgt berechnet:

- Aus 1-Minuten-Mittelwerten
- Regression aus Wertepaaren entsprechend der Länge der gezeichneten Regressionsgeraden
- Betriebsart «nur Heizen» (oberes Diagramm) «Heizung und Warmwasser» (unteres Diagramm)
- Exkl. Abtauen

Auffallend ist, dass die Kennlinie für $50...55^{\circ}\text{C}$ Verflüssiger-Austrittstemperatur höher liegt als diejenige für $45...50^{\circ}\text{C}$. Dies ist das erwünschte Resultat der Zwischendruckansaugung: Durch den erhöhten Massenstrom auf der Arbeitsmittelseite wird die Heizleistung grösser.

In der Betriebsart «nur Heizung» ist die Heizleistung höher als in der Betriebsart «Heizung und Warmwasser».

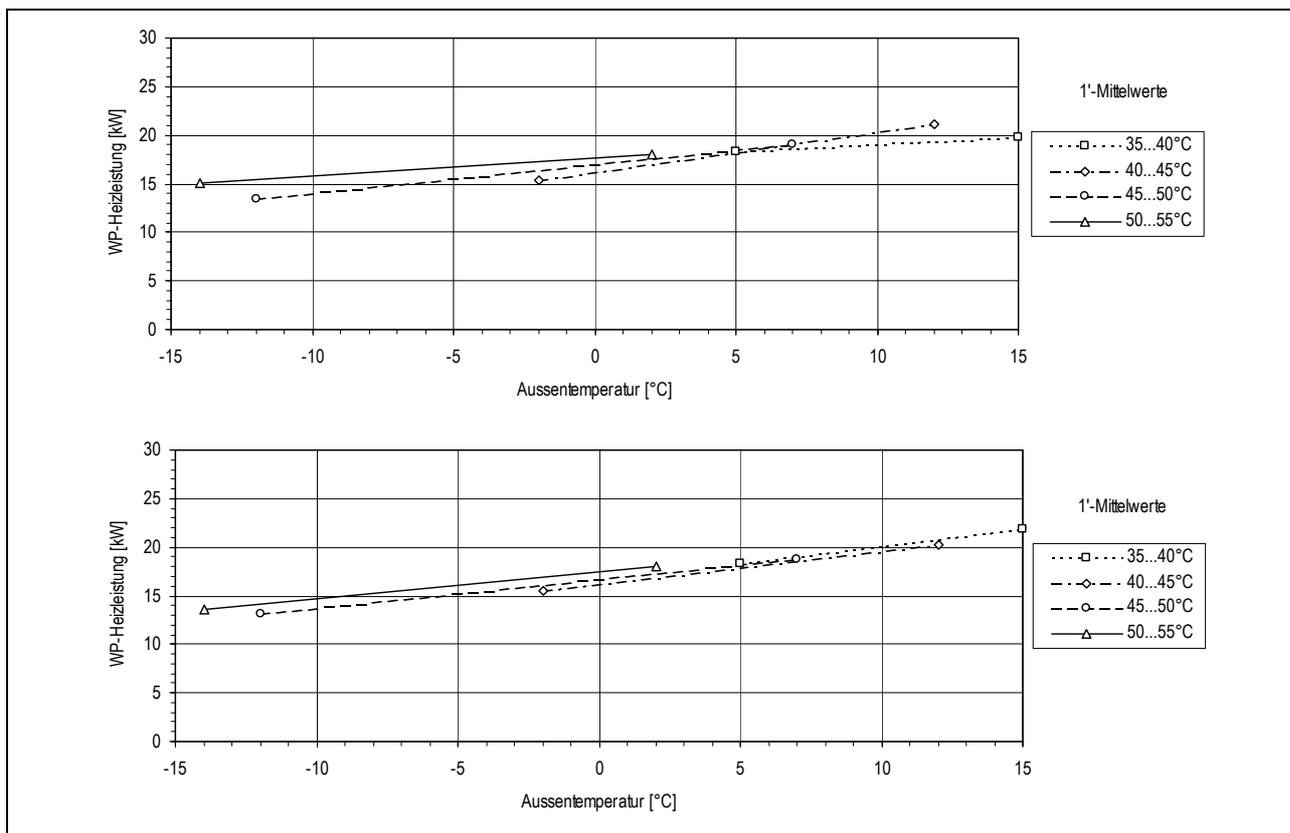


Abbildung 21: Wärmepumpenkennlinien des Heizungs-Verflüssigers exkl. Abtauen in der Betriebsart «nur Heizung» (oben) und «Heizung und Warmwasser» (unten) 01.12.01-30.04.02

8.5 Kennzahlen

8.5.1 Leistungszahlen

Die Leistungszahlen in Abbildung 22 wurden wie folgt berechnet:

- Aus 1-Minuten-Mittelwerten nach Gleichung (1)
- Regression aus Wertepaaren entsprechend der Länge der gezeichneten Regressionsgeraden
- Betriebsart «nur Heizen»
- Exkl. Abtauen

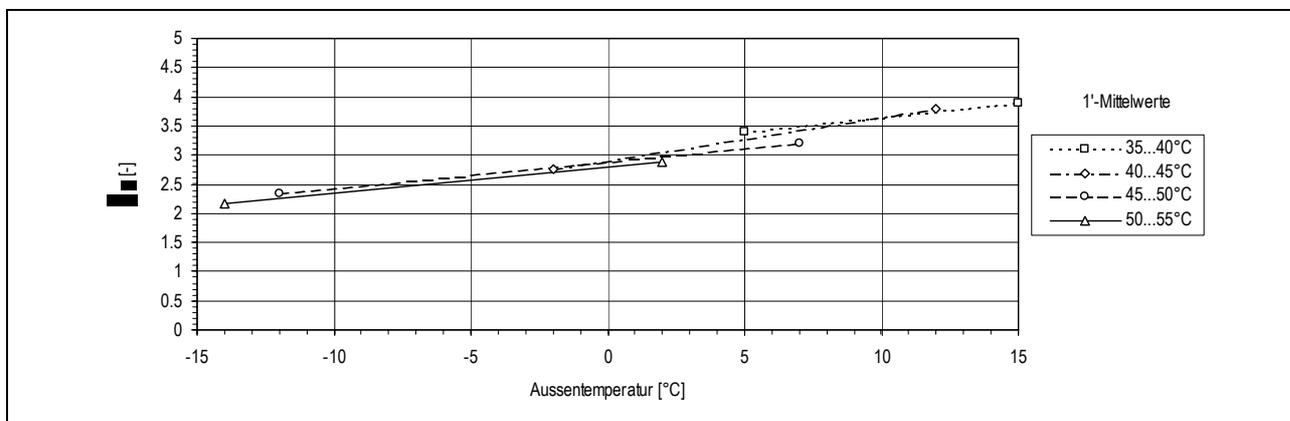


Abbildung 22: Leistungszahlen 01.12.01-30.04.02

8.5.2 COP

Die COP in Abbildung 23 wurden wie folgt berechnet:

- Aus 1-Minuten-Mittelwerten nach Gleichung (5)
- Regression aus Wertepaaren entsprechend der Länge der gezeichneten Regressionsgeraden
- Betriebsart «nur Heizen»
- Exkl. Abtauen

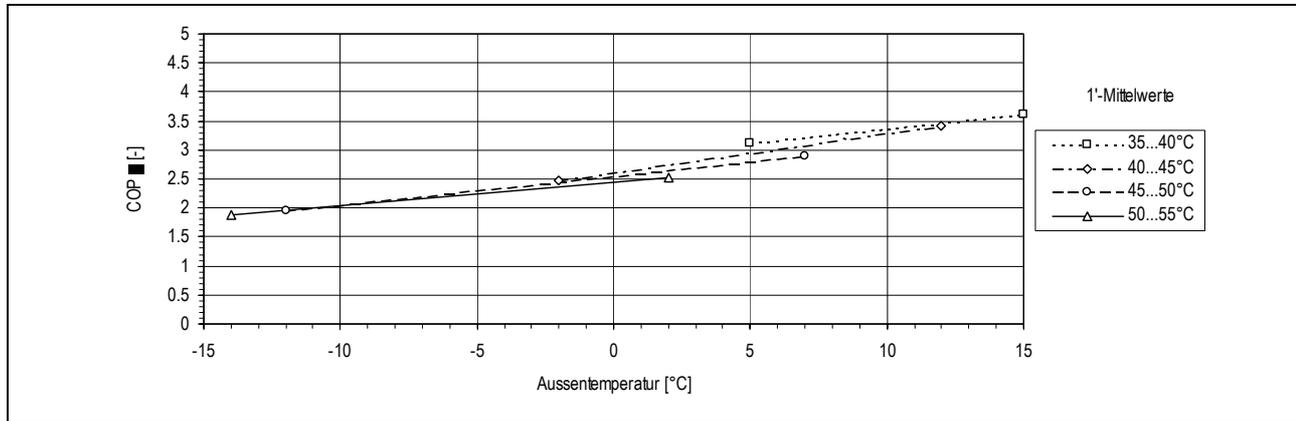


Abbildung 23: COP 01.12.01-30.04.02

8.5.3 COP für die Gesamtanlage inkl. Wassererwärmung und inkl. Abtauen

Die COP für die Gesamtanlage inkl. Wassererwärmung und inkl. Abtauen können nur mit Tagesmittelwerten berechnet werden. Die COP in Abbildung 24 wurden wie folgt berechnet:

- Aus Tagesmittelwerten nach den Gleichungen (7) exkl. Abtauen und (8) inkl. Abtauen
- Mittelwerte der Aussentemperaturklassen -10...-5°C, -5...0°C usw.
- Gemischte Betriebsart «nur Heizen», «Heizen und Warmwasser» und «nur Warmwasser»
- Exkl. Abtauen (obere Kurve), inkl. Abtauen (untere Kurve)

Bemerkenswert ist die geringe Verschlechterung der COP durch das Abtauen. Insbesondere bei tiefen Aussentemperaturen fand kein unnötiges Abtauen statt.

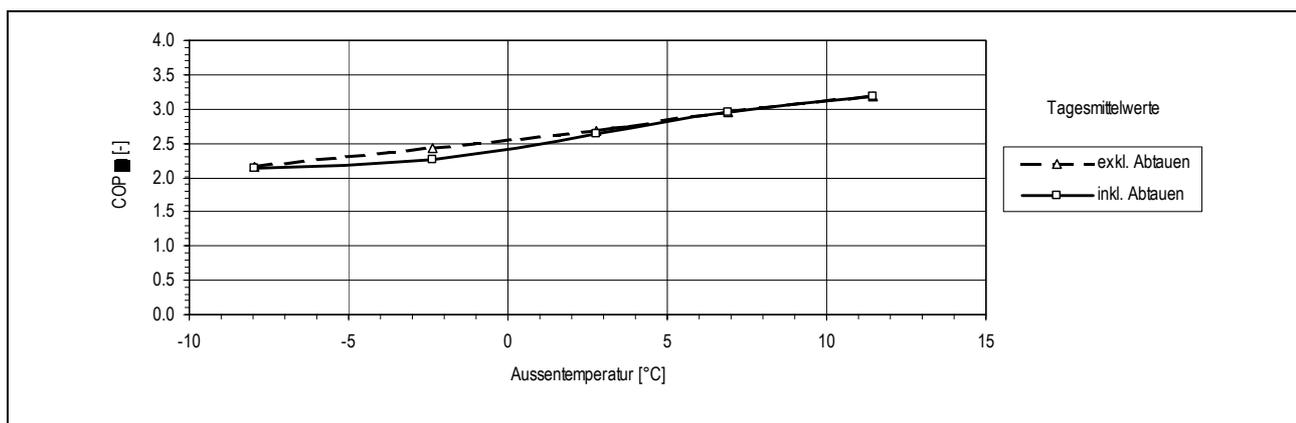


Abbildung 24: Tagesmittelwerte der COP für die Gesamtanlage inkl. Wassererwärmung und exkl./inkl. Abtauen 01.12.01-30.04.02 ohne 01.-12.01.02

8.5.4 Gütegrade

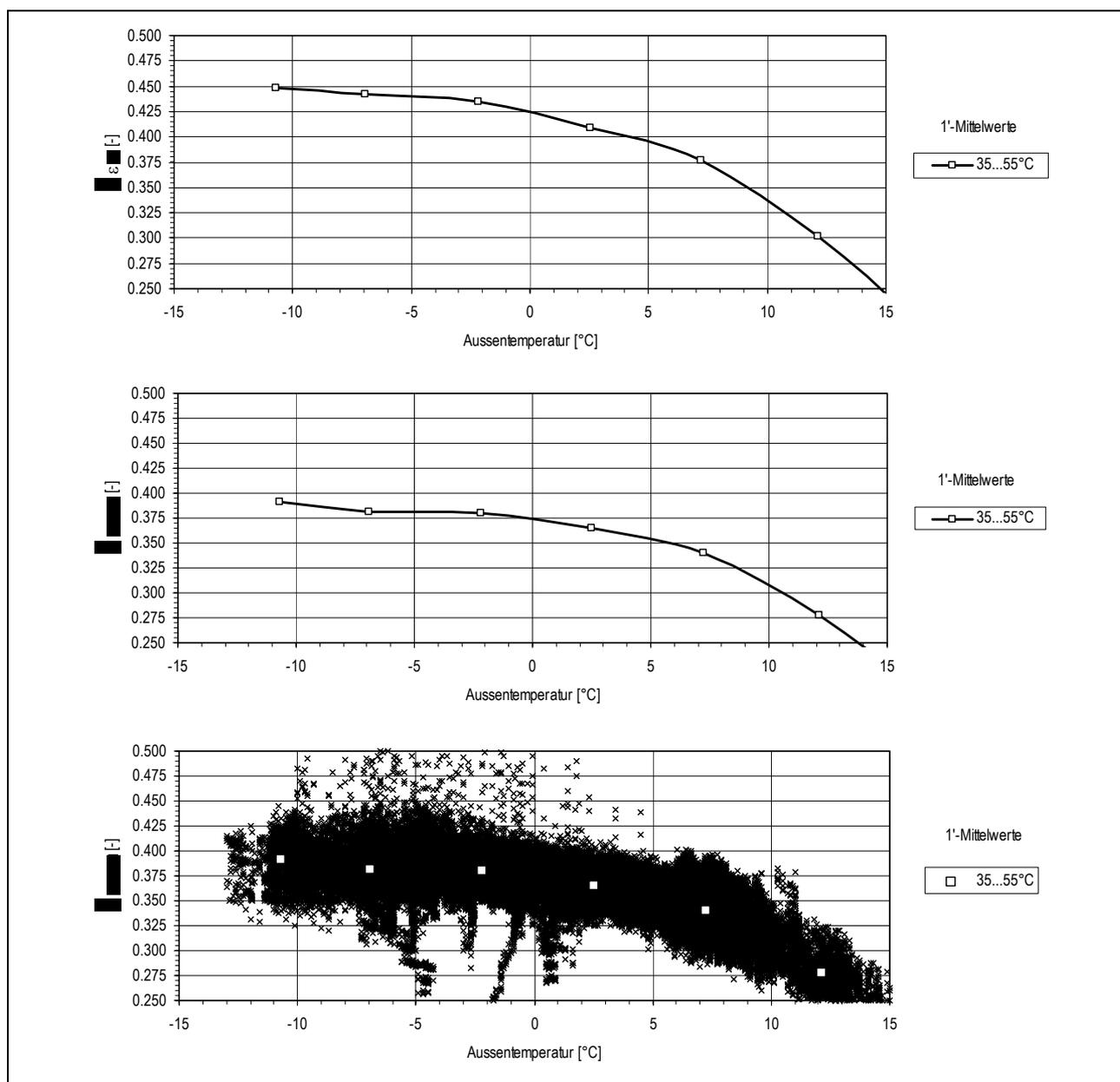


Abbildung 25: Gütegrad aus Leistungszahl (oberes Diagramm) und Gütegrad aus COP (untere beiden Diagramme) 01.12.01-30.04.02

Die Gütegrade in Abbildung 25 wurden wie folgt berechnet:

- Aus 1-Minuten-Mittelwerten nach Gleichung (3) für den Gütegrad aus der Leistungszahl und nach Gleichung (6) für den Gütegrad aus der COP
- Mittelwerte der Aussentemperaturklassen -10...-5°C, -5...0°C usw.
- Betriebsart «nur Heizen»
- Exkl. Abtauen

Auffallend ist das Ansteigen der Gütegrade bei tiefen Aussentemperaturen infolge der Zwischendruckansaugung.

Gemäss Ausschreibung SRHP sollte ein Gütegrad aus COP von 0,425 bei 2°C Aussentemperatur mit einem unteren Grenzwert von 0,375 erreicht werden. Ergebnis: Spitzenwert 0,390 bei -10°C Aussentemperatur; unterer Grenzwert 0,375 wird über 0°C Aussentemperatur unterschritten.

Um auch die Grösse der Streuung aufzuzeigen, sind im untersten Diagramm die rund 70'000 verwendeten Wertepaare eingezeichnet.

8.5.5 Mittlere Arbeitszahl MAZ

Die mittlere Arbeitszahl MAZ wurde nach Gleichung (9) mit folgenden Randbedingungen berechnet:

- Beobachtungszeitraum 01.12.01-30.04.02
- Inkl. Warmwasserbereitung
- Mittlere Aussentemperatur während dieser Zeit 3,8°C
- Zahlreiche Störungen in der Zeit vom 01.-12.01.02

MAZ = 2,52

Als Vergleich dazu noch drei andere Berechnungen:

- Ebenfalls 01.12.01-30.04.02, aber exkl. Abtauen MAZ = 2,61
- Ohne die Zeit vom 01.-12.01.02 (mittlere Aussentemperatur 4,6°C) MAZ = 2,59
- Ohne die Zeit vom 01.-12.01.02, exkl. Abtauen MAZ = 2,65

8.5.6 Ermittlung der Jahresarbeitszahl JAZ

Die Messdaten der Beobachtungsperiode vom 01.12.01 bis 30.04.02 erlaubten direkt die Ermittlung der mittleren Arbeitszahl MAZ in Abschnitt 8.5.5. Erstreckt sich jedoch der Wärmepumpenbetrieb über das ganze Jahr hinweg, so ist die Jahresarbeitszahl JAZ die korrekte charakterisierende Angabe. Die Frage lautet also: «Welches ist die JAZ des vorhandenen Systems Wärmepumpe-Gebäude?»

Zur Ermittlung dieser Zahl wurde eine Berechnungsmethode angewendet, die zu diesem Thema am Zentralschweizerischen Technikum Luzern ZTL ausgearbeitet worden war [6]. Diese basiert im Wesentlichen auf einer Kombination der Gleichungen (8) und (9) unter Zuhilfenahme des durchschnittlichen Tagestemperaturverlaufs. Die Adaptierung auf den betrachteten Fall erfolgte durch die Verwendung des gemessenen Verlaufs der Tagesmittelwerte der Vorlauftemperatur (Abbildung 20) und der COP (Abbildung 24), beides in Funktion der Aussentemperatur. Als Heizgrenze wurde 17°C festgelegt.

Der durchschnittlichen Tagestemperaturverlauf in Form der Temperaturhäufigkeit stammte von MeteoSchweiz. Für die Anlage in Münsingen wurde der Datensatz von Bern-Liebefeld aus den Jahren 1991 bis und mit 2001 verwendet. Damit wurde die folgende Jahresarbeitszahl berechnet:

JAZ = 2,77

Als Vergleich dazu noch der Wert exkl. Abtauen: JAZ = 2,83

8.5.7 Extrapolation JAZ auf andere Vorlauftemperaturen

Bei Verwendung der Retrofit-Wärmepumpe mit anderen Heizkörpersystemen ergeben sich naturgemäss andere Jahresarbeitszahlen. Dies ist beispielsweise im Zusammenhang mit einer Sanierung des Heizkörpersystems der Fall. Hier stellt sich also die Frage: «Welche JAZ ist zu erwarten, wenn das Leistungsvermögen der Heizkörper um 10 % höher bzw. um 10 % tiefer ist?»

Diese Änderung des Leistungsvermögens der Heizkörper hat eine Änderung der Vorlauftemperatur zur Folge. Wird z. B. die Heizkörperfläche vergrössert, so sinkt die Vorlauftemperatur bei gleicher Heizleistung. Das Prinzip der Heizleistungsgleichheit ermöglicht die Berechnung der neuen Vorlauftemperatur. Damit erhalten wir einen neuen Vorlauftemperaturverlauf in Funktion der Aussen-temperatur, analog Abbildung 20.

In der Folge werden jedoch auch die Leistungsparameter des Wärmepumpen-Prozesses verändert. Mit der Einführung des Carnot-Umrechnungsfaktors lässt sich die neue, mutmassliche JAZ rechnerisch abschätzen. Ausgegangen wird dabei von einem gemessenen Bezugspunkt, in welchem alle erforderlichen Daten bekannt sind. Diese Daten werden mit * bezeichnet.

Die Carnotsche Leistungszahl ist gemäss Gleichung (2) in Abschnitt 7.1 definiert als

$$\varepsilon_c = \frac{T_o}{T_o - T_u} \quad \begin{array}{l} T_o = \text{Temperatur der Senke} \\ T_u = \text{Temperatur der Quelle} \end{array}$$

Für den Bezugspunkt gilt demzufolge:

$$\varepsilon_c^* = \frac{T_{VL}^*}{T_{VL}^* - T_{LU}^*} \quad \begin{array}{l} VL = \text{Vorlauf} \\ LU = \text{Luft} \end{array} \quad (15)$$

Sinngemäss gilt für den veränderten, neuen Betrieb:

$$\varepsilon_c = \frac{T_{VL}}{T_{VL} - T_{LU}} \quad (16)$$

Damit lässt sich der **Carnot-Umrechnungsfaktor** einführen:

$$f_c = \frac{\varepsilon_c}{\varepsilon_c^*} = \frac{(T_{VL})}{(T_{VL}^*)} \cdot \frac{(T_{VL}^* - T_{LU}^*)}{(T_{VL} - T_{LU})} \quad (17)$$

Für die Vorlauftemperatur wird die gemessene mittlere Vorlauftemperatur gemäss Abbildung 20 in Form eines Polynoms eingesetzt:

$$\vartheta_{VL} = -0,033 \cdot \vartheta_A^2 - 0,8751 \cdot \vartheta_A + 46,16 \quad \vartheta_{VL} \text{ und } \vartheta_A \text{ beide in } ^\circ\text{C} \quad (18)$$

Die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpenanlage ist definiert als Verhältnis der jährlich gelieferten Heizenergie zur jährlich aufgenommenen elektrischen Energie:

$$JAZ = \frac{Q_{HEIZ}}{W_{el}} = \frac{\int_{HS} \dot{Q}_{HEIZ} \cdot dt}{\int_{HS} P_{el} \cdot dt} \quad HS = \text{Heizsaison} \quad (19)$$

Die Detailausführung dieser Formel führt auf die Gleichung (9). Die elektrische Leistung kann nun mit Hilfe des Carnot-Umrechnungsfaktors bestimmt werden:

$$P_{el} = \frac{\dot{Q}_{HEIZ}}{f_c \cdot COP} \quad (20)$$

Damit erhält man für die Jahresarbeitszahl:

$$JAZ = \frac{\int_{HS} \dot{Q}_{HEIZ} \cdot dt}{\int_{HS} \frac{\dot{Q}_{HEIZ}}{f_c \cdot COP} \cdot dt} \quad (21)$$

Für eine bestimmte Aussentemperatur (die i-te) kann nun der Wärmeanteil w eingeführt werden:

$$w_i = \frac{Q_{HEIZ,i}}{Q_{HEIZ,HS}} \quad (22)$$

Der jeweilige Wärmeanteil lässt sich über das Summenhäufigkeitsdiagramm der Aussentlufttemperatur aus dem Datensatz von Bern-Liebefeld bestimmen. Hierzu werden die Wärmetechnischen Eigenschaften der Gebäudehülle aus den Messungen übernommen. Vgl. dazu [6].

Der Wärmeanteil-Verlauf wird durch eine Polynomfunktion angenähert (Abbildung 26):

$$w = 8E-08 \cdot \vartheta_A^5 - 6E-06 \cdot \vartheta_A^4 - 8E-05 \cdot \vartheta_A^3 + 0,0027 \cdot \vartheta_A^2 + 0,0476 \cdot \vartheta_A + 0,1973 \quad \vartheta_A \text{ in } ^\circ C \quad (23)$$

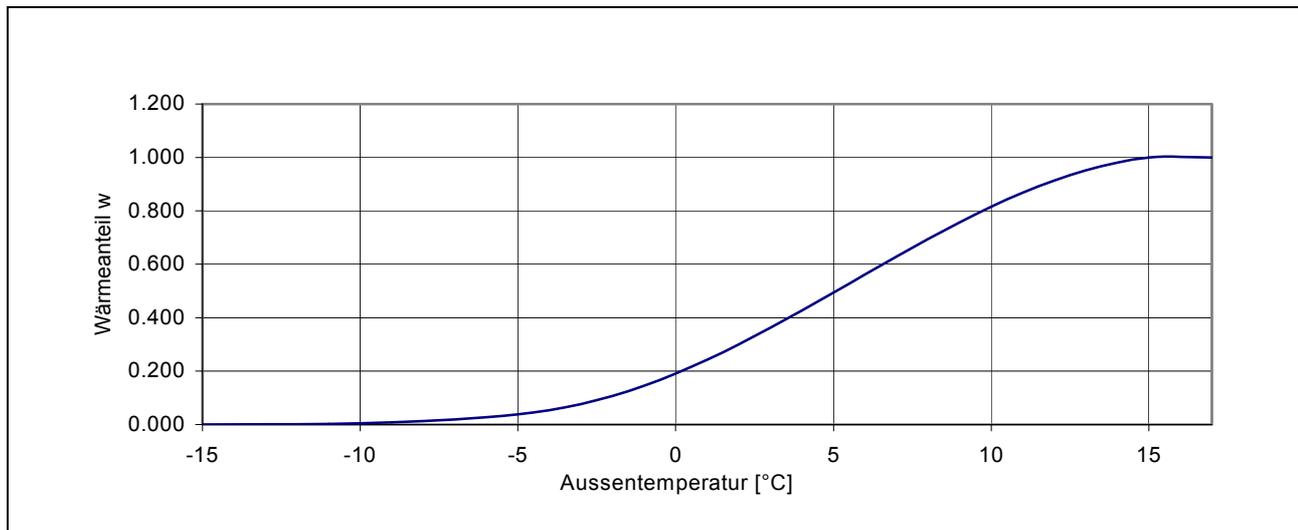


Abbildung 26: Wärmeanteil w in Funktion der Aussentemperatur

Ebenso wird der gemessene COP-Verlauf (Abbildung 24) durch die Polynomfunktion angenähert:

$$COP = 0,0005 \cdot \vartheta_A^2 + 0,0532 \cdot \vartheta_A + 2,5246 \quad \vartheta_A \text{ in } ^\circ C \quad (24)$$

Damit sind alle erforderlichen Daten für die JAZ-Berechnung vorhanden und die Integration kann durchgeführt werden:

$$JAZ = \frac{I}{\int_{HS} \frac{w}{f_c \cdot COP} \cdot dt} \quad (25)$$

Vorgehen: In einer vorbereitenden Berechnung wird aufgrund der Gleichheit der Heizleistungen zunächst der zugehörige mutmassliche Verlauf der Vorlauftemperatur in Abhängigkeit der Aussenlufttemperatur ermittelt, analog dem Verlauf in Abbildung 20. Weiter wird dann wie folgt vorgegangen:

- Aussetemperatur wird gewählt (-16°C, -15°C usw. bis +17°C)
- aus Gleichung (17) → f_c
- aus Gleichung (23) → w
- aus Gleichung (24) → COP (Momentanwert)
- Aufsummation gemäss Gleichung (25) → JAZ

Die Resultate der Berechnung zeigt Abbildung 27.

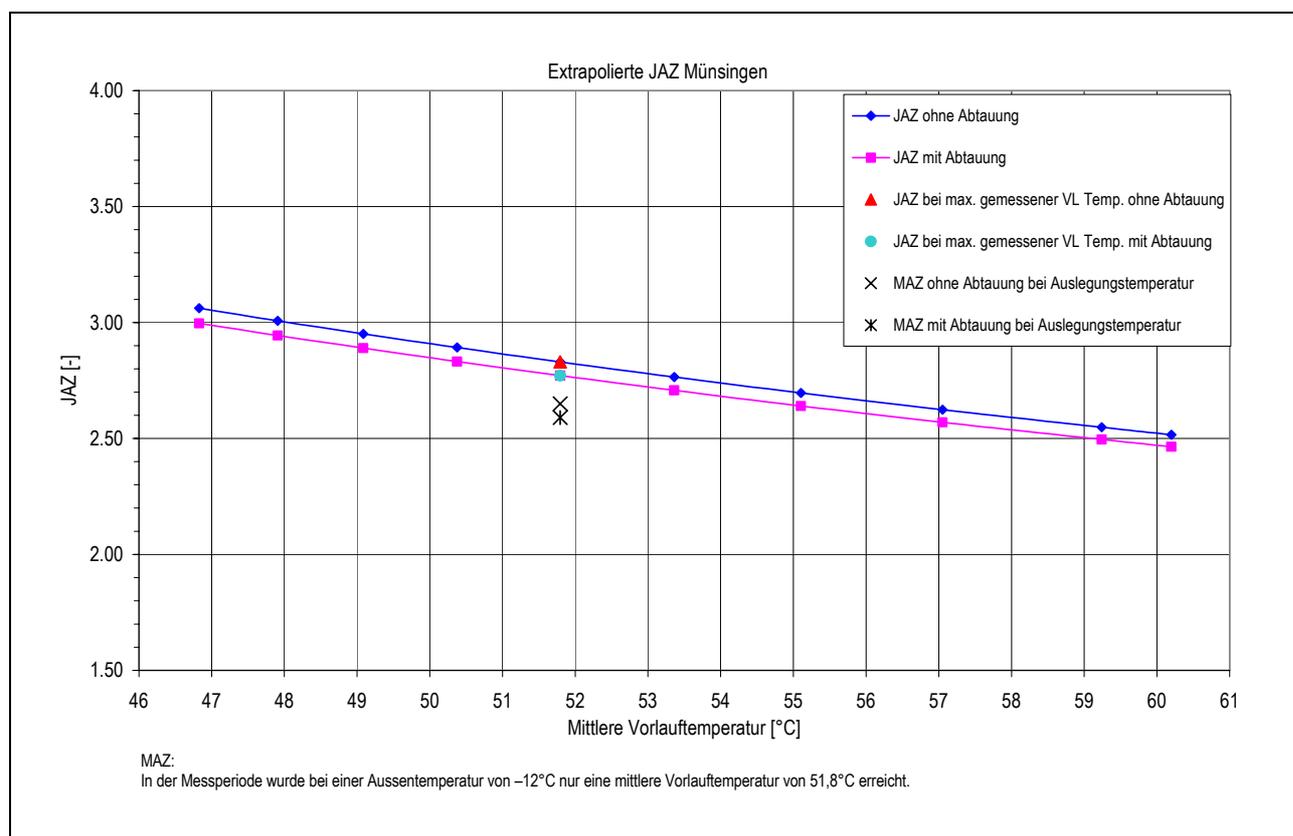


Abbildung 27: JAZ in Funktion der Vorlauftemperatur; die angegebene Vorlauftemperatur ist der 24-Stunden-Mittelwert inkl. Sperrzeit und Abtauen (siehe «Wichtiger Hinweis» in Abschnitt 8.1)

Aus Erfahrung ist bekannt, dass die Meteodaten der Messstation in Zürich-Kloten repräsentative Werte für das Mittelland ergeben. Die Berechnung mit den gemittelten Temperatur-Messdaten aus den Jahren 1991 bis 2001 von Zürich-Kloten ergab praktisch den gleichen JAZ-Verlauf, wie im Fall von Münsingen.

9. Auswertung Waltalingen

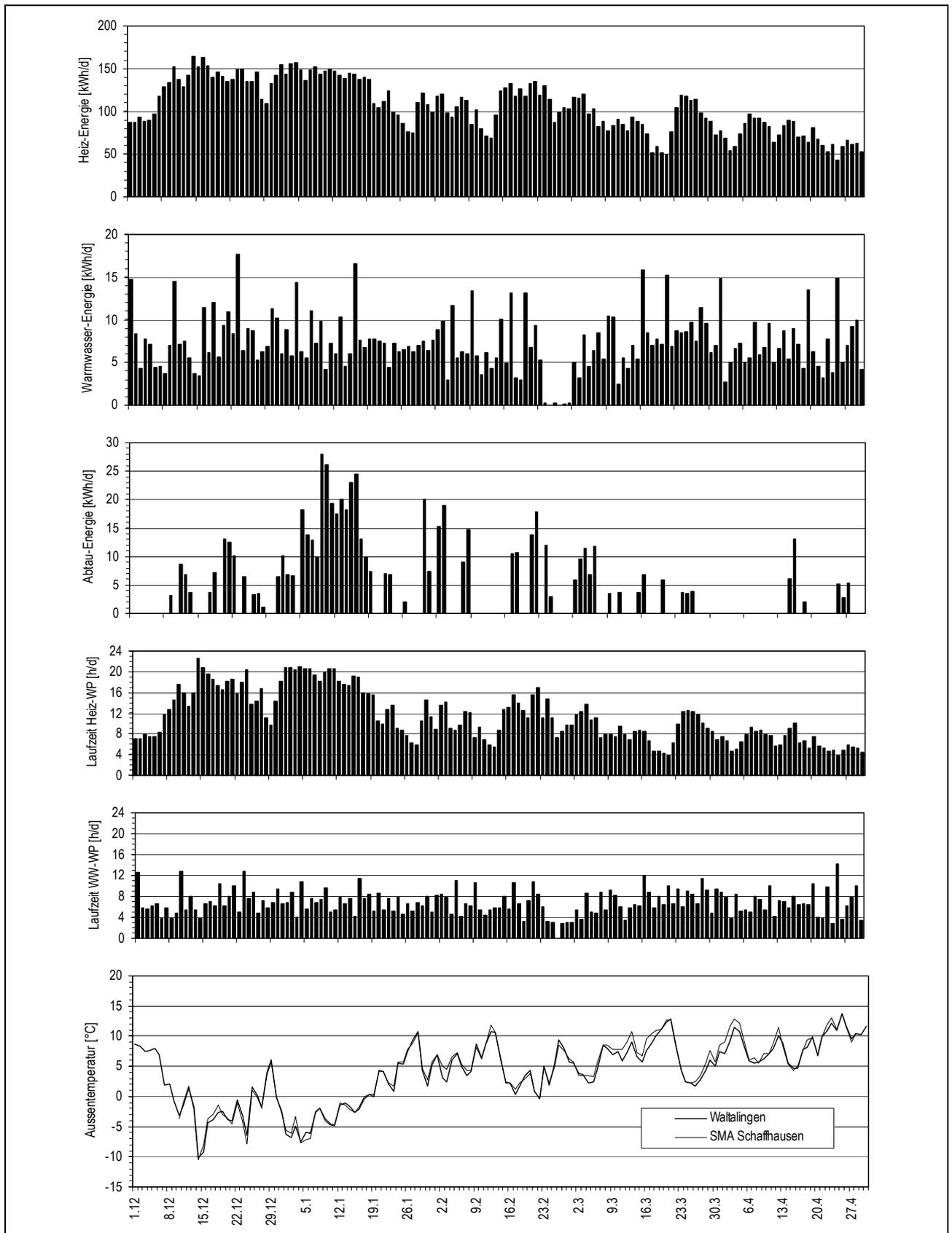


Abbildung 28: Tageswerte im Beobachtungszeitraum 01.12.01-30.04.02

9.1 Übersicht Beobachtungszeitraum

Die Inbetriebsetzung mit Start der Messdatenaufzeichnung erfolgte am 20.11.01. Diese Anlage wurde von Anfang an mit dem Wärmeträger «Temper» betrieben. Ein regulärer Betrieb liegt seit dem 1. Dezember vor. Deshalb wurde der Beobachtungszeitraum vom 1. Dezember 2001 bis 30. April 2002 festgelegt (gleich wie Versuchsanlage Münsingen).

Abbildung 28 gibt eine Übersicht der Tageswerte der produzierten Energie für Heizung, Warmwasser und Abtauung, der Laufzeiten für Heizung und Warmwasser sowie des Aussentemperaturverlaufs im Beobachtungszeitraum.

«Heiz-Energie» im obersten Diagramm ist die tatsächlich dem Haus zugeführte Nutzenergie, also die von der Wärmepumpe produzierte Wärme minus «Abtau-Energie» (drittes Diagramm). «Warmwasser-Energie» im zweiten Diagramm ist ebenfalls die Nutzenergie, also ohne Speicherverluste. In Zahlen ergibt sich die folgende Übersicht:

Heiz-Energie (Nutzenergie)	15'975 kWh	90,1 %
Warmwasser-Energie (Nutzenergie)	1'095 kWh	6,2 %
Abtau-Energie	658 kWh	3,7 %
Total	17'728 kWh	100,0 %

Innerhalb des Beobachtungszeitraums sind folgende Änderungen an der Anlage zu beachten:

- 29.01.02 Ventilator Nummer 3 ausgeschaltet
- 31.01.02 Arbeitsmittel nachgefüllt (in der Folge wurde der Leistungsabfall, verursacht durch die Wassererwärmung, nicht mehr beobachtet)
- 04.02.02 Betriebsstundenzähler Zwischendruckansaugung eingebaut (ab diesem Datum hat die Zwischendruckansaugung nachweislich nie gearbeitet)

Wichtiger Hinweis: Für die Verflüssiger-Austrittstemperatur (Vorlauftemperatur) sind drei Werte zu unterscheiden. Für die Versuchsanlage Waltalingen gilt:

- Auslegung: 58°C bei -12°C Aussentemperatur
- Gemessene Momentanwerte, welche die Wärmepumpe tatsächlich bewältigen musste: 53°C bei -3°C Aussentemperatur (ergäbe etwa 61°C bei -12°C Aussentemperatur)
- Gemessener 24-Stunden-Mittelwert inkl. Sperrzeit und Abtauen: 44...45°C im Aussentemperaturbereich von -12°C bis -2,5°C; leider sind keine regulären Messwerte bei sehr tiefen Aussentemperaturen verfügbar, da zum entscheidenden Zeitpunkt die Wärmepumpen-Heizleistung einbrach und später keine genügend tiefen Aussentemperaturen mehr auftraten

9.2 Typische Tagesverläufe

Das dynamische Verhalten der Versuchsanlage lässt sich am besten an typischen Tagesverläufen darstellen. Im folgenden sind drei typische Tage je auf einer Doppelseite dargestellt. Es sind die gleichen Tage wie bei der Versuchsanlage Münsingen.

9.2.1 Kalter Tag – Samstag, 15.12.01

Tagesverlauf (Abbildung 29): Dies ist der zweitkälteste Tag der Beobachtungsperiode mit Aussen-temperaturen um -10°C und Zwischenkreis-Temperaturen um $-11/-13^{\circ}\text{C}$. Die Wärmepumpe lief durch, einzig unterbrochen durch die Sperrzeiten um 11.00-12.00 und 22.00-24.00 Uhr. Es musste richtigerweise nie abgetaut werden (trockene Aussenluft).

Beobachtungen (Abbildung 30): Die Heizleistung der Wärmepumpe vermag offensichtlich nicht den Wärmebedarf des Gebäudes zu decken. Die Verflüssiger-Austrittstemperatur ist eingebrochen und erreicht maximal 47°C und die Heissgastemperatur maximal 80°C , so dass auch die Zwischen-druckansaugung nie zum Arbeiten kommt. Ursache des Heizleistungsabfalls ist einerseits die Diskrepanz Heizleistung/Wärmebedarf (wird später in Abbildung 35 behandelt), andererseits aber auch der starke Abfall der Heizleistung, wenn der Wassererwärmer-Verdichter läuft.

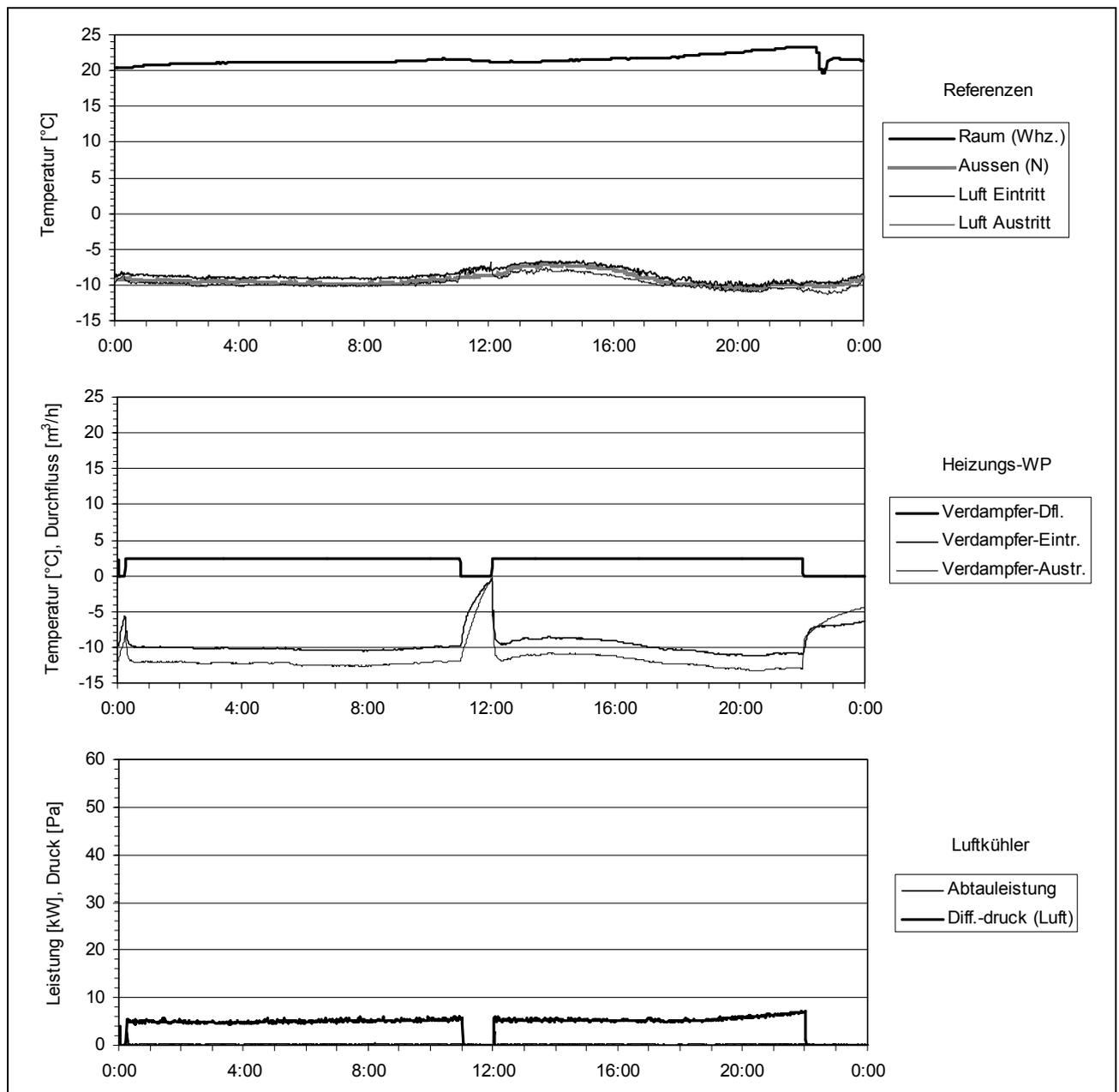


Abbildung 29: Kalter Tag 15.12.01 (Teil 1)

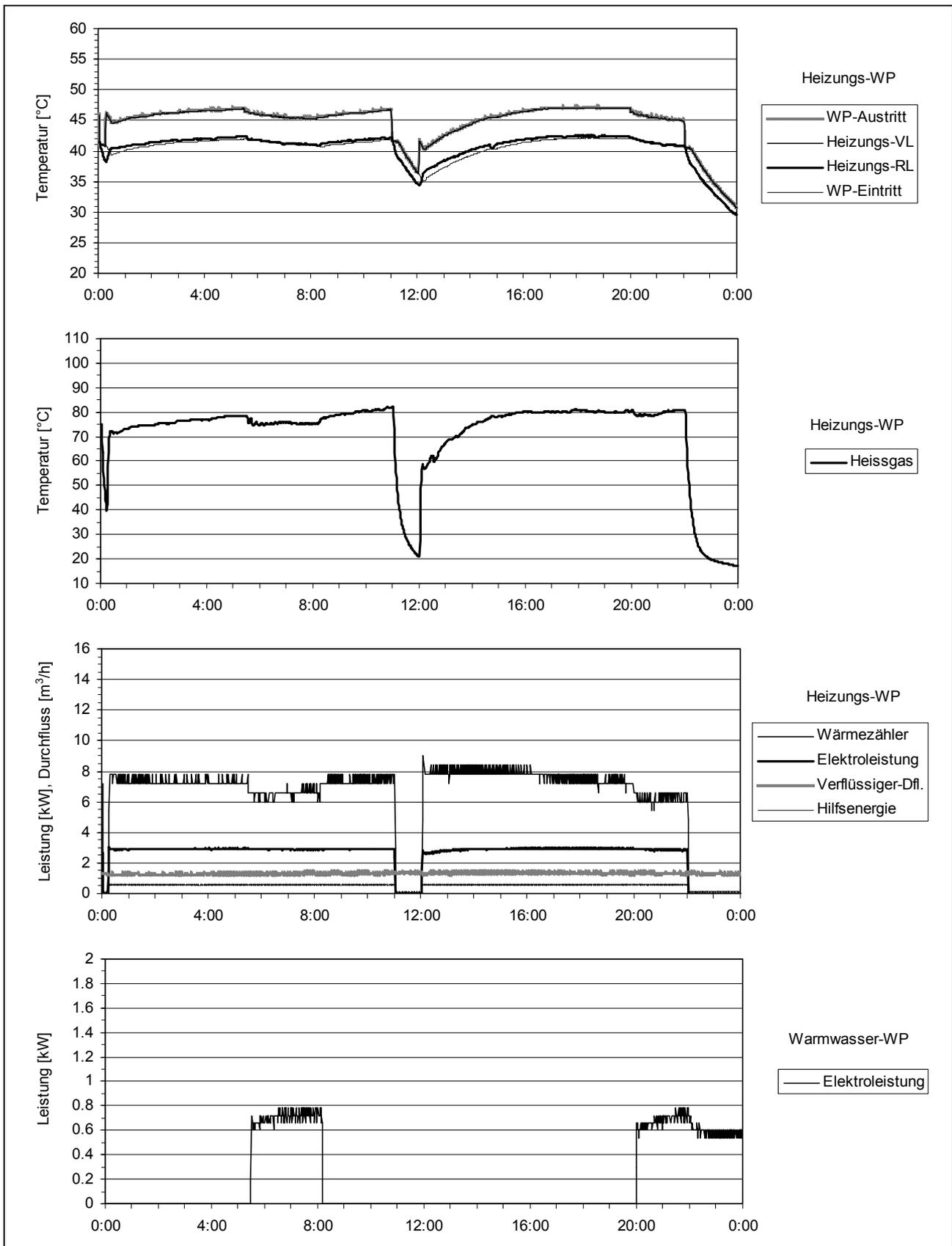


Abbildung 30: Kalter Tag 15.12.01 (Teil 2)

9.2.2 Durchschnittlicher Tag – Sonntag, 17.02.02

Tagesverlauf (Abbildung 31): Dies ist ein Tag mit Aussentemperaturen in der Nacht deutlich unter dem Gefrierpunkt und am Tag bis 7°C. Die Wärmepumpe lief, entsprechend dem Aussentemperaturverlauf, in der Nacht wesentlich länger als am Tag. Bis am Mittag musste dreimal abgetaut werden (Auslösekriterium: Differenzdruck >15 Pa).

Beobachtungen (Abbildung 32): Die Verflüssiger-Austrittstemperatur erreicht maximal 53°C und die Heissgastemperatur maximal 93°C, so dass auch hier die Zwischendruckansaugung nicht zum Arbeiten kommt. Erfreulich ist, dass die Heizleistung nicht mehr einbricht, wenn der Wassererwärmer-Verdichter läuft. Dass am 31.01.02 Arbeitsmittel nachgefüllt wurde, hat offensichtlich geholfen!

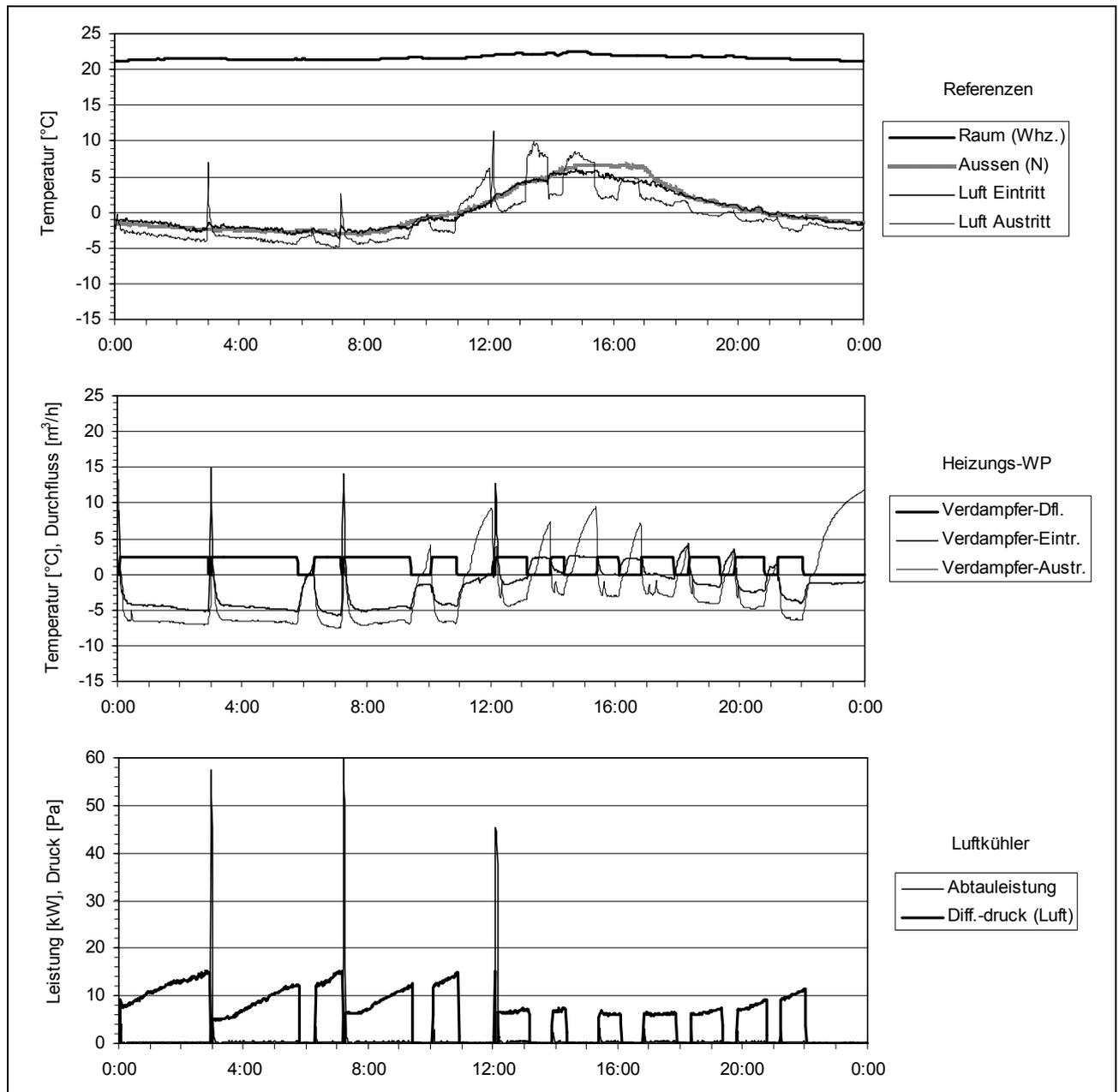


Abbildung 31: Durchschnittlicher Tag 17.02.02 (Teil 1)

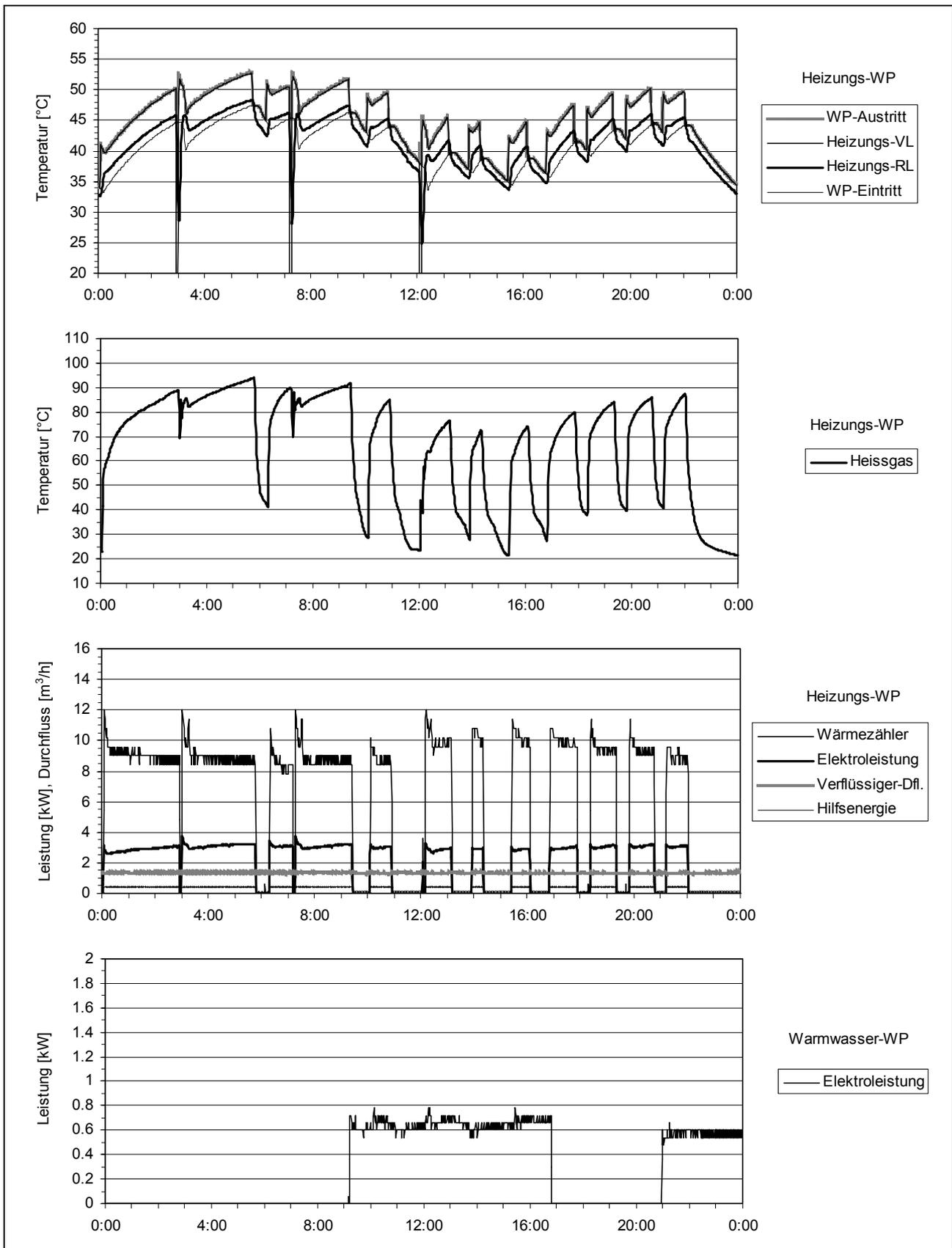


Abbildung 32: Durchschnittlicher Tag 17.02.02 (Teil 2)

9.2.3 Wärmerer Tag – Dienstag, 09.04.02

Tagesverlauf (Abbildung 33): Dies ist ein Tag mit Aussentemperaturen am frühen Morgen um 0°C und am Tag bis knapp 15°C. Die Wärmepumpe lief, entsprechend dem Aussentemperaturverlauf, in der Nacht wesentlich länger als am Tag. Am Tag ergeben sich kürzeste Laufzeiten um 15 Minuten. Richtigerweise musste nie abgetaut werden.

Beobachtungen (Abbildung 34): Die Verflüssiger-Austrittstemperatur erreicht maximal 50°C und die Heissgastemperatur maximal 88°C, so dass auch hier die Zwischendruckansaugung nicht zum Arbeiten kommt. Erfreulich auch hier, dass die Heizleistung nicht mehr einbricht, wenn der Wasserwärmer-Verdichter läuft.

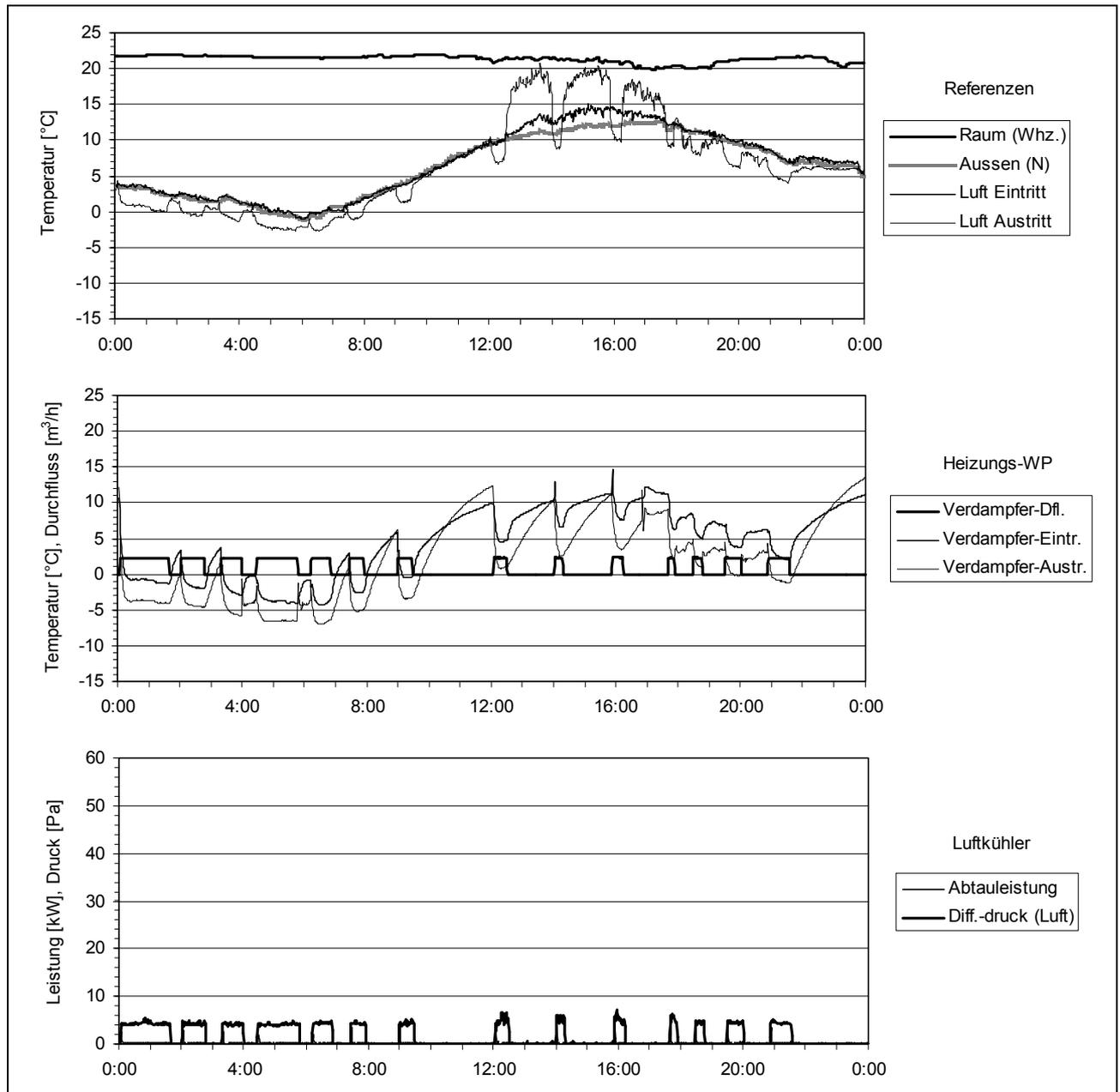


Abbildung 33: Wärmerer Tag 09.04.02 (Teil 1)

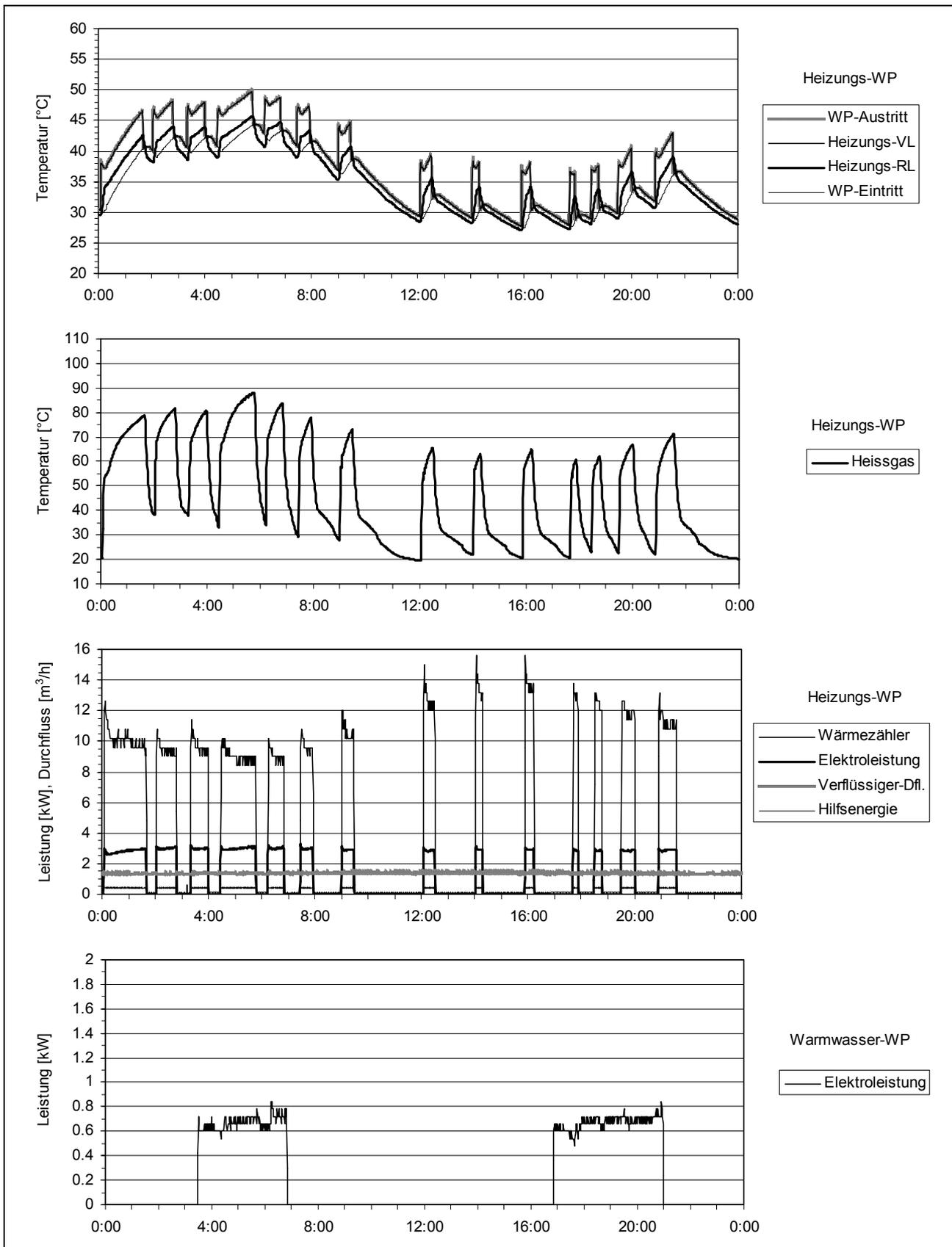


Abbildung 34: Wärmere Tag 09.04.02 (Teil 2)

9.3 Kennlinien aus Tagesmittelwerten

Nur bei den Tagesmittelwerten kann der gemischte Betrieb von Heizung und Wassererwärmung beurteilt werden. Ebenso ist nur bei den Tagesmittelwerten eine Berücksichtigung der Abtauung möglich.

9.3.1 Wärmepumpenkennlinie und Lastkennlinien

In Abbildung 35 wurden die gemessenen Tageswerte [kWh/d] wie folgt in Leistung umgerechnet:

- Wärmepumpenkennlinie inkl. Abtauen = $\frac{[kWh/d]}{Wärmepumpenlaufzeit}$
- Massgebende Lastkennlinie unter Berücksichtigung der Sperrzeit = $\frac{[kWh/d]}{24h - 3h}$
- Lastkennlinie ohne Berücksichtigung der Sperrzeit = $\frac{[kWh/d]}{24h}$

Dargestellt sind die Mittelwerte der Aussentemperaturklassen -10...-5°C, -5...0°C usw.

Der Schnittpunkt der Wärmepumpenkennlinie und der massgebenden Lastkennlinie liegt bei -7°C. Somit ist ein monovalenter Betrieb bis zu einer Aussentemperatur von -7°C möglich (die Auslegung ergab -11,5°C).

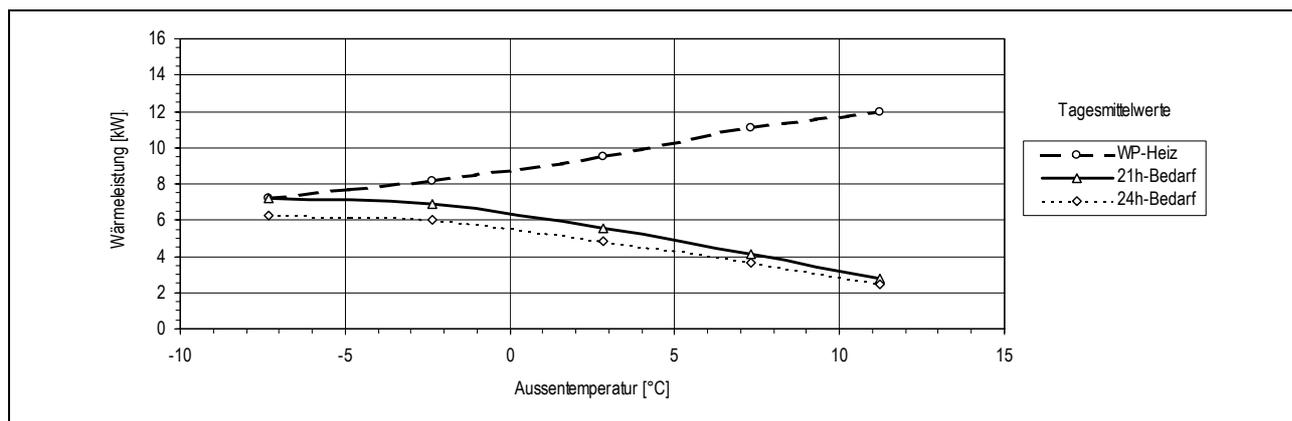


Abbildung 35: Wärmepumpenkennlinie inkl. Abtauen und Lastkennlinien 01.12.01-30.04.02

9.3.2 Temperaturkennlinien

In Abbildung 36 sind die Vorlauf- und Rücklauf-Temperaturkennlinien als Mittelwerte der Aussentemperaturklassen -10...-5°C, -5...0°C usw. dargestellt. Dabei muss beachtet werden, dass es sich um 24-Stunden-Mittelwerte handelt, in denen auch Werte aus Sperrzeiten und Abtaubetrieb enthalten sind. Die Momentanwerte liegen höher (Vorlauftemperatur z. B. 53°C bei -3°C AT in Abbildung 32).

Ebenso ist die Heissgaskennlinie dargestellt. Hierbei handelt es sich um Tagesmittelwerte der gültigen Messwerte (Verdichter läuft). Die Heissgaskennlinie kommt nie über 78°C°. Die Zwischen-druckansaugung kam demzufolge nie zum Arbeiten (vgl. auch Momentanwerte in Abbildung 32).

Die Temperaturkennlinien erreichen bei etwa -2,5°C ein Maximum und fallen dann gegen tiefere Aussentemperatur leicht ab. Dies ist eine Folge des Heizleistungsabfalls bei tiefen Aussentemperaturen (vgl. Abbildung 29 und Abbildung 30).

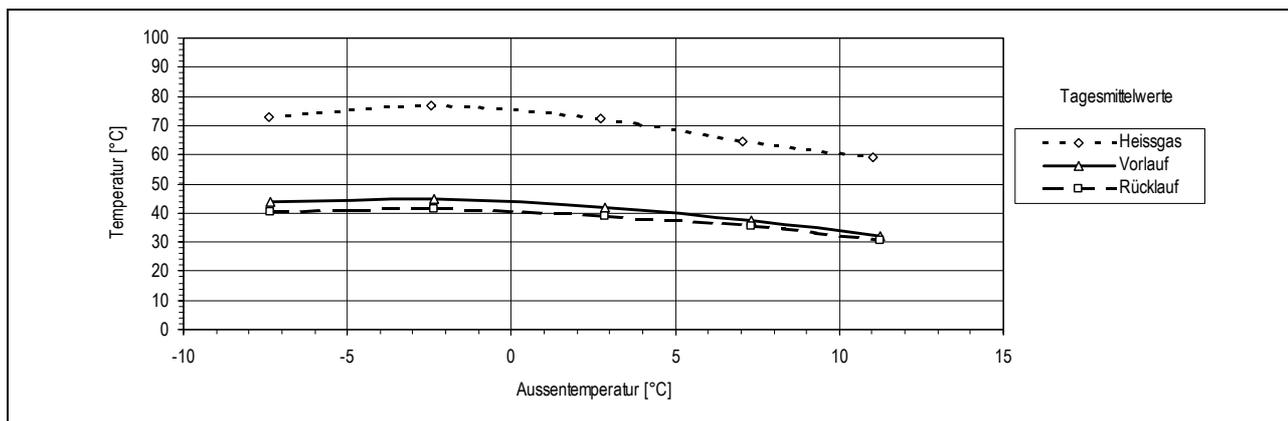


Abbildung 36: Heissgas- Vorlauf- und Rücklauf temperaturkennlinien 01.12.01-30.04.02

9.4 Wärmepumpenkennlinien

Die Wärmepumpenkennlinien des Heizungs-Verflüssigers in Abbildung 37 wurden wie folgt berechnet:

- Aus 1-Minuten-Mittelwerten
- Regression aus Wertepaaren entsprechend der Länge der gezeichneten Regressionsgeraden
- Betriebsart «nur Heizen» (oberes Diagramm) «Heizung und Warmwasser» (unteres Diagramm)
- Exkl. Abtauen

Im Gegensatz zur Versuchsanlage Münsingen (Abbildung 21) liegen hier die Kennlinien so, wie man es normalerweise von einem Scroll-Verdichter erwartet: nahe zusammenliegende Kennlinien, die Kennlinie 35...40°C am höchsten und die Kennlinie 50...55°C am tiefsten. Dies war zu erwarten, weil hier die Zwischendruckansaugung nie zum Arbeiten kam.

In der Betriebsart «nur Heizung» ist die Heizleistung höher als in der Betriebsart «Heizung und Warmwasser».

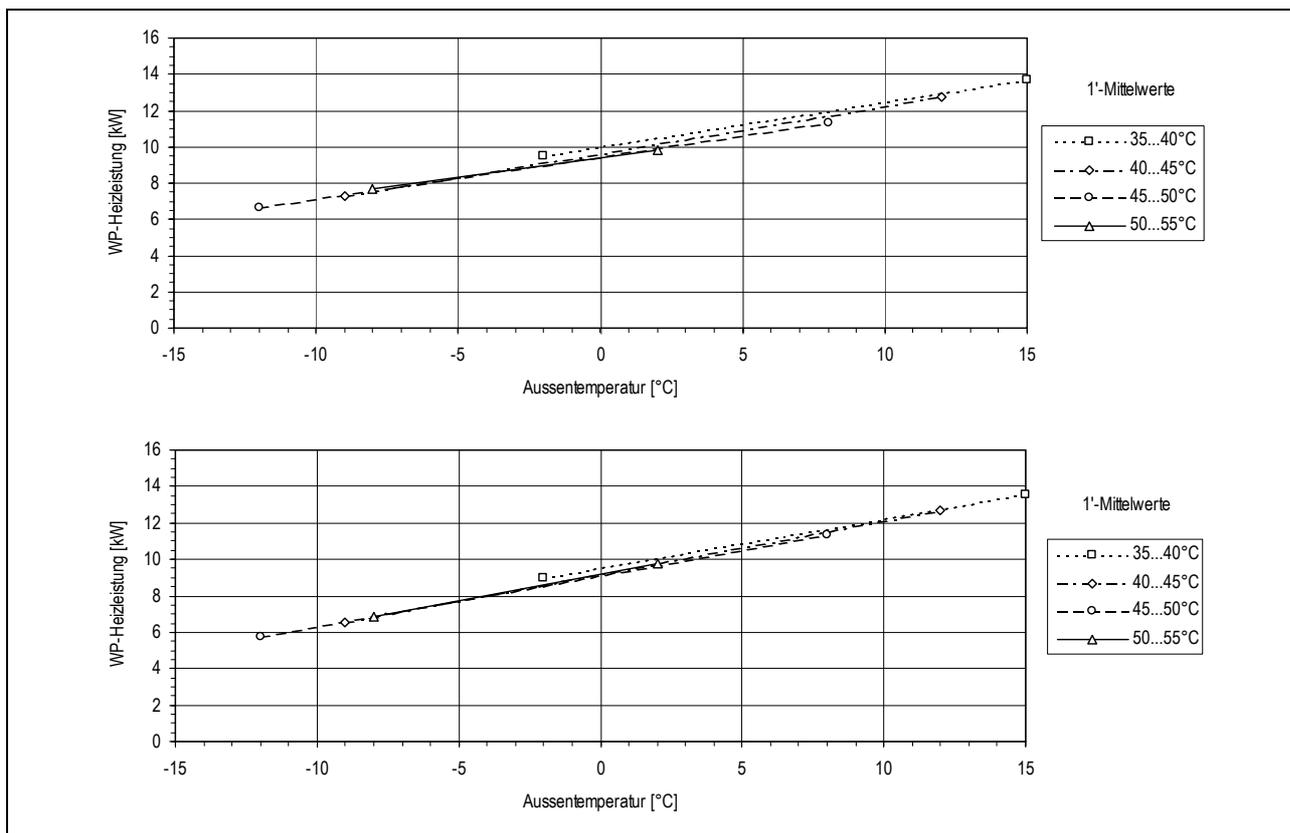


Abbildung 37: Wärmepumpenkennlinien des Heizungs-Verflüssigers exkl. Abtauen in der Betriebsart «nur Heizung» (oben) und «Heizung und Warmwasser» (unten) 01.12.01-30.04.02

9.5 Kennzahlen

9.5.1 Leistungszahlen

Die Leistungszahlen in Abbildung 38 wurden wie folgt berechnet:

- Aus 1-Minuten-Mittelwerten nach Gleichung (1)
- Regression aus Wertepaaren entsprechend der Länge der gezeichneten Regressionsgeraden
- Betriebsart «nur Heizen»
- Exkl. Abtauen

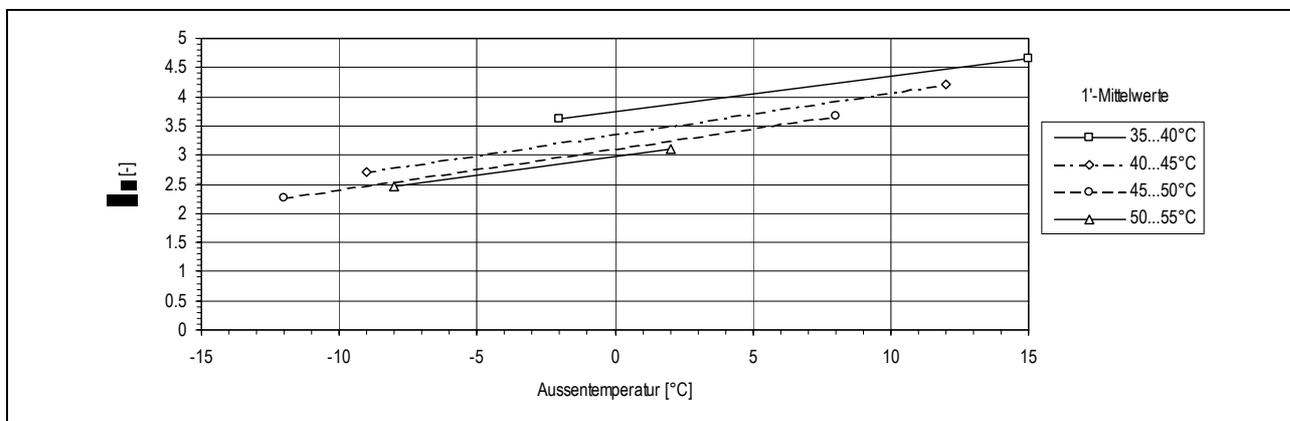


Abbildung 38: Leistungszahlen 01.12.01-30.04.02

9.5.2 COP

Die COP in Abbildung 39 wurden wie folgt berechnet:

- Aus 1-Minuten-Mittelwerten nach Gleichung (5)
- Regression aus Wertepaaren entsprechend der Länge der gezeichneten Regressionsgeraden
- Betriebsart «nur Heizen»
- Exkl. Abtauen

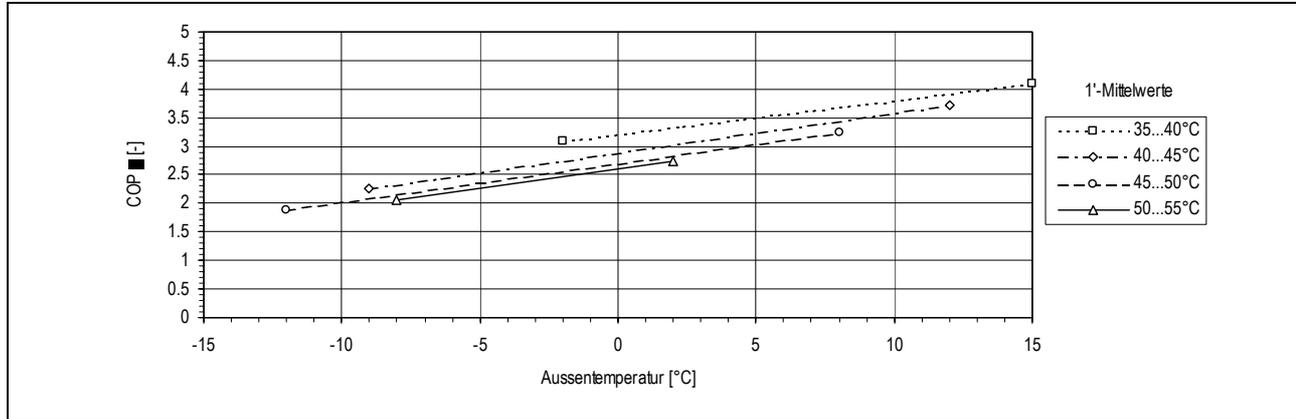


Abbildung 39: COP 01.12.01-30.04.02

9.5.3 COP für die Gesamtanlage inkl. Wassererwärmung und inkl. Abtauen

Die COP für die Gesamtanlage inkl. Wassererwärmung und inkl. Abtauen können nur mit Tagesmittelwerten berechnet werden. Die COP in Abbildung 24 wurden wie folgt berechnet:

- Aus Tagesmittelwerten nach den Gleichungen (7) exkl. Abtauen und (8) inkl. Abtauen
- Mittelwerte der Aussentemperaturklassen -10...-5°C, -5...0°C usw.
- Gemischte Betriebsart «nur Heizen», «Heizen und Warmwasser» und «nur Warmwasser»
- Exkl. Abtauen (obere Kurve), inkl. Abtauen (untere Kurve)

Bemerkenswert ist die geringe Verschlechterung der COP durch das Abtauen. Insbesondere bei tiefen Aussentemperaturen fand kein unnötiges Abtauen statt. Das Abtauen nahe der Heizgrenze wurde durch starken Regen ausgelöst: Die Lamellen-Zwischenräume schlossen sich infolge Kapillarwirkung des Wassers, und als Folge davon stieg der Differenzdruck an und ein unnötiges Abtauen wurde eingeleitet (vgl. Abschnitt 10.2).

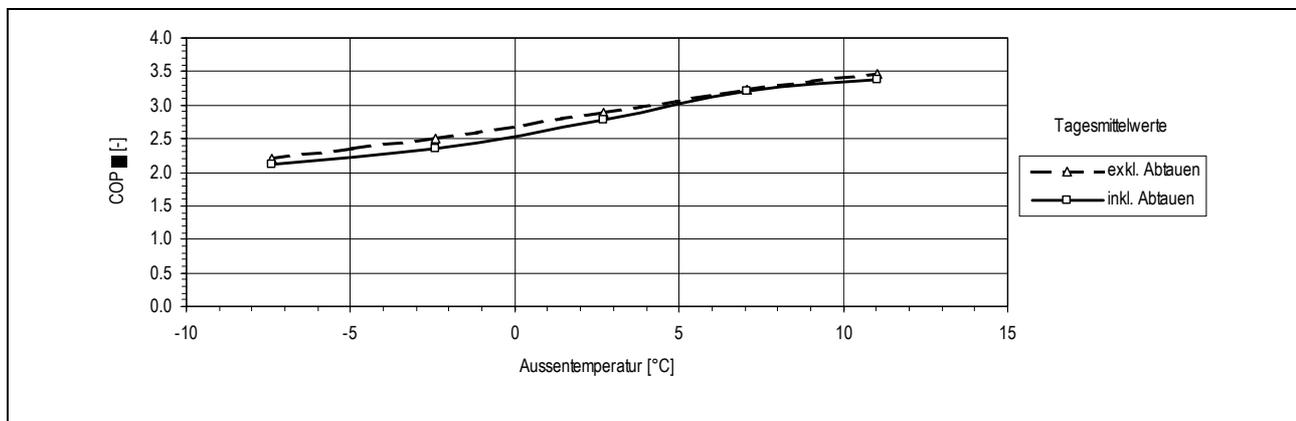


Abbildung 40: Tagesmittelwerte der COP für die Gesamtanlage inkl. Wassererwärmung und exkl./inkl. Abtauen 01.12.01-30.04.02

9.5.4 Gütegrade

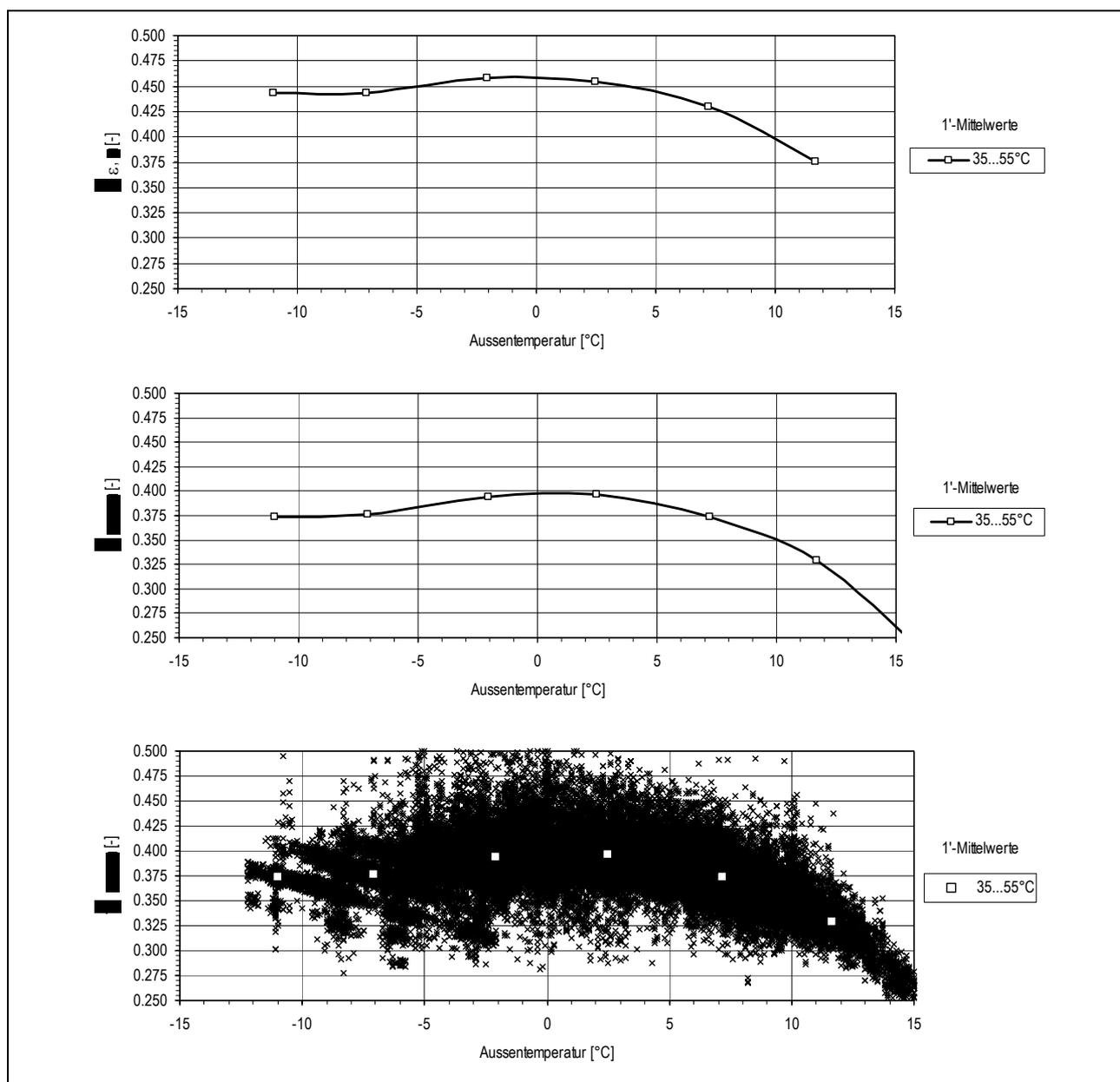


Abbildung 41: Gütegrad aus Leistungszahl (oberes Diagramm) und Gütegrad aus COP (untere beiden Diagramme) 01.12.01-30.04.02

Die Gütegrade in Abbildung 41 wurden wie folgt berechnet:

- Aus 1-Minuten-Mittelwerten nach Gleichung (3) für den Gütegrad aus der Leistungszahl und nach Gleichung (6) für den Gütegrad aus der COP
- Mittelwerte der Aussentemperaturklassen -10...-5°C, -5...0°C usw.
- Betriebsart «nur Heizen»
- Exkl. Abtauen

Im Gegensatz zu Münsingen (Abbildung 25) liegt hier das Maximum der Gütegrade um 0°C Aussentemperatur. Das Ansteigen der Gütegrade bei tiefen Aussentemperaturen kann nicht beobachtet werden, weil die Zwischendruckansaugung hier nie arbeitete.

Gemäss Ausschreibung SRHP sollte ein Gütegrad aus COP von 0,425 bei 2°C Aussentemperatur und ein unterer Grenzwert von 0,375 erreicht werden. Ergebnis: Spitzenwert 0,400 bei 1°C Aussentemperatur; unterer Grenzwert 0,375 wird über 7°C Aussentemperatur unterschritten.

Um auch die Grösse der Streuung aufzuzeigen, sind im untersten Diagramm die rund 70'000 verwendeten Wertepaare eingezeichnet.

9.5.5 Mittlere Arbeitszahl MAZ

Die mittlere Arbeitszahl MAZ wurde nach Gleichung (9) mit folgenden Randbedingungen berechnet:

- Beobachtungszeitraum 01.12.01-30.04.02
- Inkl. Warmwasserbereitung
- Mittlere Aussentemperatur während dieser Zeit 4,0°C
- Praktisch störungsfreier Betrieb während der ganzen Beobachtungszeit

MAZ = 2,69

Als Vergleich dazu noch der Wert exkl. Abtauen:

MAZ = 2,79

9.5.6 Ermittlung der Jahresarbeitszahl JAZ

Das Verfahren zur Ermittlung der Jahresarbeitszahl JAZ in der Versuchsanlage Waltalingen erfolgte nach den gleichen Prinzipien wie im Falle von Münsingen.

Um einen direkten Vergleich zu ermöglichen, musste für beide Versuchsanlagen der gleiche Bezugspunkt von -12° Aussentemperatur angenommen werden. Im Falle der Versuchsanlage Waltalingen ergaben sich dabei jedoch Schwierigkeiten: Infolge des Heizleistungsabfalls bei tiefen Aussentemperaturen (vgl. Abbildung 29 und Abbildung 30) erreicht die Vorlaufemperaturkennlinie bei etwa -2,5°C ein Maximum und fällt dann gegen tiefere Aussentemperatur leicht ab.

Eine Extrapolation bis -12°C Aussentemperatur lässt sich deshalb nur begrenzt durchführen. Um trotzdem einen Anhaltspunkt zu erhalten, wurde angenommen, dass die Vorlaufemperatur zwischen -12°C und -2,5°C konstant bei etwa 44...45°C verläuft. Unter dieser einschränkenden Bedingung wurden die Verläufe in Abbildung 36 und Abbildung 40 als Ausgangsbasis verwendet.

Als Temperaturhäufigkeit wurden die Daten von Schaffhausen-Ch-Fels für die Jahre 1991 bis 2001 verwendet. Mit Hilfe der unter 8.5.6 bereits beschriebenen Berechnungsmethode wurde folgende Jahresarbeitszahl berechnet:

JAZ = 3,01

Als Vergleich dazu noch der Wert exkl. Abtauen:

JAZ = 3,10

9.5.7 Extrapolation JAZ auf andere Vorlauftemperaturen

Als Berechnungsmethode wurde die gleiche wie im Fall von Münsingen verwendet. Die Extrapolation erfolgte hier in einem bescheideneren Rahmen. Wie aus der Abbildung 42 ersichtlich ist, wird eine weitergehende Extrapolation ungläubwürdig.

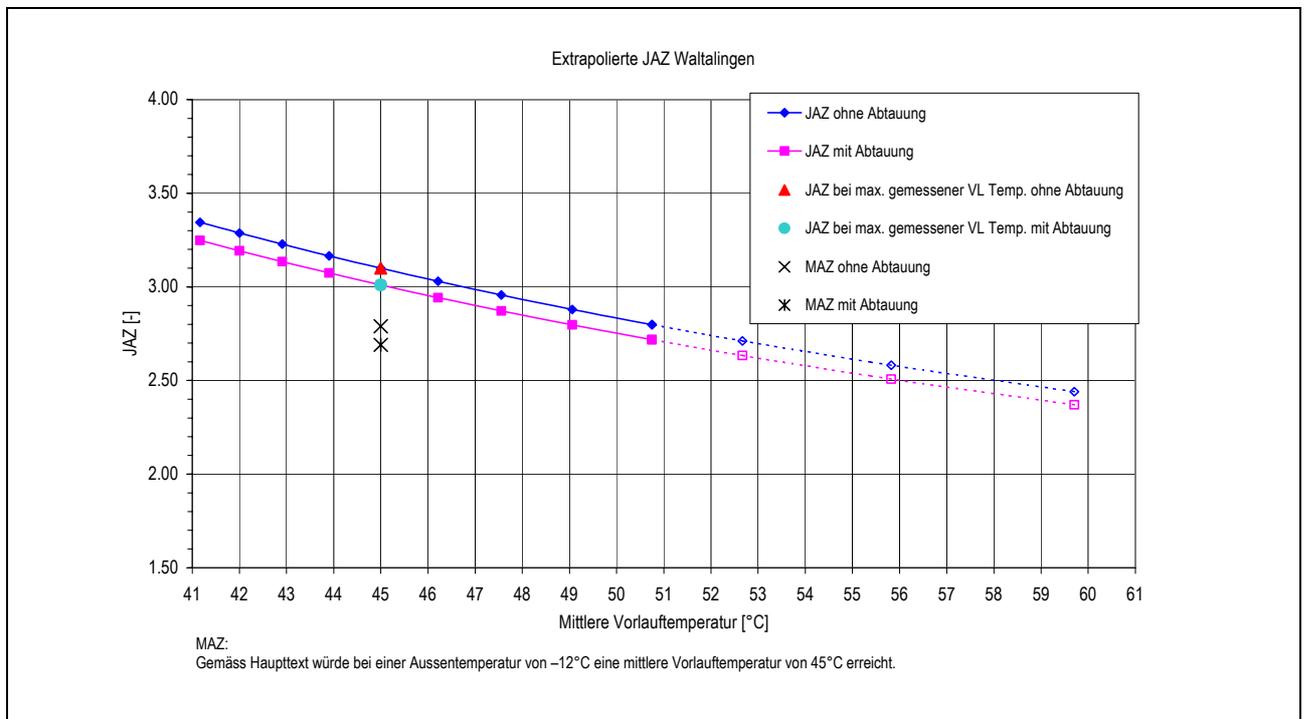


Abbildung 42: JAZ in Funktion der Vorlauftemperatur; die angegebene Vorlauftemperatur ist der 24-Stunden-Mittelwert inkl. Sperrzeit und Abtauen (siehe «Wichtiger Hinweis» in Abschnitt 9.1)

10. Probleme und Optimierungsmöglichkeiten

10.1 Speichereinbindung

Damit die Retrofit-Wärmepumpen möglichst optimal betrieben werden können, wurde vor allem versucht, zwei Forderungen zu erfüllen:

- Die volle Verflüssiger-Austrittstemperatur soll ohne Zeitverzögerung auf die Heizkörperheizung übertragen werden
- Der Seriespeicher soll für die Entladung korrekt von unten nach oben durchflossen werden zur Verhinderung eines warmen «Zapfens», der nicht mehr aus dem Speicher herausgebracht werden kann (häufiger ist heute von oben nach unten durchflossen, also korrekt für die Ladung)

Dies hat zu folgenden Konsequenzen geführt:

- Bei Versuchsanlage Münsingen wurde der Parallelspeicher oben auf einen einzigen Speicheranschluss umgebaut
- Bei Versuchsanlage Waltalingen wurde der Seriespeicher (entgegen dem ursprünglichen Plan) im Rücklauf eingebaut und ausserdem von unten nach oben durchflossen

Im Abtaubetrieb können die obgenannten Einbauarten jedoch zu Problemen führen, weil hier der Heizungsvorlauf für einige Minuten auf 10...15°C absinken kann. Dies kann weitgehend wie folgt verhindert werden:

- Beim Parallelspeicher: Abschalten der Entladepumpe während dem Abtaubetrieb (in Versuchsanlage Münsingen realisiert)
- Beim Seriespeicher im Rücklauf: Abtauwärmetauscher im Heizungsrücklauf vor dem Seriespeicher einbauen (in Versuchsanlage Waltalingen nicht realisiert)

Die Auswirkungen in Waltalingen waren dann allerdings kaum bemerkbar, weil das kalte Vorlaufwasser im Heizkörper sofort auf dem schnellsten Weg senkrecht nach unten in Richtung Rücklauf floss und so der Heizkörper nur im Bereich der Anschlüsse kalt wurde.

10.2 Abtauung

Der Abtauvorgang am flach liegenden Luftkühler mit relativ engen Lamellen ist nicht einfach zu beherrschen. Folgende nötigen und unnötigen Abtauvorgänge wurden beobachtet:

- Bei sehr tiefen Aussentemperaturen bildet sich ein weisser Reif, der relativ schnell in grösseren Blöcken herunterfällt, sobald der Abtauvorgang eingeleitet wird, d. h. nur sehr wenig Eis muss tatsächlich geschmolzen werden
- Oft bildet sich jedoch ein Vereisungszustand entsprechend Abbildung 43 mit völlig zugefrorenen Lamellen und Eiszapfenbildung; hier ist ein vollständiges Abschmelzen der gesamten Eismenge notwendig
- Wenn es stark regnet, schliessen sich die Lamellen-Zwischenräume infolge Kapillarwirkung des Wassers, und als Folge davon steigt der Differenzdruck an und ein unnötiges Abtauen wird eingeleitet

Neben der Fehlabtauung infolge des letzten Punktes wurden noch weitere Probleme im Zusammenhang mit der Einstellung der Abtausteuerng beobachtet:

- Wenn die Lamellen-Zwischenräume sehr schnell zufrieren, steigt der Differenzdruck rasch an, erreicht aber nicht mehr den notwendigen Schwellwert, um ein Abtauen einzuleiten
- Bei starkem Wind spricht manchmal der Differenzdruckschalter an und es wird ein unnötiges Abtauen eingeleitet

Da es sich um einen mechanischen Schalter mit vorgegebener Hysterese handelt, schaltet der einmal angesprochene Schalter erst wieder aus, wenn die Ventilatoren abgestellt werden. Eine Lösung des Problems über eine minimale Ansprechdauer des Differenzdruckschalters als Auslösekriterium ist deshalb nicht möglich. Eine Lösung des Problems wäre nur möglich, wenn der Differenzdruck analog erfasst und das Signal gefiltert würde.

Alles in allem funktionierte die Druckdifferenz-Abtausteuering mit den aktuellen Einstellungen auf beiden Anlagen an fast allen Tagen gut. Insbesondere an kalten und trockenen Tagen war die Abtaung sehr sparsam, oft fand sogar richtigerweise gar keine Abtaung statt (dies im Gegensatz zu Anlagen mit einer Zeit/Temperatur-Abtausteuering).



Abbildung 43: Vereister Luftkühler von unten

10.3 Einstellung der Zwischendruckansaugung

Die Zwischendruckansaugungen waren wie folgt eingestellt:

- In Münsingen durch KWT und HTA Burgdorf am 14. Dezember 2001 neu eingestellt und dann nicht mehr verändert
- In Waltalingen wurde seit Inbetriebsetzung nichts verstellt

Die Auswertung zeigt:

- Die Zwischendruckansaugung in Münsingen regelte bei tiefen Aussentemperaturen wie vorgesehen im Zweipunktbetrieb («ein» bei ca. 96°C, zeitweise stark schwingend)
- Die Zwischendruckansaugung in Waltalingen sprach nie an, da die Arbeitsmitteltemperatur nie über 93°C anstieg (nach dem 04.02.02 durch Betriebsstundenzähler bestätigt)

Auffallend ist, dass in der Versuchsanlage Waltalingen immer wesentlich tiefere Heissgastemperaturen gemessen wurden als in der Versuchsanlage Münsingen (bei gleichen Bedingungen). Entspre-

chend sind auch die Kennzahlen in Waltalingen um einiges besser als in Münsingen ausgefallen. Eine Erklärung über die unterschiedlichen Anlagen scheint nicht plausibel. Dass schlicht und einfach der Verdichter in Waltalingen besser ist als derjenige in Münsingen scheint der wesentlich plausiblere Erklärungsversuch.

10.4 Luftkühler

Aufgrund der geringen Temperaturdifferenzen über dem Luftkühler sowohl in Münsingen wie in Waltalingen wurde anlässlich der Sitzung vom 28.01.02 beschlossen, in Münsingen 3 Ventilatoren (von 6) und in Waltalingen 1 Ventilator (von 3) auszuschalten. In der Folge vergrößerten sich selbstverständlich die Temperaturdifferenzen, aber sie blieben – unter Berücksichtigung der geänderten Leistungsverhältnisse – durchaus im Rahmen.

Das obere Diagramm in Abbildung 44 zeigt die Temperaturen am Luftkühler in Waltalingen vor der Ausschaltung des dritten Ventilators und das Diagramm darunter nach dessen Ausschaltung. Die dazugehörigen Leistungen können in Abbildung 30 bzw. Abbildung 32 nachgesehen werden.

Die Luftkühler waren offensichtlich sehr grosszügig dimensioniert. Hier besteht noch Optimierungspotential, welches ausführlicher in [4] untersucht wird.

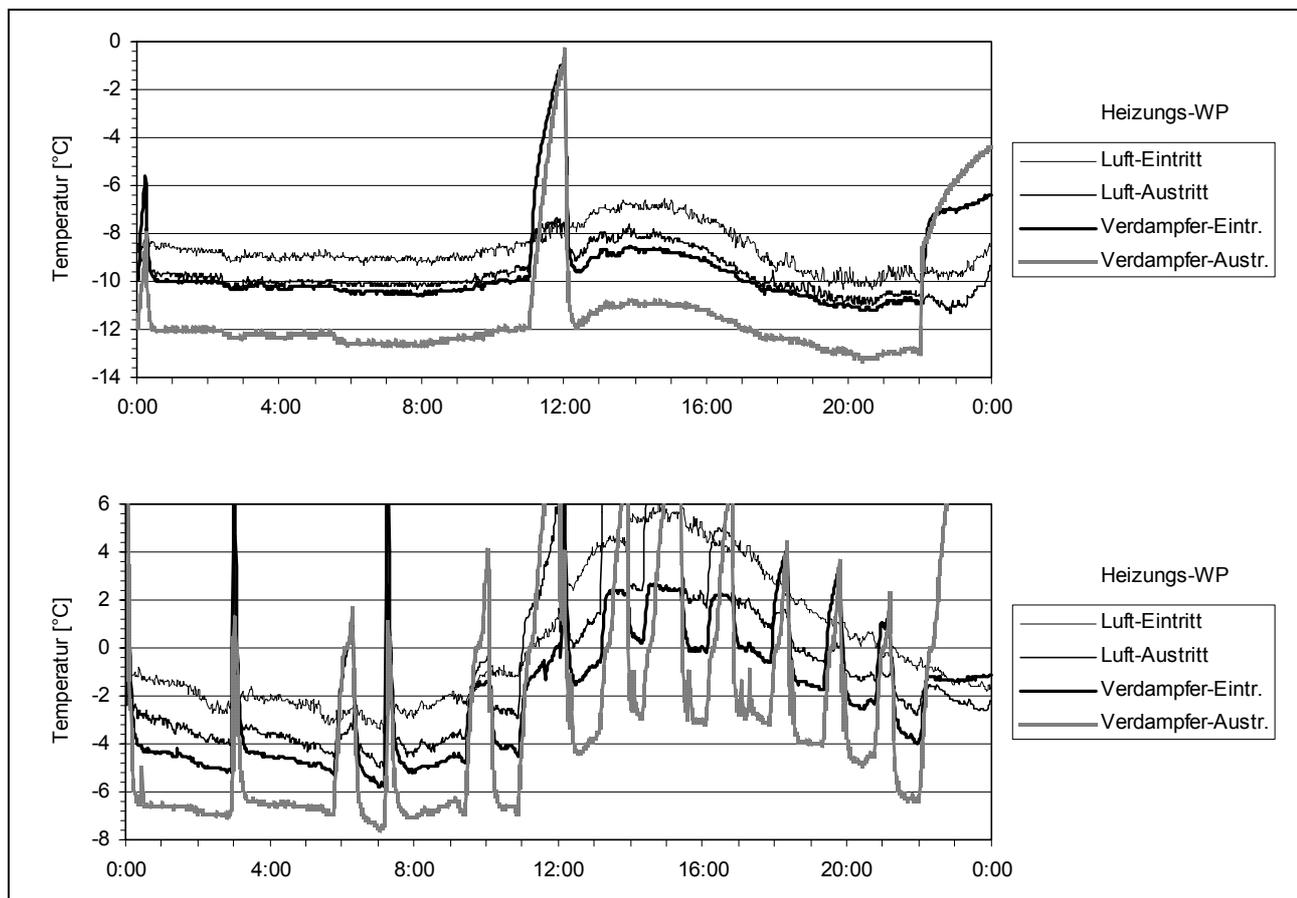


Abbildung 44: Temperaturen am Luftkühler in Waltalingen. Oben: Kalter Tag (15.12.01, Leistungen siehe Abbildung 30), alle 3 Ventilatoren in Betrieb. Unten: Durchschnittlicher Tag (17.02.02, Leistungen siehe Abbildung 32), nur noch 2 Ventilatoren in Betrieb.

10.5 Dichtigkeitsprobleme im Zwischenkreis

Bei beiden Anlagen traten im Zwischenkreis Dichtigkeitsprobleme mit dem Wärmeträger «Temper» auf. Diese sind gemäss KWT AG auf die grossen Temperaturschwankungen und die unterschiedlichen verwendeten Materialien zurückzuführen. Die Anlage in Münsingen ging mehrmals auf Störung, weil der Druckwächter infolge Leckage im Zwischenkreis ansprach.

10.6 Korrosionsprobleme mit Wärmeträger «Temper»

Die genannten Dichtigkeitsprobleme führten bereits innerhalb von 1...2 Monaten zu äusseren Korrosionsschäden, welche die Beschreibung des Herstellers [5] «*Besondere Zusätze in Temper sorgen für optimalen Korrosionsschutz*» relativieren:

- «Weggefressener» Temperaturfühler (Abbildung 45, links)
- Korrosionsschäden am Gehäuse einer Umwälzpumpe (Abbildung 45, rechts)

Auch wenn sich der zitierte Satz auf die Verhinderung von Korrosion im Innern der Rohrleitungen und Apparate bezieht (geschlossenes System), muss doch berücksichtigt werden, dass zur Montage von Wärmepumpenanlagen Personal eingesetzt wird, das nicht speziell geschult ist und ohne spezielle Hilfsmittel arbeiten muss!

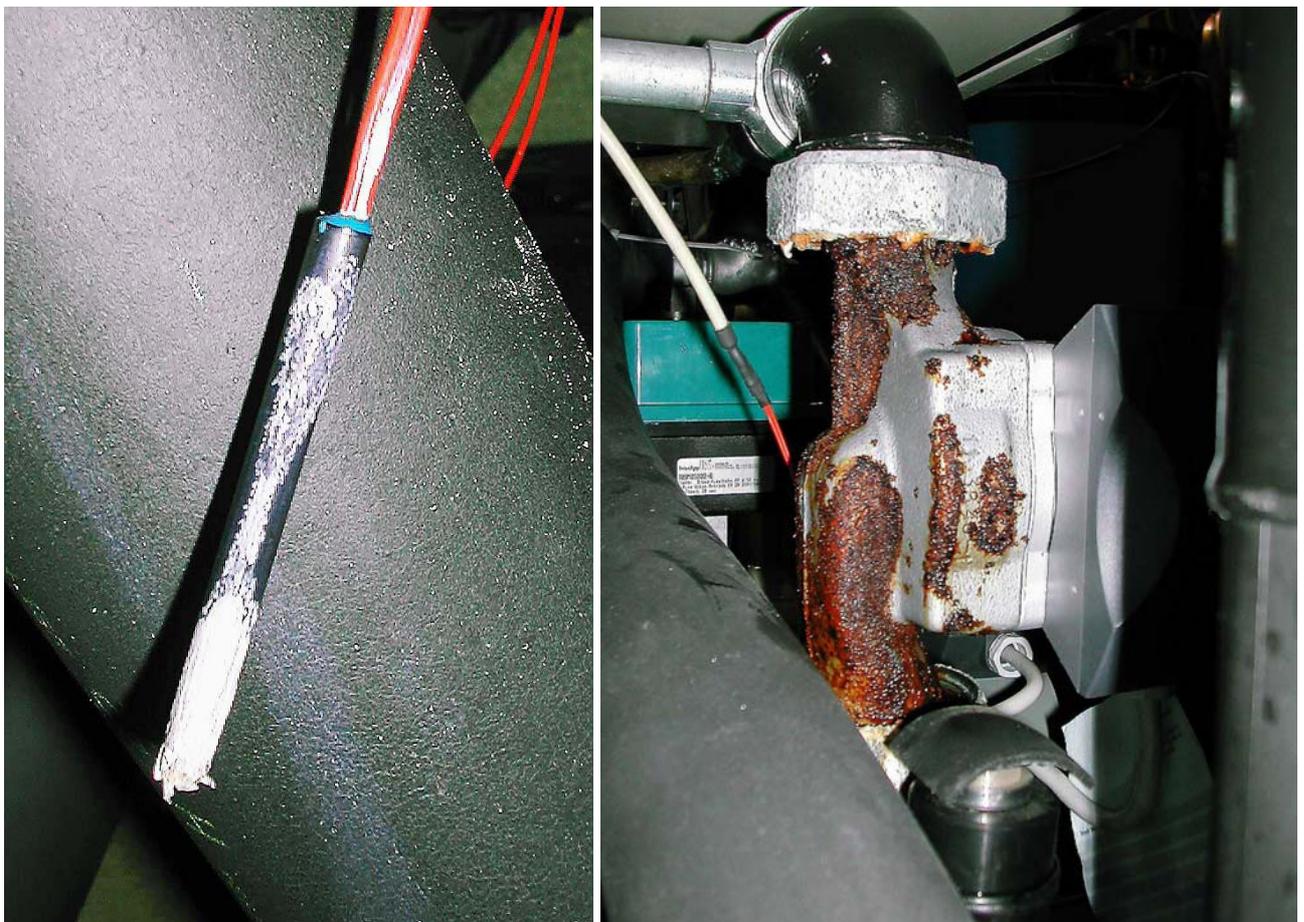


Abbildung 45: Korrodierter Temperaturfühler (links) und korrodiertes Pumpengehäuse (rechts)

11. Zusammenarbeit

- Th. Afjei et al.: Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen bis 25 kW (STASCH). (Laufendes BFE-Projekt [2])
- M. Deller, Hochschule für Technik Rapperswil: Messungen am Luftkühler in Waltalingen. (Laufendes BFE-Projekt [4])
- M. Studer, EMPA Dübendorf: Geräuschmessungen am Luftkühler in Waltalingen. (Laufendes BFE-Projekt [4])

12. Literaturverzeichnis

- [1] J. Cizmar, E. Zahnd, D. Trüssel: Feldmessung einer Retrofit-Wärmepumpe. Bern: Bundesamt für Energie, 2001.
- [2] Th. Afjei et al.: Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen bis 25 kW (STASCH). Zwischenbericht Juli 2001. Bern: Bundesamt für Energie, 2001.
- [3] Jürg Schiffmann, Stéphane Guex, Daniel Favrat: Pompe à Chaleur air-eau à Haute Température. Phase 2: Développement et essais avec un compresseur à injection vapeur. Laboratoire d'Energétique Industrielle, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne. Rapport intermédiaire. Bern: Office Fédérale de l'Energie, juillet 2001 (révisé septembre 2001).
- [4] M. Deller, Th. Kopp, M. Studer: Wärmequelle Luft für Retrofit-Wärmepumpen. Schlussbericht. Bern: Bundesamt für Energie, 2002.
- [5] Aspen Petroleum AB (Schweden): Temper, der Kälteträger mit System. Stuttgart: Christof Fischer GmbH, o. J.
- [6] G. Zweifel, M. Wetter: Handrechenmethode zur Bestimmung der Jahresarbeitszahl von Wärmepumpenanlagen für Heiz- und Warmwasserbetrieb. Im Auftrag des Bundesamtes für Energie. Luzern: ZTL, Mai 1997.

Symbolverzeichnis siehe Kapitel 7