



Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung
Pilot- und Demonstration

Bivalente Kleinwärmepumpe mit Stufenladung für Heizung und Brauchwarmwasser in einem Mehrfamilienhaus in Dornach Projekt Nr. 11369

ausgearbeitet durch

**A. Thüler, E. Längin
Elektra Birseck
Weidenstrasse 27
4142 Münchenstein**

im Auftrag des
Bundesamtes für Energiewirtschaft

Juli 1997

Schlussbericht

Inhaltsverzeichnis

Seite	
	1. Einleitung 3
	2. Anlagenbeschreibung 4
	3. Messkonzept 6
	4. Betriebsverfahren 8
	5. Auswertung der Messungen 8
	6. Investitionen und Mehrkosten 16
	7. Schlussfolgerungen 16

The Förderbeiträge des BEW, Bern und der Energiefachstelle des Kantons Solothurn ermöglichen die erforderliche Instrumentierung der Anlage und die Aufbereitung der erhaltenen Messdaten in Form dieses Berichts. Die Förderbeiträge seien an dieser Stelle bestens verdankt.

1. Einleitung

Ausgangslage

Die Pensionskasse der Elektra Birseck Münchenstein (EBM) erstellte 1995 eine Mehrfamilienhaus-Überbauung. Diese besteht aus 2 Häusern mit 8 und 12, insgesamt also 20 Wohnungen. Der Wärmeleistungsbedarf für Transmission und Lüftung beträgt total 55 kW bei einer Aussentemperatur von -8°C. Die Wärmeeerzeugung sollte umweitrendlich und kostengünstig sein und der Wärmepreis nicht höher wie der durchschnittliche Wert aller sich im Besitz der Pensionskasse befindenden Wohnbauten. Als Lösung bot sich eine bivalente Luft/Wasser-Wärmepumpe mit einem Oelspitzenlastkessel für Heizung und Warmwasser an.

Projektziele

Folgende Ziele sollen mit diesem Projekt erreicht werden:

- Ein technisches Konzept, welches einfach, betriebssicher und kostengünstig ist.
- Im Sommer, wo die durch fossile Brennstoffe erzeugte Ozonbelastung am höchsten ist, soll das Brauchwarmwasser ausschliesslich mit der Wärmepumpe auf 55°C erwärmt werden.
- Der kostengünstige sperrbare EVW-Tarif mit 2 x 2 Std. und 1 x 1 Std. Sperrzeit soll genutzt werden.
- Die Jahresarbeitszahl (JAZ) der Wärmepumpe soll mit der Wärmequelle Luft bei 3,5 liegen.

- Die notwendige Temperatur in Speicher und Boiler werden durch Stufenladung der unteren Speichervolumina und nicht über Dreiwegventile (Schichtladung) hochgefahren. Dies ergibt eine bessere Leistungszahl für die Wärmepumpe und gleichzeitig wird die Neigung des Brauchwarmwassers-Wärmetauschers zum Verkalken reduziert.
 - Beim Brauchwasserkreislauf ist der Verflüssiger der Wärmepumpe gleichzeitig der Wärmetauscher für das Brauchwarmwasser. Der wegfallende zusätzliche externe Wärmetauscher bringt eine Wirkungsgradverbesserung.
 - Wärmequelle ist die über offene Lichtschächte in die Autoeinstellhalle einfließende Aussenluft. Damit wirkt die Einstellhalle als Speicher- und dampfende Aussenluft. Die Schwanke der Aussenlufttemperatur sowohl im Sommer als auch im Winter.
- Folgende besondere Massnahmen wurde zur Erreichung der Projektziele getroffen:

Der Wasserpuffer (Boiler) hat einen Inhalt von 1930 Litern. Im oberen Teil ist ein Heizregister zur Erwärmung ab Heizkessel eingebaut. Die Anschlüsse für die Wärmepumpen befinden sich im unteren Teil des Wasserpuffers. Die Zirkulationsleistung wird etwa in der Speichermitte eingeführt. Die Durchmischung von oberem und unterem Teil des Speichers wird durch zyklisches Ein- und Ausschalten der Zirkulationspumpe und durch die Verwendung eines Sprührohrs verhindert.

Der Ölheizkessel hat eine Leistung von 62 kW und ist mit einem 2-stufigen Brenner und Rücklaufhochhaltung ausgestattet. Der Pufferspeicher für den Heizkreis hat ein Volumen von 1500 Litern. Bei Ladung ab Heizkessel wird durch die entsprechende Lage der Vor-/Rücklaufanschlüsse erreicht, dass nur der obere Teil auf den erforderlichen Sollwert geladen wird. Die Anschlüsse für die Wärmepumpen befinden sich im unteren Teil des Speichers. Die Durchmischung von oberem und unterem Teil des Speichers wird durch ein eingebautes Lochblech und durch ein Sprührohr verhindert.

Die Wärmeerzeugung ist als bivalente Anlage ausgestattet. Der Wärmepumpenteil besteht aus zwei Luft/Wasser-Wärmepumpen in Spitausführung (Länge der Spitausführung pro Maschine: 2 x ca. 19 m) mit getrennten Verdampfern und einer Heizleistung von je 8,3 kW (bei Aussenlufttemperatur 2°C / Wassertemperatur 35°C), resp. 8,8 kW (bei 10°C / 55°C). Als Kältemittel wird R134a verwendet. Die Verflüssiger für Heizung und Brauchwarmwasser sind ebenfalls getrennt. Diejenigen für das Brauchwarmwasser sind als Edelstahl-Plattenwärmetauscher ausgestattet, wobei wasserseitig je ein thermostatisches Regelventil mit Sollwert 25°C eingebaut ist. Dieses hat die Funktion einer Anfahrhilfe und garantiert bei tiefen Kaltwassertemperaturen (z.B. 8°C im Monat Februar) ein problemloses Umschalten der Wärmepumpe von Heizungs- auf Warmwasserbetrieb ohne Niederdruckstörung. Die Verdampfer sind in eine Aussenwand der Autoeinstellhalle integriert. Die Ventilatoren der Verdampfer saugen über offene Lichtschächte Aussenluft an und blasen die abgekühlte Luft wieder ins Freie.

Wärmeerzeugung

2. Anlagenbeschreibung

- Sowohl der Boiler als auch der Pufferspeicher sind so ausgeführt, dass die Wärmepumpen auf den unteren (kälteren) Teil, der Ölkessel auf den oberen (wärmere) Teil der Speicher arbeiten.

- Um eine möglichst tiefe Kondensationsstemperatur zu erreichen, arbeitet die Wärmepumpen im Heizbetrieb immer auf den kälteren der beiden Speicher und übernehmen damit je nach Last die Vorwärmung oder die vollständige Ladung der Speicher.

- Der Boiler hat genügend Speicherkapazität, um die EW-Sperzeiten der Wärmepumpen-Anlage bei durchschnittlichem Verbrauch zu überbrücken.

- Kessel- und Wärmepumpenkreis sind hydraulisch entkoppelt. Dadurch ist sichergestellt, dass die Wärmepumpen-Anlage im bivalent-parallel Betrieb immer nur mit dem Heizungsrücklauf arbeitet.

Bild 1 zeigt das Prinzip der Einbindung von Wärmepumpe, Speicher, Ölkessel und Boiler in die Heizanlage.

Hydraulische Einbindung

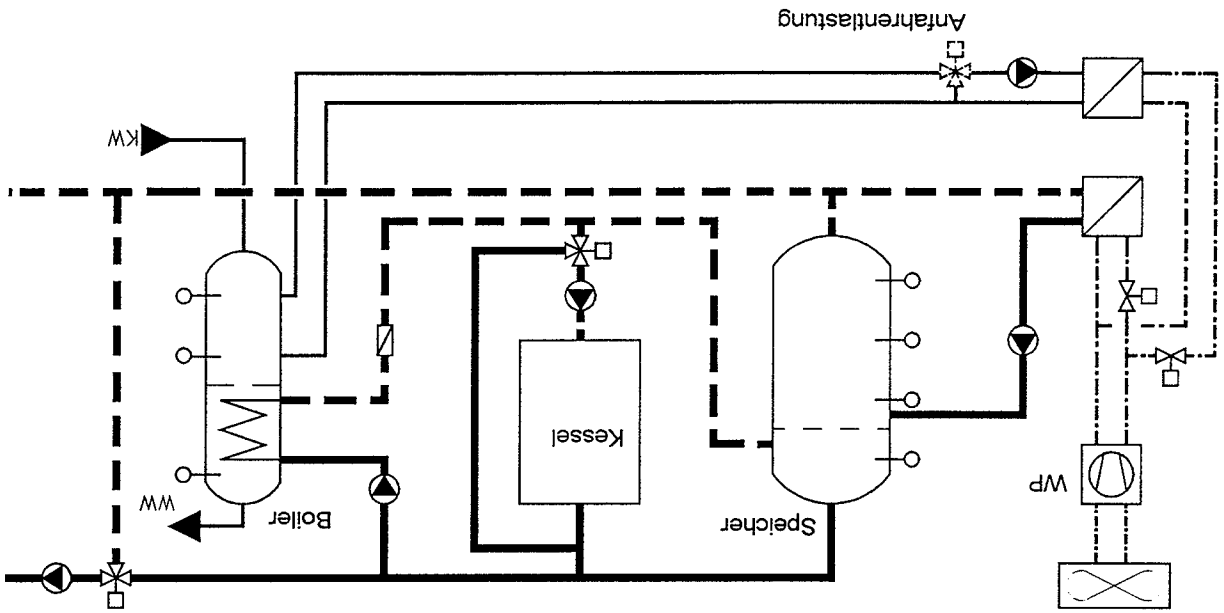


Bild 1

Wärmeverteilung

Die Wohnungen sind mit einer Fußbodenheizung ausgestattet und für Vor- und Rücklauftemperaturen von 50/40°C bei -8°C Aussentemperatur ausgelegt. Alle

Wohnungsverteiler der Fußbodenheizungen werden ab einer geregelten Heizgruppe gespiesen.

Funktion

Die Heizanlage wird während der Heizperiode bivalent/teilparallel betrieben. Im Sommer erfolgt die Brauchwassererwärmung durch die Wärmepumpen-Anlage. Diese arbeitet immer auf den unteren Speicher und während der Heizperiode auf den kälteren der beiden Speicher. Die Umschaltung zwischen den beiden Speichern erfolgt bei eingeschalteten Verdichtern unterbruchslos über Magnetventile im Kältemittelkreis. Der Heizkessel übernimmt die Nachwärmung der oberen Speicherinhalte. Sinkt die Einstellhallentemperatur unter $+1^{\circ}\text{C}$ (= Bivalenzpunkt), so werden die Wärmepumpen abgestellt und der Heizkessel allein übernimmt die Wärmeverorgung. Die Wärmepumpen werden auch abgeschaltet, wenn die übergeordnete Lüftung der Autoeinstellhalle aufgrund einer CO-Grenzwert-Überschreitung eingeschaltet wird. Wegen der stetigen Frischluftzufuhr bei Wärmepumpenbetrieb schaltet diese Lüftung jedoch selten ein. Die Ventilatoren der Verdampfer (allein, ohne WP-Betrieb) können eingeschaltet werden, um die Einstellhalle aufzuwärmen, wenn der Unterschied zwischen Aussenluft- und Einstellhallentemperatur einen vorgegebenen Wert überschreitet.

Steuerung, Regelung

Die automatische Betriebsführung übernimmt eine autonom arbeitende Unterstation eines Gebäudesystems. Für die Wärmepumpenanlage ist ein separater Schaltschrank vorhanden, der alle wärmepumpenspezifischen Funktionen (z. B. Abtaugung regelt und von der Unterstation über potentiellfreie Kontakte angesteuert wird. Der automatische Betrieb der Wärmeverteilungsanlage erfolgt bis auf die Umschaltung "Winter-/Sommerbetrieb" unabhängig von der Unterstation durch einen Heizgruppe.

3. Messkonzept

Zur Erfassung der Energieflüsse und besonders interessierender Temperaturen wurde die Anlage entsprechend Bild 2 wie folgt ausgerüstet:

Elektrozähler

- Elektrozähler für die ganze Heizzentrale
- Elektrozähler für die WP-Anlage (inkl. WP-Hilfsbetriebe)

Wärmehähler

- Wärmehähler für den Energieeintrag WP \rightarrow Pufferspeicher (Heizung)
- Wärmehähler für den Energieeintrag WP \rightarrow Brauchwasser-Erwärmer
- Wärmehähler für den Energieeintrag des Heizkessels
- Wärmehähler für den Energieeintrag Ölheizkessel \rightarrow Brauchwasser-Erwärmer
- Wärmehähler für die Energieabgabe an die Heizgruppe

- Diverse Zähler
- Ölzähler
 - Kaltwasserzähler vor Wassererwärmer
 - Betriebsstundenzähler für jede Wärmepumpe
 - Einschaltbehälter für jede Wärmepumpe
 - Betriebsstundenzähler für Brennerstufe 1 und 2

Temperaturfühler

- Aussen temperaturfühler
- Temperaturfühler für Einstallhallentemperatur, Messort "Pfosten"
- Temperaturfühler für Einstallhallentemperatur, Messort "Luft Eintritt in Verdampfer"
- Vorlauftemperatur WP → Pufferspeicher
- Rücklauftemperatur Pufferspeicher → WP
- Vorlauftemperatur WP → Brauchwassererwärmer
- Rücklauftemperatur Brauchwassererwärmer → WP
- 4 Temperaturfühler im Pufferspeicher auf verschiedenen Niveaus
- 5 Temperaturfühler im Brauchwassererwärmer auf verschiedenen Niveaus

Die Betriebszustände und Temperaturen werden alle 15 Minuten erfasst und jeweils für 30 Std. in der Unterstation zwischengespeichert. Einmal täglich werden sie an die Leitzentrale übermittelt und in einer historischen Datenbank abgelegt. Damit lässt sich das Verhalten der Anlage jederzeit überprüfen. Wegen anfänglichen Problemen mit der Datenaufzeichnung in die Datenbank wird für diesen Bericht das Zeitfenster vom 1. Mai 1996 bis 30. April 1997 betrachtet.

Prinzipschema zum Messkonzept (vereinfacht, ohne Rücklauf)

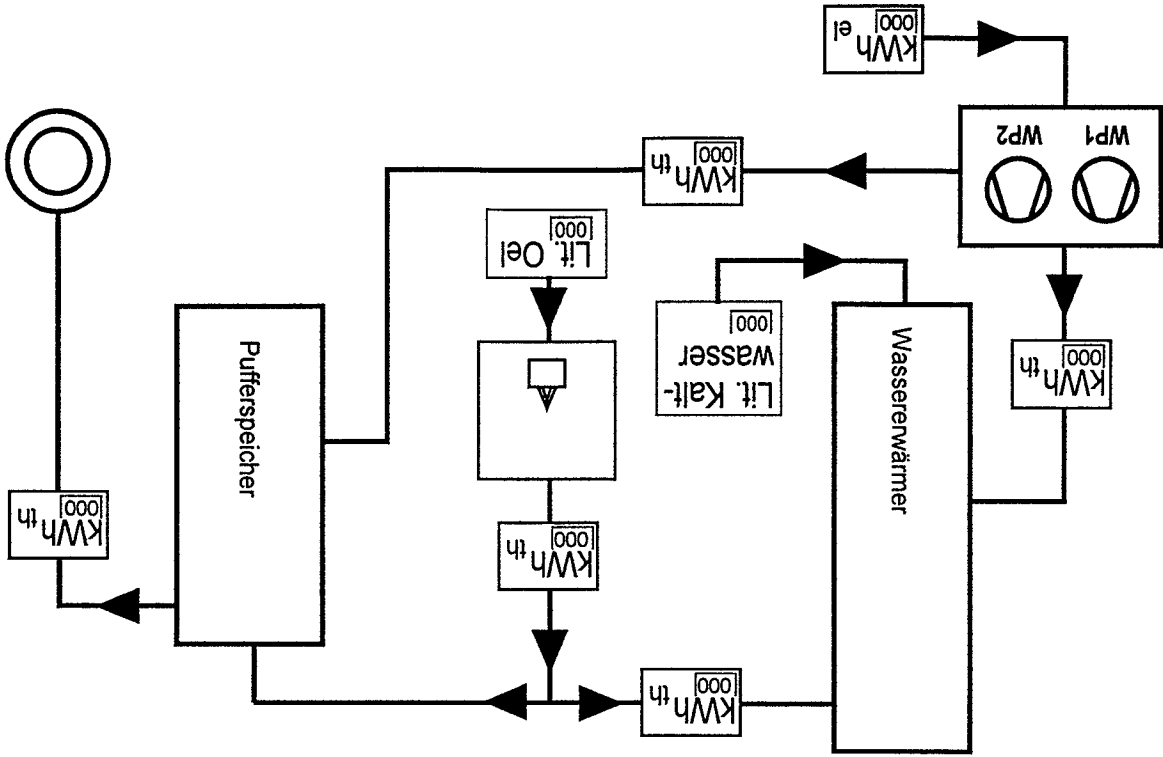


Bild 2

4. Betriebsfahrten

Die Anlage funktioniert entsprechend den Vorstellungen. Die oberen Speicherinhalte werden durch die Stufenladung nicht beeinflusst. Die Oberflächentemperatur der Betonplatte in der Einstellhalle ist nie unter 2°C gefallen und die Wärmepumpe wurde während der gesamten Winterperiode 96/97 nie durch zu tiefe Temperaturen gesperrt. In den Sommermonaten 1996 erfolgte die Erwärmung des Brauchwassers auf 55°C bis auf wenige Lastspitzen mit der Wärmepumpe.

Damit die Verfüssigungstemperatur der Wärmepumpe zu Gunsten einer guten Arbeitszahl möglichst tief ist, soll die Wärmeverteilung für eine möglichst tiefe Rücklauftemperatur ausgelegt werden. In diesem Zusammenhang ist eine exakte Einstell-Abgleich sollte durchgeführt werden, bevor die Wohnungen bezogen sind. Die eingestellten Positionen müssen plombiert werden. Im vorliegenden Projekt ist die Fussbodenheizung zu knapp dimensioniert mit der Folge einer zu hohen Rücklauftemperatur.

Im Brauchwarmwasserkreis der Wärmepumpen wurde nachträglich je ein thermostatisch gesteuertes Mischventil als Anfahrhilfe eingebaut. Der Sollwert für den WP-Rücklauf ist auf den kleinst möglichen Wert (25°C) eingestellt. Diese Massnahme wurde nötig, weil im Winter mit Kaltwasserertrittstemperaturen von etwa 8°C beim Umschalten von Heizbetrieb auf Brauchwasserladung verschiedentlich Niederdruckstörungen aufgetreten sind. Sie führt aber leider auch zu einer etwas geringeren Arbeitszahl.

5. Auswertung der Messungen

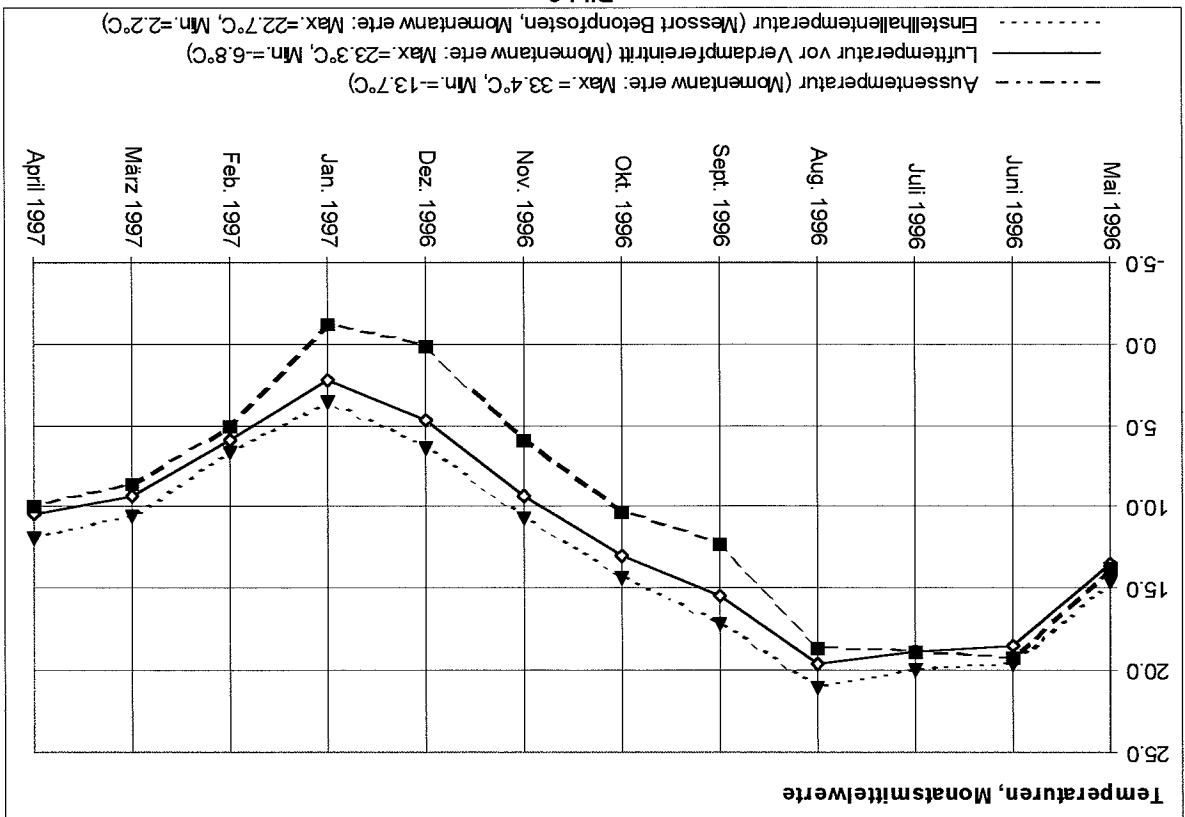
Mit den durch die vorhandene Instrumentierung erhaltenen Daten wurde je den Monat Bilanz gezogen. Einerseits interessierte der Einfluss der Speicher- und der Wärmepumpe auf die Temperatur der Luft als Wärmequelle, andererseits auch die Arbeitszahl der WP-Anlage und deren Heizleistung sowie der Gesamtnutzungsgrad.

Temperatur der Wärmequelle

Bild 3 zeigt den Verlauf der Aussentemperatur, der Oberflächentemperatur in der Einstellhalle sowie der Lufttemperatur vor Verdampfertritt. Aus dem Diagramm geht hervor, dass die Masse der Einstellhalle mit ihrer thermischen Trägheit bewirkt, dass sogar im Januar die mittlere Wärmequellen-temperatur rund 3,5°C über der mittleren Aussentemperatur liegt. Die kurzzeitigen Schwankungen der Aussentemperatur werden stark gedämpft:

Jahres-	Lufttemp. vor Verdampfer	Max. Wert 23,3 °C	Min. Wert -6,8 °C
	Aussentemperatur	33,4 °C	-13,7 °C

Im Sommer, wo die WP-Anlage für die Brauchwassererwärmung eingesetzt wird, wirkt sich dieser Effekt ebenfalls positiv aus: Die Maxima der Aussen-temperatur erreichen den Verdampfer nur in abgeschwächter Form, wodurch die Heizleistung und damit die Temperaturdifferenz über dem Verflüssiger nicht allzusehr ansteigen und das Risiko für Hochdruckstörungen im Sommerbetrieb reduziert wird.

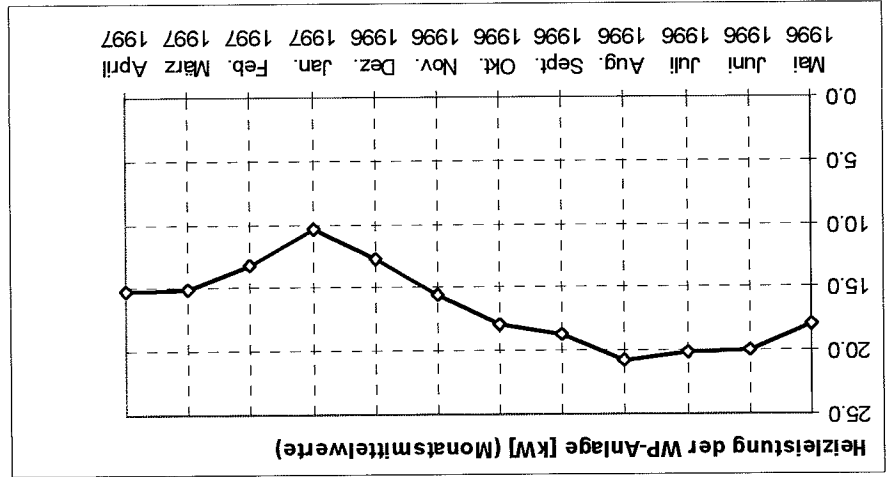
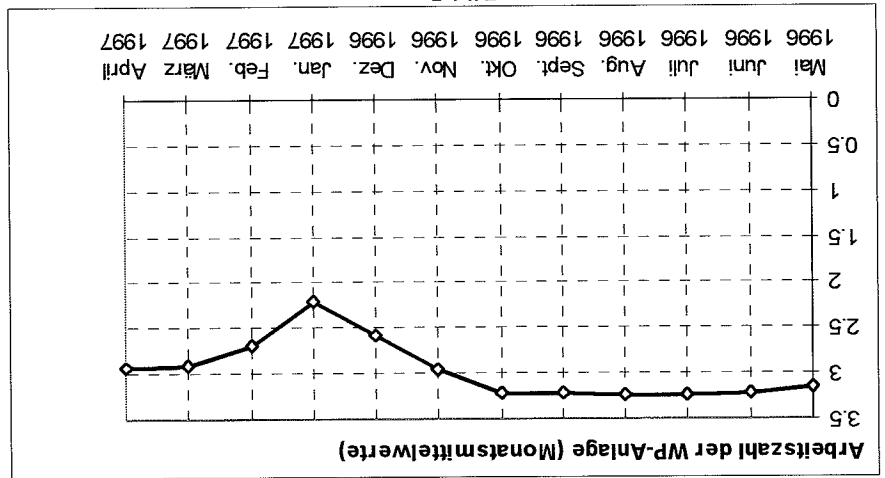
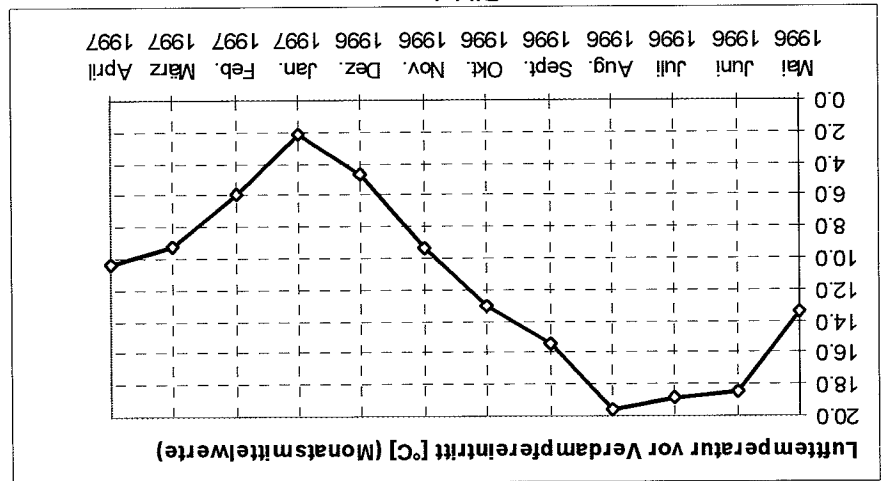


Der Mittelwert der Lufttemperatur vor dem Verdampfereintritt liegt in den Monaten August bis April nicht unter der Aussenlufttemperatur, d.h. die Einstellhallenluft wird durch die im Winter ausgekühlte Masse der Einstellhalle nicht unter die Temperatur der Aussenluft abgekühlt. Während prakt. der ganzen Heizperiode kann also von der über die Einstellhalle vorgewärmten Luft profitiert werden.

Die Einstellhalle liegt unter einer Grünfläche. Damit ist sichergestellt, dass die Einstellhalle keine Wärme von bewohnten Räumen bezieht.

Arbeitszahl und Heizleistung der Wärmepumpe

Die folgenden Bilder zeigen die monatlichen Arbeitszahlen und die monatliche mittlere Heizleistung der WP-Anlage. Bei der Berechnung der Arbeitszahl wurden die Verluste des Pufferspeichers mit 2 % der von der WP-Anlage dort eingebrachten Wärme rechnerisch berücksichtigt. Der elektr. Energieverbrauch der WP-Anlage (inkl. aller Hilfsbetriebe) wurde mit einem separaten Elektrozähler erfasst.



Ziel des Projektes für die WP-Anlage war das Erreichen einer Jahresarbeitszahl von 3,5. Aufgrund der wesentlich tiefer liegenden monatlichen Ar-

beitszahlen wurden die elektr. Aufnahmeleistungen der Pumpen und Ventila-
toren gemessen:

Ladepumpen für Wasserwärmer :	2 x 100 W
Ladepumpen für Pufferspeicher:	2 x 115 W
Verdampferventilatoren (Lufttemp. = 4°C)	2 x 250 W
Pumpen + Ventilatoren, Total im Mittel	2 x 357 W = 714 W
Steuerung ca.	30 W

Die Gesamtleistung der Hilfsbetriebe bei WP-Betrieb wird mit 750 W angegeben.
nommen.

Carterheizungen

Die Carterheizungen sind bei ausgeschalteten Verdichtern dauernd eingeschaltet, bei eingeschalteten Verdichtern dauernd ausgeschaltet.

Die Herstellerangaben für die Verdichter (Bristol H25A 62QBE) mit dem
Kältemittel R134a lauten:

A2/W35:	Heizleistung elektr. Aufnahmeleistung der Kompressoren	2 x 8325 W = 16650 W
	Leistungszahl ε	3.98
A2/W55:	Heizleistung elektr. Aufnahmeleistung der Kompressoren	2 x 7353 W = 14706 W
	Leistungszahl ε	2.85
A10/W35:	Heizleistung elektr. Aufnahmeleistung der Kompressoren	2 x 10452 W = 20904 W
	Leistungszahl ε	3.96
A10/W55:	Heizleistung elektr. Aufnahmeleistung der Kompressoren	2 x 8816 W = 17632 W
	Leistungszahl ε	3.21

Mit einer mittleren Leistungsaufnahme der Hilfsbetriebe von 750 W ergeben
sich folgende COPs:

A2/W35 :	COP _{soll} = 3.38	A10/W35	COP _{soll} = 3.47
A2/W55	COP _{soll} = 2.48	A10/W55	COP _{soll} = 2.83

Die Abtauverluste, die Leistungsanteile zur Überwindung des Druckabfalls von Verdampfer und Vertlüssiger sowie die Carter-Heizung sind darin nicht berücksichtigt.

Die Herstellerangaben sollen für einen Punkt den in der Anlage erreichten Werten gegenübergestellt werden.

Aus den Herstellerangaben ergibt sich linear umgerechnet ohne Berücksichtigung der Abtau- und Verteilverluste eine Leistungszahl $\epsilon = 3.35$ und eine Heizleistung von 15.7 kW.

Die Daten der WP-Anlage für den Januar betragen:

Benötigte elektrische Energie: 2216 kWh
 Erzeugte Wärme 4958 kWh
 Kompressorlaufzeit 480.5 Std.
 Mittl. Wärmeequellentemp. + 2.2°C (Einstellhallenluft)
 Mittl. Aussenlufttemp. - 1.2°C
 Betrachteter Zeitraum 768 Std. (=32 Tage)

Annahmen:

Mittl. Wasseraustrittstemp. 35°C (Heizung, Warmwasser)
 Leistungszahlverminderung durch Vereisung und Abtauung 18 %
 Wärmeebabe der Kompressoren ins Netz [%] der Gesamtlaufzeit 80 %

Für die mittl. Heizleistung ergibt sich:
 Effektive Laufzeit mit Wärmeebgabe ans Netz = $0.8 \times 480.5 \text{ Std.} = 384 \text{ Std.}$
 Mittlere Heizleistung während der Wärmeebgabe ins Netz 4985 kWh / 384 h = 12.9 kW

Für die Monatsarbeitszahl des Verdichters (ohne Hilfsbetriebe):

Zugeführte elektr. Energie 2216 kWh
 Hilfsbetriebe (während der Wärmeebgabe ins Netz) $384 \text{ h} \times 0.75 \text{ kW} = 288 \text{ kWh}$
 Hilfsbetriebe (während Einschaltverzögerungs- und Abtauphasen) $(481-384) \text{ h} \times 0.25 \text{ kW} = 24 \text{ kWh}$
 Carter-Heizung $(768-481) \text{ h} \times 2 \times 40 \text{ W} = 23 \text{ kWh}$
 Elektr. Energie für Kompressor 1881 kWh

Monatsarbeitszahl des Verdichters = $4958/1881 = 2.64$

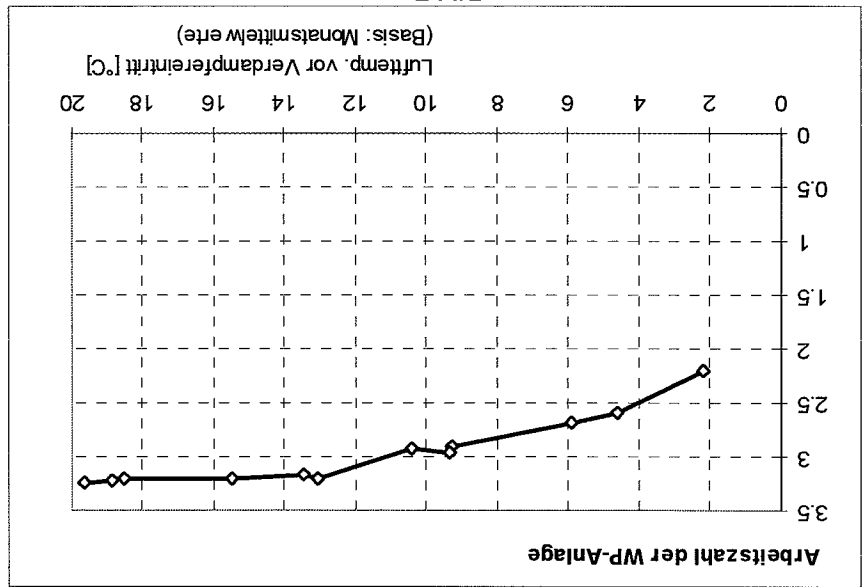
Mittlere Leistungszahl $\epsilon = 2.64/(1 - 0.18) = 3.22$

Der Wert liegt damit im Bereich des aus den Herstellerangaben berechneten Wertes (3.35).

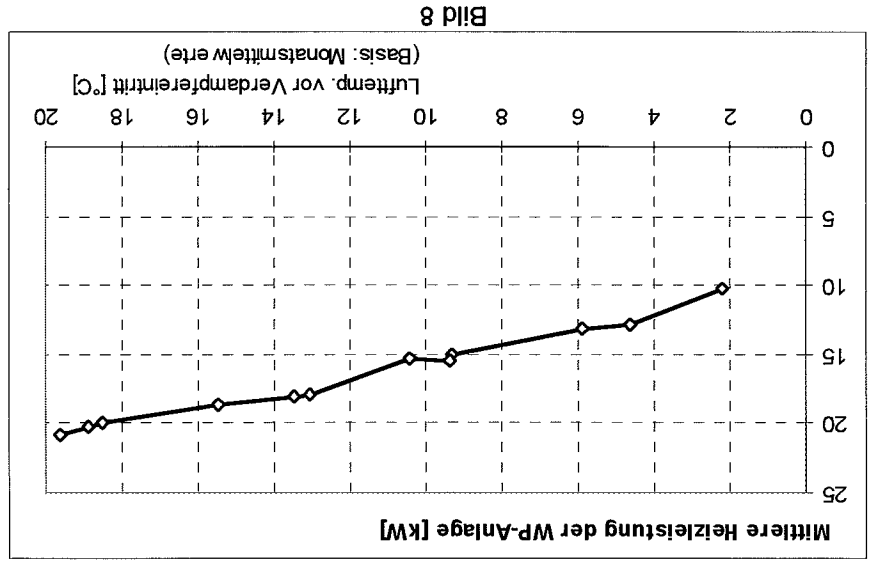
Die in der Anlage effektiv erreichten Monatswerte für Januar 1997 (inkl. Berücksichtigung der Hilfsbetriebe und der Ver- und Enteisungs- und Verteilverluste) ergaben sich mit:

Arbeitszahl = 2.21
 Heizleistung = 10.3 kW

Arbeitszahl der WP-Anlage in Funktion der Wärmequellentemperatur:

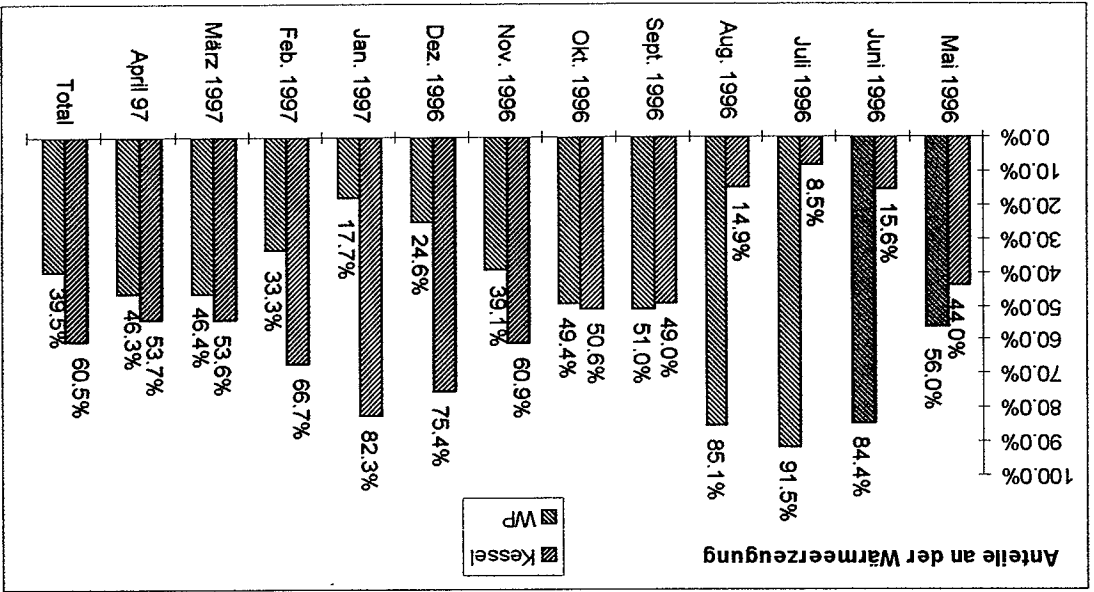
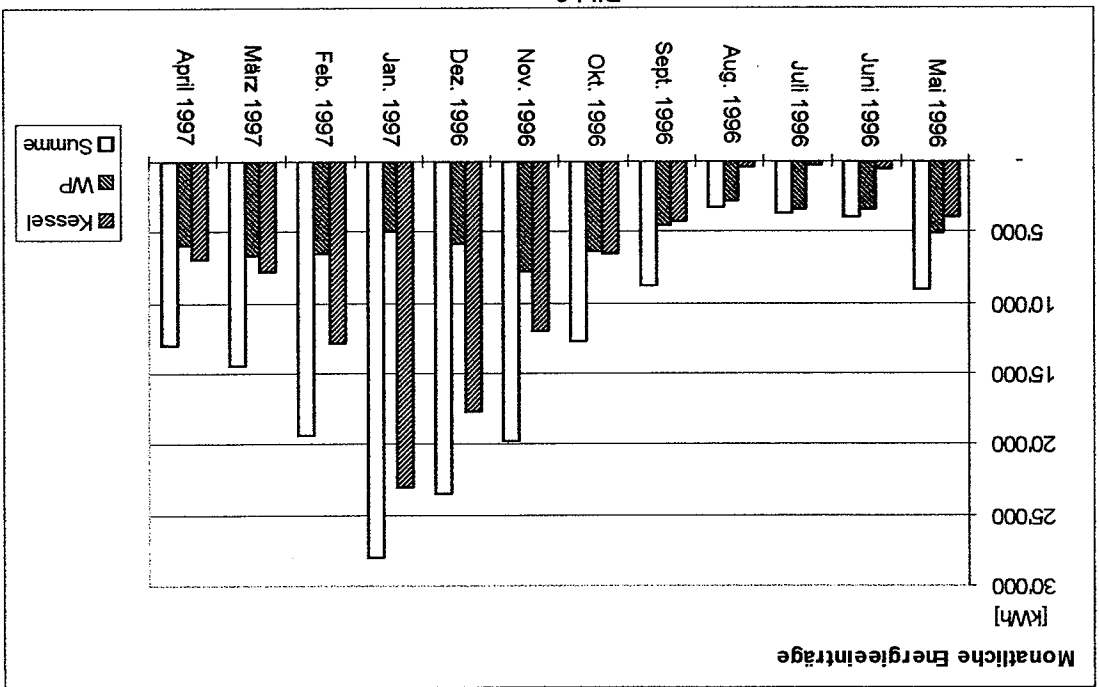


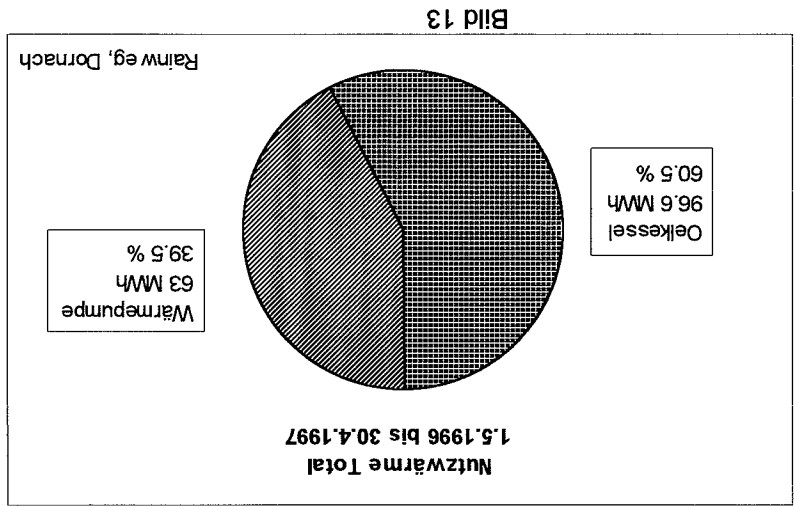
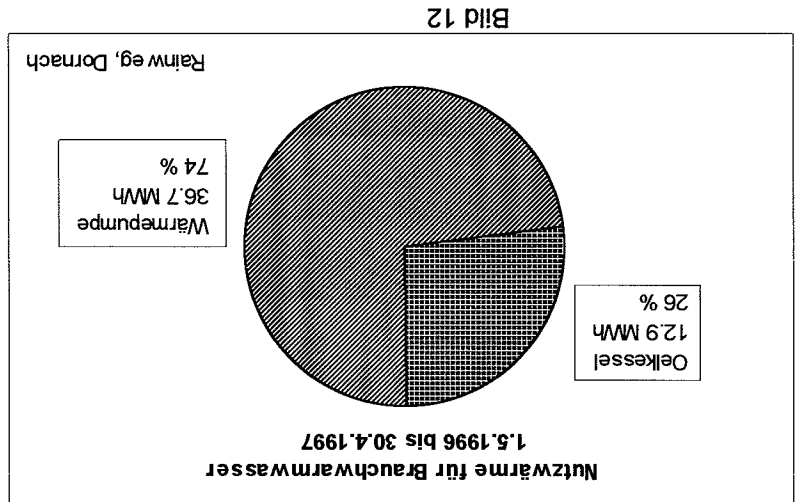
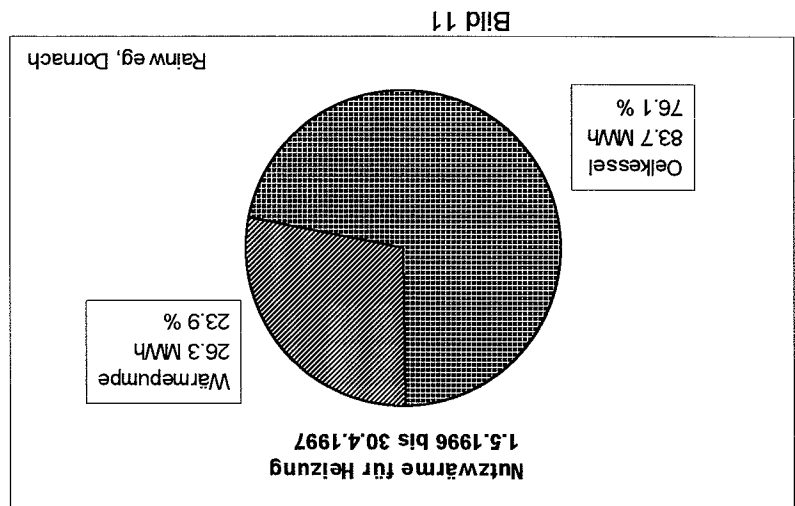
Heizleistung der WP-Anlage in Funktion der Wärmequellentemperatur:



Energieeinträge von WP-Anlage und Kessel

Die Zielsetzung lautete so, dass etwa 50 % des Jahresenergiebedarfs durch die WP-Anlage abgedeckt werden sollte. Die monatlichen Anteile ergeben sich aus folgender Grafik:





6. Investitionen und Mehrkosten

Die Investitionskosten für die Wärmeerzeugung mit bivalenter Anlage betragen rund CHF 141'000.--. Diejenigen für die Wärmeerzeugung mit Ölkessel und zentraler Brauchwassererwärmung werden auf CHF 70'000.-- geschätzt.

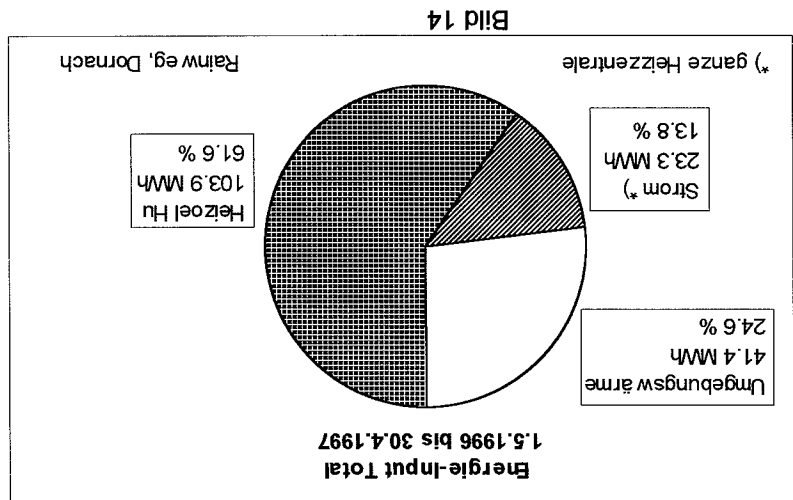
Die Investitionsmehrkosten für die bivalente Anlage betragen also ca. CHF 71'000.--. Eine Abschreibungsdauer von 15 Jahren und ein Zinssatz von 5% ergeben eine Annuitätsrate von 9,6% und damit jährliche Kapitalmehrkosten von CHF 6'816.--.

Im betrachteten Zeitraum verbrauchte die Wärmepumpenanlage 21'600 kWh Strom mit Kosten von CHF 2'520.--. Für die mit der Wärmepumpe erzeugte Wärme ergeben sich (ohne Berücksichtigung von Subventionen) folgende Kosten:

Von der WP erzeugte Wärme: 41,4 MWh + 21,6 MWh = 63 MWh
 Kapitalkosten der Mehrinvestition: CHF 6'816.--
 Stromkosten: CHF 2'520.--
 $\Rightarrow 14,8 \text{ Rp./kWh}_{\text{th}}$

Die monatlichen Mehrkosten für jede der 20 Wohneinheiten ergeben sich wie folgt:
 Ann.: Ölpreis CHF 35.--/100kg, $\eta(\text{Ölkessel}) = 0,9$
 Für die Bereitstellung der von der WP erzeugten 63 MWh Wärme wären 6440 kg Heizöl erforderlich.

Jährliche Kosten WP-Anlage CHF 9'336.--
 - jährliche Kosten Heizöl - CHF 2'254.--
 Effektive jährliche Mehrkosten CHF 7'082.--
 \Rightarrow Effektive Mehrkosten pro Wohneinheit und Monat: CHF 29,50



Unter Vernachlässigung externer Kosten stellt die Ölheizung (ohne Wärmepumpe) die heute kostengünstigste Lösung dar. Es war jedoch erklärtes Ziel der Bauherrschafft aufzuzeigen, dass mit vertretbarem Mehraufwand energetisch effizientere Lösungen und ein haushälterischer Umgang mit nicht erneuerbaren Energieträgern mach- und zahlbar ist.

7. Schlussfolgerungen

Für den Wärmepumpenbetrieb ist die Luftvorwärmung über die thermischen Speichermassen der Einstellhalle sinnvoll, da Temperaturextrema stark gedämpft werden. Dank dieser Massnahme ist es über den ganzen Winter möglich, das bei tiefen Wärmequellenentemperaturen wenig geeignete, aber mit wenig Umweltgefährdungspotential behaftete Kältemittel R 134a zu verwenden.

Mit der erreichten Jahresarbeitszahl (JAZ) von 2.90 wurde die Zielvorgabe JAZ = 3.5 nicht erreicht.

Folgende gegenüber dem Projekt abweichenden Fakten führten zu dieser Verschlechterung der JAZ:

- Die Spreizung zwischen Vor- und Rücklauftemperatur der Wärmeverteilung ist nur etwa halb so gross wie erwartet. Auswirkung auf JAZ ca. -0.2, bzw. unter Berücksichtigung, dass auch Brauchwasser erwärmt wird

ca. - 0.1

- Die Aufnahmleistung der Verdampferventilatoren beträgt 500 W, anstelle der Lieferantenangabe von 160 W (der Lieferant meinte offenbar die abgegebene Wellenleistung, welche aber in diesem Zusammenhang weniger interessiert)

ca. - 0.2

- Die Aufnahmleistung der Heizungs- und Sanitärpumpen, sowie der Stromverbrauch von Carterheizung und Steuerung wurden bei der Formulierung des Projektziels fälschlicherweise nicht berücksichtigt.

ca. - 0.2

Dadurch verursachte Gesamtabweichung der JAZ

ca. - 0.5

Die Arbeitszahl der WP-Anlage könnte noch verbessert werden:

- Durch die Verwendung von Pumpen- und Ventilatorantrieben mit besserem Wirkungsgrad.
- Durch den Einsatz einer grösseren Wärmepumpe anstelle von zwei Kleinwärmepumpen. Eine grössere Maschine hat meistens bessere Kennzahlen und nur je 1 Pumpe als Hilfsbetrieb.

Da der Wärmeverbrauch der Ueberbauung 13% über dem prognostizierten Wert lag, deckte die Wärmepumpe 39% statt der vorgesehenen 50% des Jahreswärmebedarfs ab.

Um wärmeverteilungssseitig eine möglichst tiefe Rücklauftemperatur zu erhalten, ist die Einstellung der Strang-Wassermengen zwingend. In diesem Zusammenhang sei auch erwähnt, dass bei den Dimensionierungsprogrammen für Fußbodenheizungen noch Verbesserungsbedarf besteht: Bei der Nennwassermenge soll die Nennleistung und nicht eine 2 bis 3 fach zu hohe Leistung abgegeben werden.

Das hydraulische Konzept der Stufenladung für Warmwasser- und Heizungswasservorwärmung bietet gegenüber der Schichtladung die erwarteten Vorteile. Die Anlage funktioniert problemlos. Unzählige mit Öl betriebene Boiler in Mehrfamilienhäusern könnten mit diesem Konzept und vertretbaren Kosten mit 2/3 regenerativer Energie erwärmt werden.

* * * * *