

Schlussbericht Juli 2005

Geregelte Wärmepumpe Pioneer

**Geregelte Luft-Wasser-Wärmepumpe für
Sanierungen von Öl- und Elektroheizungen**

ausgearbeitet durch

**Prof. Dr. P. von Böckh
H. J. Eggenberger, dipl.Ing.FH
Marc Borer
Thomas Borer**

**Fachhochschule beider Basel FHBB
Dept. Industrie, Abtlg. Maschinenbau
Gründenstrasse 40
4132 Muttenz**

**Solartis GmbH
Wärmepumpen-Versuchslabor
Liestalerstrasse 33, 4414 Füllinsdorf**

Firmen:

Solartis GmbH, WP-Versuchslabor EICH H.J.Eggenberger dipl. Masch.Ing.FH, Leiter F+E Liestalerstrasse 33, 4414 Füllinsdorf	FHBB Dept. Industrie, Labor für Energietechnik, Prof. Dr. Peter von Böckh Gründenstrasse 40, 4132 Muttenz
Jäggi/Güntner AG, Gert Dierks, Geschäftsführer Industriestrasse 23, 4632 Trimbach	Bitzer International. Wolfgang Sandkötter, Entwicklungsleiter Eschenbrünnlestr. 15, D-71065 Sindelfingen
Danfoss Drive AG, Jörn Christensen, Marketingleiter Parkstrasse 6, 4402 Frenkendorf	Werner Kuster AG Peter Gubser, Geschäftsführer Montagewerkstatt für Kälteaggregate Parkstrasse 6, 4402 Frenkendorf

Autoren:

Marc. Borer, FHBB Muttenz
Thomas Borer FHBB Muttenz
Hansjakob Eggenberger, dipl. Masch.Ing.FH,
Prof. Dr. Peter von Böckh, FHBB Muttenz

Begleitgruppe:

Prof. Dr. Thomas Kopp, Hochschule für Technik (HSR) 8640 Rapperswil
Arthur Huber, Huber Energietechnik, Jupiterstrasse 26, 8032 Zürich
Alexander Peterlunger, Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs NTB
Werdenbergstrasse 4, 9471 Buchs / SG

Diese Arbeit ist im Auftrag des Bundesamtes für Energie entstanden. Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen ist ausschliesslich der Autor dieses Berichts verantwortlich.

Auftraggeber:

Bundesamt für Energie
3003 Bern

Forschungsprogramm
Umgebungswärme, WKK, Kälte
F+E-Programmleitung:
Prof. Dr. Thomas Kopp

www.waermepumpe.ch

I Zusammenfassung

Die Luft-Wasser-Wärmepumpe „Pioneer“ wurde als Ersatz für Öl- und Elektroheizungen konzipiert. Um auf dem Markt zu bestehen muss sie bei hohen Vorlauftemperaturen Arbeitszahlen aufweisen, die einen kostengünstigen Heizbetrieb erlauben. Ferner muss wegen den zu erwartenden neuen Lärmemissionsvorschriften die Schallemission des Ventilators entsprechend reduziert werden. Eine wirtschaftliche und erfolgversprechende Lösung sah man mit dem von der Fa. Bitzer neu entwickelten zweistufigen, drehzahlregelbaren Verdichter. Durch den Drehzahlregelbereich von 17 bis 117 Hz kann die Leistung der Anlage in einem weiten Bereich geregelt werden. Mit der zweistufigen Verdichtung wird die Verschlechterung des Liefergrades bei hohen Verdichtungsverhältnissen vermieden. Der Verdichter ist im Vergleich zu einstufigen Apparaten konstanter Drehzahl relativ klein. Ferner wurde die Drehzahl des Ventilators ebenfalls geregelt und die Anlage in ein schalldämmendes Gehäuse eingebaut. Die Abtauungsregelung erfolgt über Gewichtsmessung des Verdampfers. Die erste Anlage wurde in der Simulationsanlage der Firma Solarits GmbH in Füllinsdorf eingebaut, in der die Quellenluft aufbereitet werden konnte. Die produzierte Wärme konnte je nach Bedarf über das Heizungssystem des Einfamilienhauses Eggenberger oder über äussere Wärmesenken abgeführt werden.

In dem vom BFE geförderten Projekt sollten folgende Optimierungen und Messungen durchgeführt werden:

- Ermittlung der optimalen Betriebsparameter für den Ventilator und Abtauung
- Bestimmung der Arbeitszahlen
- Bestimmung der Lärmemissionen
- Eignung der Anlage für die Warmwasserversorgung

Versuche für den Heizbetrieb wurden bei natürlichen und simulierten Aussentemperaturen entsprechend der Heizkurve durchgeführt. Zunächst wurde die optimale Regelung des Ventilators ermittelt. Für jede Aussentemperatur konnte eine optimale Abkühlung der Aussenluft ermittelt werden. Die Drehzahl des Ventilators wurde so eingestellt, dass die ermittelte Temperaturdifferenz eingehalten wurde. Für die Abtauung zeigte es sich, die besten Leistungszahlen dann erzielt werden konnten, wenn die Abtauung bei 5 kg Eismasse eingeleitet und nach dem Abschmelzen des Eises noch 5 Minuten nachgetrocknet wurde. Für die Abtauprozedere wurden die Drehzahlen des Verdichters optimiert. Mit dem so optimierten Betrieb wurden die Leistungszahlen der Anlage bei Aussentemperaturen zwischen –10 °C und +20 °C ermittelt, was folgende Resultate lieferte:

- Heizleistung der Anlage bei –10 °C ist 13 kW bei der Vorlauftemperatur von 58 °C
- Jahresarbeitszahl berechnet mit langjährigen mittleren Temperaturen der meteorologischen Messstation Binningen ist 3,55
- Mit der Drehzahlregelung des Verdichter mit der Umschaltung von zwei- auf einstufigem Betrieb bei Aussentemperaturen über 11 °C kann die Heizung entsprechend der Heizkurve bis 16 °C Lufttemperatur stetig geregelt werden.

Weiter Versuche wurden mit elektronischen Einspritzreglern durchgeführt, die aber gegenüber der konventionellen mechanischen Reglern keine Vorteile aufwiesen. Der neu konzipierte Doppelmantel Wärmetauscher, Flüssigkeitsabscheider und -sampler SAILIR garantierte eine gute Überhitzung des Saugdampfes.

Zum Vergleich wurde die Anlage mit konstanter Drehzahl in Ein-Aus-Betrieb gefahren und mit einer Sixmadun-Wärmepumpe verglichen. Diese Versuche zeigten dass bei stetiger Regelung der Pioneer 23 % höhere Arbeitszahl hat als im Ein-Aus-Betrieb. Die relativ alte Sixmadun-Anlage wurde sogar um 51 % übertroffen.

Bezüglich der Brauchbarkeit für die Warmwasserversorgung, zeigte es sich, dass Warmwassertemperaturen von bis zu 65 °C erreicht werden können, was die Abtötung von Legionellen ohne zusätzliche elektrische Heizung erlaubt.

Die Lärmemissionen sind ausser im Nachtbetrieb unterhalb von -4°C Lufttemperaturen unter den erlaubten Grenzwerten. Hier kann aber die Drehzahl des Ventilators begrenzt werden, was in einer tieferen Arbeitszahl resultiert. Da diese tiefen Temperaturen im Mittel etwa nur 15 Stunden pro Jahr auftreten, ist der Einfluss nur marginal.

Der Wirtschaftlichkeitsvergleich mit anderen Wärmepumpen zeigt, dass durch den kleineren Verdichter die Mehrkosten für die Drehzahlregelung mehr als kompensiert werden, so dass die Anlage bei tieferen Betriebskosten in der Anschaffung etwa gleich teuer wie eine konventionelle Wärmepumpe ist.

II Summary

The air-water-heat-pump „Pioneer“ was designed as a replacement device for fuel oil and electric room heaters. To be competitive on market, the device must provide at high heating temperatures COPs, which allow cost efficient heating. Further the new sound emissions limits must be met. An economic and successful solution was seen with the new Bitzer two stage, speed regulated compressor. The speed regulation from 17 to 117 Hz allows adoption of heating power and the two stage compression eliminates the flow rate losses at high compression ratios. Furthermore the speed of the ventilator is also controlled and the whole unit is installed in a sound absorbing case. The defrosting of the evaporator is controlled by weight measurement. The prototype was installed in the test utility of Solartis GmbH, where the air temperatures could be simulated and the produced heat removed according to a heating curve.

In this, form BFE supported project, the following optimisation and tests were planned:

- Determination of optimum operational parameters for the ventilator and defrosting
- Measurement of COP
- Measurement of sound emissions
- Suitability for warm water supply

Tests according to the heating curve were performed with natural and simulated air temperatures to establish optimum operational parameters. For each air temperature the temperature drops of air in the evaporator, providing highest COP, were determined. The speed control of the ventilator was programmed to keep these temperature differences. Best COP could be achieved when defrosting was started at 5 kg ice mass and after melting of the ice followed by a 5 minute drying process. With optimised parameters test were performed at air temperatures between -10°C and $+20^{\circ}\text{C}$ with following results:

- Heating power at -10°C was 13 kW at a heating water temperatures of 58°C
- Annual mean COP calculated with ten years average temperatures, provides by the meteorology station of Binningen, was 3.55.
- With the speed control of the compressor and switching to one stage operation at air temperatures over 11°C the heating power could steadily controlled up to 16°C .
- The use of electronic injections devices had no advantage compared to the lower cost mechanical device.
- The comparison with on-off-operation showed 23 % higher COP at continuous operation.
- Warm water can be produced with up to 60°C temperature, thus allowing the killing of the bacteria of the legionnaires disease.

- The sound emission limits are with exception of night operation below -4°C air temperature below the allowed limits. Since these temperatures are reached only 15 hours per year, a speed limit of the ventilator solve this problem by a insignificant deterioration of COP

The economical comparison with other heat pumps showed that the smaller compressor size more than compensate the higher cost for speed control, thus resulting in approximately the same investment cost at lower operating costs.

III Inhaltsverzeichnis

I Zusammenfassung	III
II Summary	IV
III Inhaltsverzeichnis	VI
1. Überblick	1
1.1. Projekt Wärmepumpe Pioneer.....	1
1.2. Prinzipschema	2
1.3. Aufbau der Wärmepumpe Pioneer und Funktionsprinzip	2
1.4. Anlagenbeschreibung.....	3
1.5. Ziele der Entwicklung	3
1.6. Lösungsweg	3
1.7. Messung.....	4
1.8. Hauptergebnisse	5
1.9. Randbedingungen.....	6
2. Jahresarbeitszahl.....	9
2.1. Berechnungsmethoden der Jahresarbeitszahl (JAZ).....	9
2.1.1. Berechnung der JAZ (Methode Prof. Dr. P. v. Böckh)	10
2.1.2. Berechnung der JAZ (Methode Institut für Energie FHBB)	12
2.1.3. Vergleich der berechneten JAZ nach Prof. Dr. P. v. Böckh und IFE	13
2.2. Vergleich der PIONEER mit anderen Wärmepumpen	14
2.3. Vergleich mittlere Leistungszahl (MLZ).....	15
2.3.1. Berechnung der MLZ	16
2.3.2. Messungen	16
2.3.3. Vergleich der gemessenen MLZ.....	17
3. Neuer Verdichter	19
3.1. Optimaler Umschaltpunkt ein-, zweistufig	20
3.1.1. Ziel der Messungen	20
3.1.2. Messungen	20
4. Lärmemissionen.....	22
4.1. Ziel der Messungen.....	22
4.2. Standorte der Messstellen	22

4.3. Auswertung der Messungen	23
4.4. Resultate	27
4.5. Vergleich der Beurteilungswerte mit den Grenzwerten	28
4.6. Diskussion.....	29
5. Einfluss der Ventilatorfrequenz auf den COP	31
5.1. Messungen	31
5.2. Resultate.....	31
6. Optimale Abtauung.....	34
6.1. Erkenntnisse.....	34
7. Teilaufgaben.....	37
7.1. Testen verschiedener Expansionsventile	37
7.1.1. Ziel der Messreihe	37
7.1.2. Arbeitsweise der Expansionsventile.....	37
7.1.3. Messreihe.....	38
7.1.4. Auswertung.....	39
7.1.5. Entscheid	39
7.2. Effekte mit und ohne SAILIR.....	41
7.2.1. Messungen	41
7.2.2. Auswertung	42
7.2.3. Erkenntnis	44
7.3. Optimale Einstellung des Economizers	44
7.3.1. Einfluss des Economizers.....	45
7.3.2. Einstellen der Unterkühlung beim Economizer	46
7.4. Wirtschaftlichkeitsrechnung	47
7.4.1. Brauchwarmwasseraufbereitung	49
8. Ausblick	51
8.1. Perspektiven.....	51
9. Quellenverzeichnis	52
10. Anhang	55

1. Überblick

Seit Ende der 80-er Jahre beschäftigt sich eine Gruppe von Ingenieuren (früher Gruppe „Wärmepumpenoptimierung“ WPO mit NTB in Buchs und ENFOG AG in Gossau; seit 1996 Solaris GmbH Füllinsdorf mit FHBB in Muttenz) schwergewichtig mit der stetigen Regelung von Luft-Wasser-Wärmepumpen. In dieser Zeit wurden 8 Pilotanlagen und ein Entwicklungslabor gebaut und betrieben. Das Generalziel war immer, den Wirkungsgrad für die Umwandlung der Elektrizität in Wärme zu maximieren. Insbesondere bei Wärmepumpen mit Aussenluft als Wärmequelle bewegt sich die Wärmeproduktion gegenläufig zum Wärmebedarf. Bei hohen Quellentemperaturen generiert ein Hubkolbenverdichter das Fünffache der Heizleistung bei der Auslegungsanforderung von z.B. -10°C . Die thermodynamischen Gesetze können wir nicht ändern. Wir sahen und sehen die Lösung in einer technischen Innovation, der Frequenzregelung des Verdichters und der Ventilatoren.

Bis vor kurzem war dies jedoch nur sehr eingeschränkt möglich (zulässiger Drehzahlregelbereich 25 bis 75 Hz), weil keine geeigneten Komponenten zur Verfügung standen. Bei der letzten Pilotanlage wurde eine stetige Regelung durch die Vernetzung von 2 verschiedenen grossen drehzahlgeregelten Wärmepumpenanlagen erreicht, eine wahrhaft teure Lösung. Bei der vorletzten Pilotanlage lösten wir das Problem, indem wir den Quellentemperaturbereich mittels eines „Luft-Erdregisters“ sehr stark begrenzten, also die Aussenluft vorwärmten. Die drehzahlgeregelte Wärmepumpe konnte dann im grössten Heizleistungsbereich stetig regeln.

Vor 2 Jahren wurde der langjährige Wunsch an die Verdichterhersteller, einen Verdichter mit sehr grossem Drehzahlregelbereich herzustellen, erfüllt. Ein zweistufiger Motorverdichter mit einem Regelbereich von 17 bis 117 Hz gestattet es, bei Quellentemperaturen von -15°C bis zur Heizgrenze von $+16^{\circ}\text{C}$ stetig zu fahren.

Eine Industrialisierung dieser Wärmepumpe ermöglicht dem WP-Sanierungs-Markt nun endlich, ein hocheffizientes Produkt zu vernünftigen Kosten anzubieten.

1.1. Projekt Wärmepumpe Pioneer

Gemeinsam mit der FHBB in Muttenz wurde mit diesem Verdichter und vielen neuen Ideen eine drehzahlgeregelte Wärmepumpe (17 bis 117 Hz) mit drehzahlgeregeltem Ventilator (5 bis 50Hz) konstruiert und gebaut. Diese kompakte Heizmaschine wurde anschliessend in die Quellenluft-Simulationsanlage und das Heizsystem des Versuchslabors der Solaris GmbH eingebunden.



Abb. 1 Wärmepumpe Pioneer

1.2. Prinzipschema

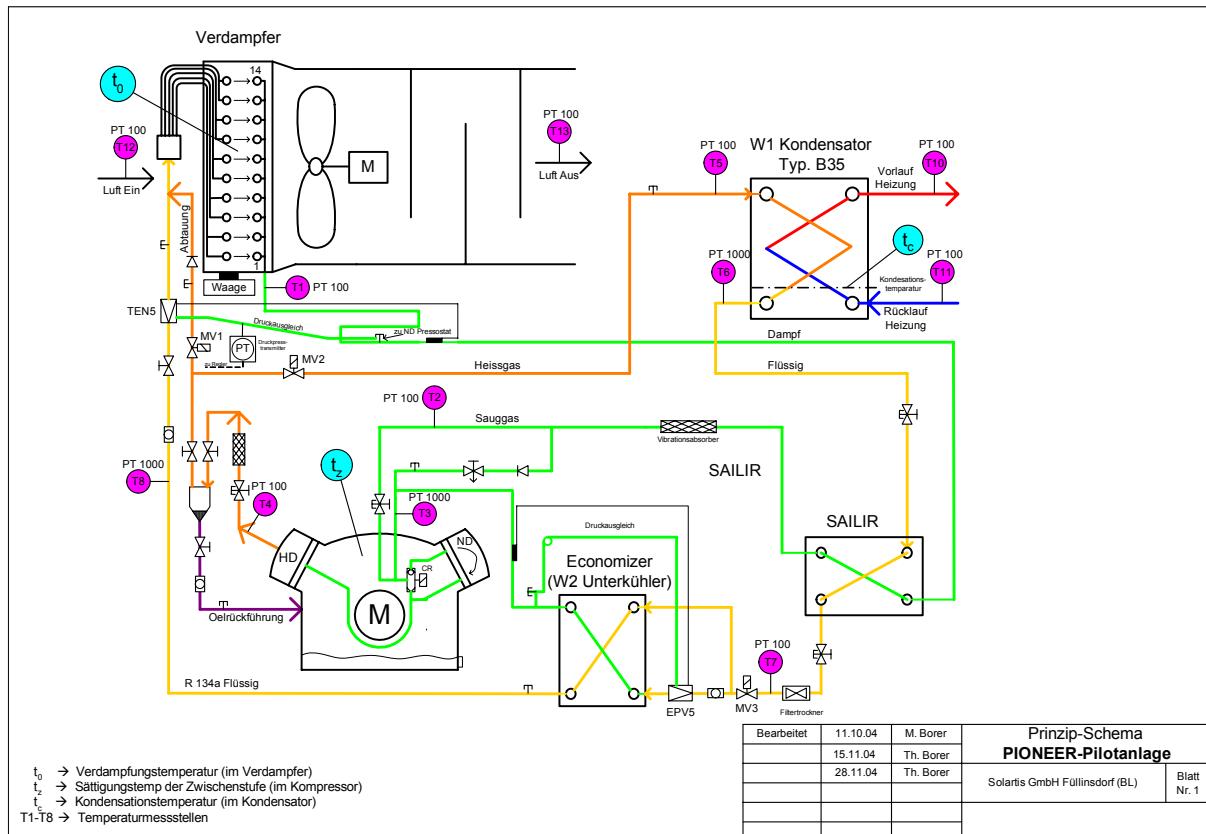


Abb. 2 Prinzipschema der Wärmepumpe Pioneer (Siehe auch Anhang A1)

1.3. Aufbau der Wärmepumpe Pioneer und Funktionsprinzip

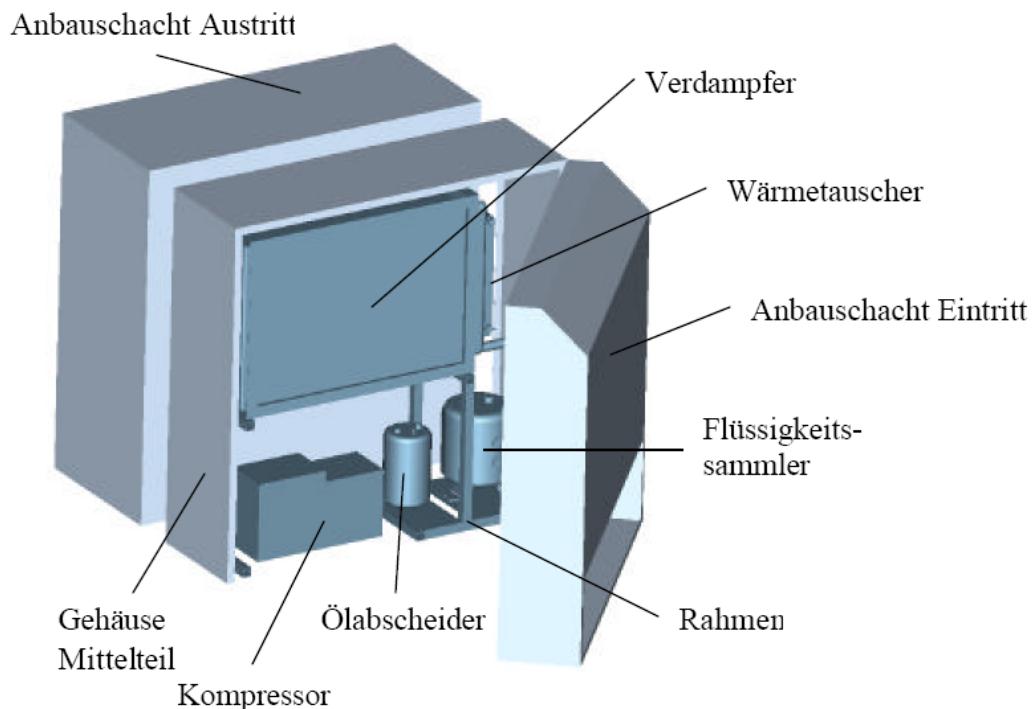


Abb. 3 Zusammenstellung der Komponenten der Wärmepumpe Pioneer

1.4. Anlagenbeschreibung

Dank Frequenzregelung des Verdichters und des Ventilators kann das Wärmepumpen-System an einen grossen Leistungsbereich angepasst werden. Die Leistung der Wärmepumpe ist so konzipiert, dass sie sich für Sanierungs- und grössere Neubauten eignet. Die Wärmepumpe leistet maximal 16 kW bei einer Quellenlufttemperatur von -10°C. Dies wird mit folgenden Komponenten erreicht:

- Verdampfer mit regelbarem Quellenluftventilator
- Multifunktionsgerät SAILIR (Suction Accumulator in Liquid Receiver)
- Flüssigkeitsunterkühler Economizer
- Drehzahlregelbarer, zweistufiger Verdichter

1.5. Ziele der Entwicklung

Höchste Jahresarbeitszahlen JAZ (etwa 3.5 im schweizerischen Mittelland), extrem leise, hohe Wirtschaftlichkeit und hohe Heiztemperaturen (65 bis 70 °C).

Dies soll mit folgenden Massnahmen umgesetzt werden:

- Optimaler Betrieb eines 2-stufigen neuen Verdichters (Regelbereich 17 bis 117 Hz)
- Optimierung der Luft-Wärmequellenanlage (Minimierung der Temp. Differenzen)
- Neues Abtau-Steuersystem (elektronische Waage)

1.6. Lösungsweg

JAZ

Der stetige Betrieb anstelle des Ein-/Aus-Betriebes, ermöglicht nicht nur höchste Jahresarbeitszahlen sondern auch grösste Lebensdauer. Weiterhin wird der Verdampfer bezüglich Temperaturdifferenz, Einspritzregelung und Abtauung optimiert.

Hohe Heiztemperaturen

Hier heisst der Lösungsweg: Kältemittel R134A. Aufgrund von zahlreichen Voruntersuchungen und Abklärungen mit Kältemittelherstellern existiert heute noch kein anderes Kältemittel, welches einerseits hohe Verflüssigungstemperaturen ermöglicht und andererseits noch bei tiefen Verdampfungstemperaturen genügend leistet. Als Nachteil müssen wir in Kauf nehmen, dass die Siedetemperatur bei Aussentemperaturen von -15°C bereits im Unterdruckbereich liegen kann. Das heisst, dass die Dichtheit der gesamten Anlage für die Betriebssicherheit entscheidend ist.

Optimaler Betrieb des 2-stufigen Verdichters

Der zweistufige Verdichter ermöglicht es, dass der Volumenstrom über den gesamten Druckbereich beinahe konstant bleibt. Damit weist der Verdichter für die tiefen Temperaturen kleine Rückexpansionsverluste auf.

Über Versuche müssen die optimalen Bedingungen für den Umschaltpunkt ein-zweistufig herausgefunden werden.

Optimierung der Luft-Wärmequellenanlage

Weil der Quellenluftstrom via Gebläse-Drehzahl in einem grossen Bereich geregelt werden kann (5 bis 50 Hz) gilt es herauszufinden, nach welcher Führungsgrösse dies bezüglich Wirkungsgrad geschehen soll.

Des weiteren wollen wir verschiedene Verdampfer-Speiseregelungen auf ihre Eignung testen. Die Massenstromregelung des Kältemittels über die Drehzahlregelung des Verdichters stellt höchste Anforderungen an ein Expansionsventil. Es wird nicht möglich sein, mit einem einzi-

gen thermostatischen Überhitzungsregler den ganzen Bereich stabil zu regeln. Darum hoffen wir, dass dies mit einem elektronischen, adaptiven Regler gelingt. Dies erfordert zahlreiche Versuche.

Neues Abtau-Steuersystem

Dank der Abtausteuerung mittels einer elektronischen Waage welche das Verdampfergewicht plus Eis erfasst, konnten wir in Pilotanlagen die Abtauverluste minimieren. Industrielle Lastzellen sind aber sehr teuer. Darum werden verschiedene andere Möglichkeiten wie Drucksensoren, Kontrollieren des Federwegs mit einem Sensor eingebaut und geprüft.

Extrem leise

In Zusammenarbeit mit dem Amt für Lärmschutz des Kantons Baselland (Herrn Trauffer) und der Unterstützung der Akustik-Dozenten der FHBB Herren Prof.Dr.U.Bopp und Prof.E.Rosa wird Aufbau und Gehäuse der Maschine konstruiert. Ausführliche Geräuschmessungen bei Tag und Nacht und den verschiedenen Drehzahlen sollen die Tauglichkeit der Konstruktion bestätigen, oder die Notwendigkeit von zusätzlichen Massnahmen aufzeigen.

Wirtschaftlichkeit

Dank des neuen zweistufigen Verdichters mit dem sehr breiten Regelbereich kann der erforderliche Leistungsbereich mit einer Maschine (früher 2 verschiedenen grossen) abgedeckt werden. Und Dank der Betriebsweise oberhalb der normalen Netzfrequenz (50 bis 117 Hz) können viele Komponenten viel kleiner dimensioniert werden als bei einer nicht regelbaren Maschine mit fester Frequenz. Die Minderpreise für die Summe aller Komponenten machen die Mehrkosten für die Frequenzumrichter mehr als wett. Bei der Lösung für eine Serienfertigung muss lediglich darauf geachtet werden, dass nicht die Produktionskosten für die Peripherie das Kostenziel überschreiten.

1.7. Messung

An der Wärmepumpe Pioneer wurden im Labor- sowie im stationären Winterbetrieb die wichtigsten Grössen im Betrieb gemessen und aufgezeichnet. Die daraus gewonnenen Erkenntnisse wurden ausgewertet. Anhand dieser Ergebnisse wurde die Wärmepumpe Pioneer laufend optimiert.

Datenerfassungssystem / Regelsystem

Das Datenerfassungssystem und das Regelsystem wurde lange Zeit mittels DasyLab gewährleistet. Seit 18. März 2005 wird die Maschine mit einem industriellen Regler PCD von „Saia-Burgess“ geregelt. Über das „DasyLab“ werden nur noch die Daten erfasst (Siehe Prinzipschema).

Kalibrierung der Messinstrumente

Mit dem Thermobad der FHBB Muttenz wurden die Temperaturmessfühler kalibriert. Die Druckmesstransmitter wurden mit Präzisions-Manometern geprüft. Der Durchfluss des Heizwassers und des Kältemittels wurde mit dem Durchflussmesser Promass 83 der Firma Endress und Hauser kalibriert. Im Anhang S. 61 befinden sich die Kalibrierungsprotokolle der Temperaturfühler.

Vorgehensweise beim Messen

Es zeigte sich, dass für repräsentative Messdaten ein stationärer Betrieb von 30 Minuten notwendig ist. Folgende Größen wurden bei jeder Messreihe definiert:

- Die gewünschte Vorlauftemperatur ($T_{Vorlauf\ soll}$) wird nach der eingestellten Heizkennlinie geregelt.
- Die Heizleistung kann mit dem Heizkreislauf des EFH Eggenberger, durch einen Luftheritzer, mit zwei Heizspeichern und einem wassergekühlten Plattenwärmetauscher vernichtet werden.
- Die Quellentemperatur war entweder Aussentemperatur oder wurde mit der Simulationsanlage eingestellt.

Da die Simulationsanlage der Firma Solartis GmbH nicht für die oben beschriebenen Randbedingungen gebaut wurde, konnten diese nicht immer genau eingehalten werden. Die Problematik zeigt sich im Erreichen und Halten tiefer Temperaturen sowie dem Einstellen einer vorgegebenen Heizleistung. Weiter besteht keine Möglichkeit, die Luftfeuchtigkeit zu beeinflussen. Zur Bestimmung der COP Kurve wurden über den ganzen Quellentemperaturbereich Messungen durchgeführt. Dabei wurde darauf geachtet, dass die produzierte Heizleistung in etwa Q_{Soll} (Abb. 4, Seite 6) entspricht. Wenn möglich wurde mit natürlichen Bedingungen gemessen. Ansonsten musste mit der Simulationsanlage gefahren werden. Dabei musste die zur Quellentemperatur dazugehörige Heizleistung mittels Luftheritzer vernichtet werden.

Die erstellten Messordner befinden sich in der Solartis GmbH.

1.8. Hauptergebnisse

Während des Projektes wurden rund 200 Messungen bei natürlichem Winterbetrieb und stationärem Simulationsbetrieb durchgeführt. Aus den Auswertungen resultiert folgendes:

Die aus den Messungen bestimmte JAZ erreichte in der Klimazone Basel den Wert von 3,55.

Die Heizleistung konnte bis zu einer Quellentemperatur von 17°C stetig geregelt werden. Bei -10°C Quellentemperatur konnte bei 100 Hz Verdichterfrequenz eine Heizleistung von 13 kW erzeugt werden.

Der optimale Umschaltpunkt vom zweistufigen auf den einstufigen Betrieb liegt bei ca. 11°C Aussentemperatur.

Bei einstufigem Betrieb wird auf ein kleineres Expansionsventil gewechselt.

In der Nacht kann bei maximalen Drehzahlen unzulässiger Lärm entstehen. Um dies zu verhindern, müssen die Drehzahlen des Gebläses bei Quellentemperaturen um -4°C und kälter auf 30 Hz begrenzt werden.

Die optimale Lufttemperaturdifferenz über dem Verdampfer wurde als Funktion der Quellentemperatur ermittelt und über die Ventilator-Frequenz entsprechend geregelt.

Es hat sich gezeigt, dass bei Aussentemperaturen unter 9°C abgetaut werden muss.

Eine neue, preisgünstige Gewichtsmessung mittels Druckmesstransmitter erfüllte nicht die erhofften Verbesserungen betreffend Gewichtserfassung zur bedarfsgeregelten Abtauung.

Der neu entwickelte SAILIR beinhaltet drei Funktionen in einem: Wärmetauscher, Flüssigkeitsabscheider und Sammler. Die Auswertungen haben gezeigt, dass auch ohne dessen Befüllung mit Kältemittel eine gute Überhitzung des Saugdampfes erreicht wird. Der Grund liegt in der Anordnung des Flüssigkeitsabscheidens, in welchem der Saugdampf überhitzt wird.

Die Untersuchung bezüglich optimalem Expansionsventil bestätigte nicht die theoretischen Überlegungen, bei welchen ein adaptiver, elektronischer Regler eine grosse Verbesserung des COP bewirken soll. Es scheint, dass die elektronischen Regler zu träge auf die schnellen Leis-

tungsänderungen im Kältekreislauf reagieren. Darum wurde die ganze Messreihe mit dem thermostatischen Expansionsventil TEN5 von Danfoss (2-stufig) und später mit einem TUAE von Danfoss (1-stufig) durchgeführt.

Bei der Wirtschaftlichkeitsrechnung wurden drei handelsübliche Wärmepumpen mit Pioneer verglichen, welche in etwa dieselbe Heizleistung aber bei bedeutend tieferen Heiztemperaturen erbringen. Pioneer ist in der Anschaffung etwa gleich teuer wie diese Wärmepumpen. Bei einem Jahresenergiebedarf von 25000 kWh werden in 10 Jahren etwa CHF 1800.- Betriebskosten eingespart.

1.9. Randbedingungen

Jahresarbeitszahl

Um die Jahresarbeitszahl berechnen zu können, müssen zuerst diverse Randbedingungen definiert werden und anschliessend die COP Werte über den ganzen Temperaturbereich der Heizperiode ermittelt werden.

Folgende Randbedingungen wurden festgelegt:

- Die produzierte Heizleistung bei den Messungen entspricht dem Heizleistungsbedarf des EFH Eggenberger. Der Heizleistungsbedarf ist eine lineare Funktion der Außentemperatur. Die Eckpunkte sind bei -15°C, 15kW und bei 20°C, 0kW (siehe Abb. 4, Qsoll). Die Vorlauftemperatur wird nach der Heizkennlinie 60 (HKL60) geregelt. Dies entspricht der Anforderungsliste zur SRHP (Swiss Retrofit Heat Pump).

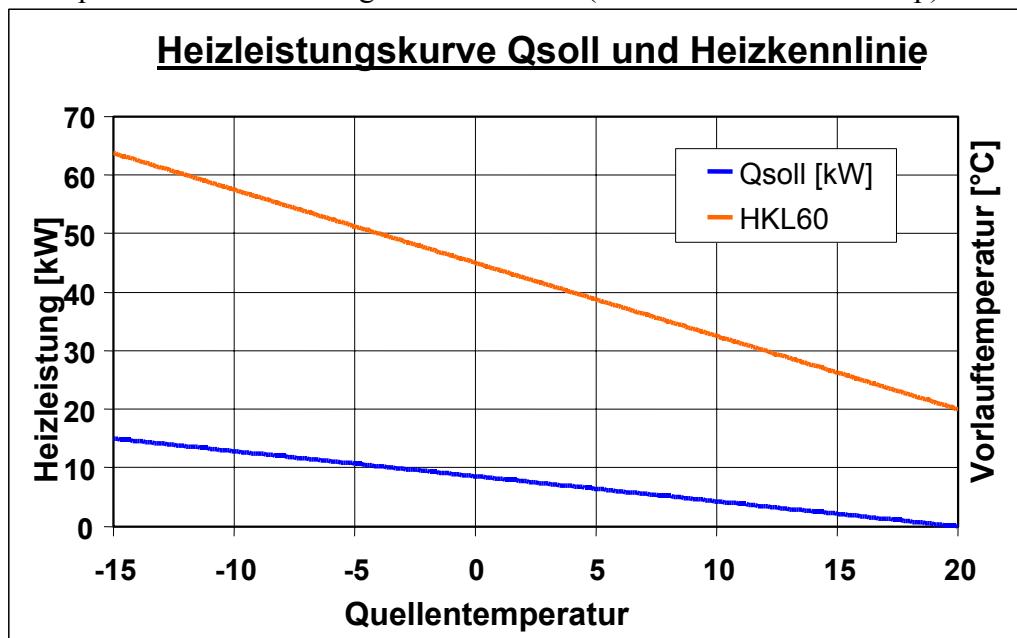


Abb. 4 Heizleistungskurve und Heizkennlinie 60

COP (Coefficient of Performance)

Die Arbeitszahl (COP) ist der Quotient aus erzeugter Heizleistung zu zugeführter elektrischer Leistung.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Heiz}}{P_{el}}$$

Die zugeführte elektrische Leistung setzt sich zusammen aus Verdichterleistung, Ventilatorleistung und Steuer- bzw. Regelleistung.

Überprüfung der Messungen mittels Bilanzrechnungen

Mit der Wärmebilanz kann die Plausibilität der Messungen geprüft werden.

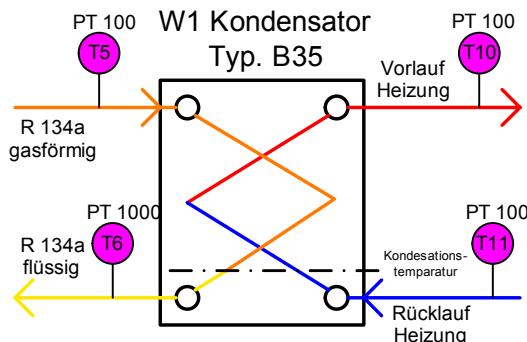


Abb. 5 Schema Kondensator (Prinzipschema Siehe S. 2)

Der Massenstrom des Dampfes aus dem Verdichter wurde mit einem Durchflussmessgerät der Firma Endress und Hauser gemessen. Der Gas-Massenstrom wurde während 30s aufgezeichnet und gemittelt. Es wurden nun die in dieser Zeit aufgenommenen benötigten Daten für die Bilanz T5, T6, T10, T11, TC (Kondensationstemperatur) und \dot{m}_{KW} gemittelt (Abb. 5). Die für die Berechnung benötigten Stoffwerte stammen aus dem Thermodynamik-Buch von Prof. Dr. P. v. Böckh (*Quelle 1*).

Ermittlung der Enthalpien h_5 und h_6 bei $FKompr.=50\text{Hz}$ mittels Log-p-h Diagramm:

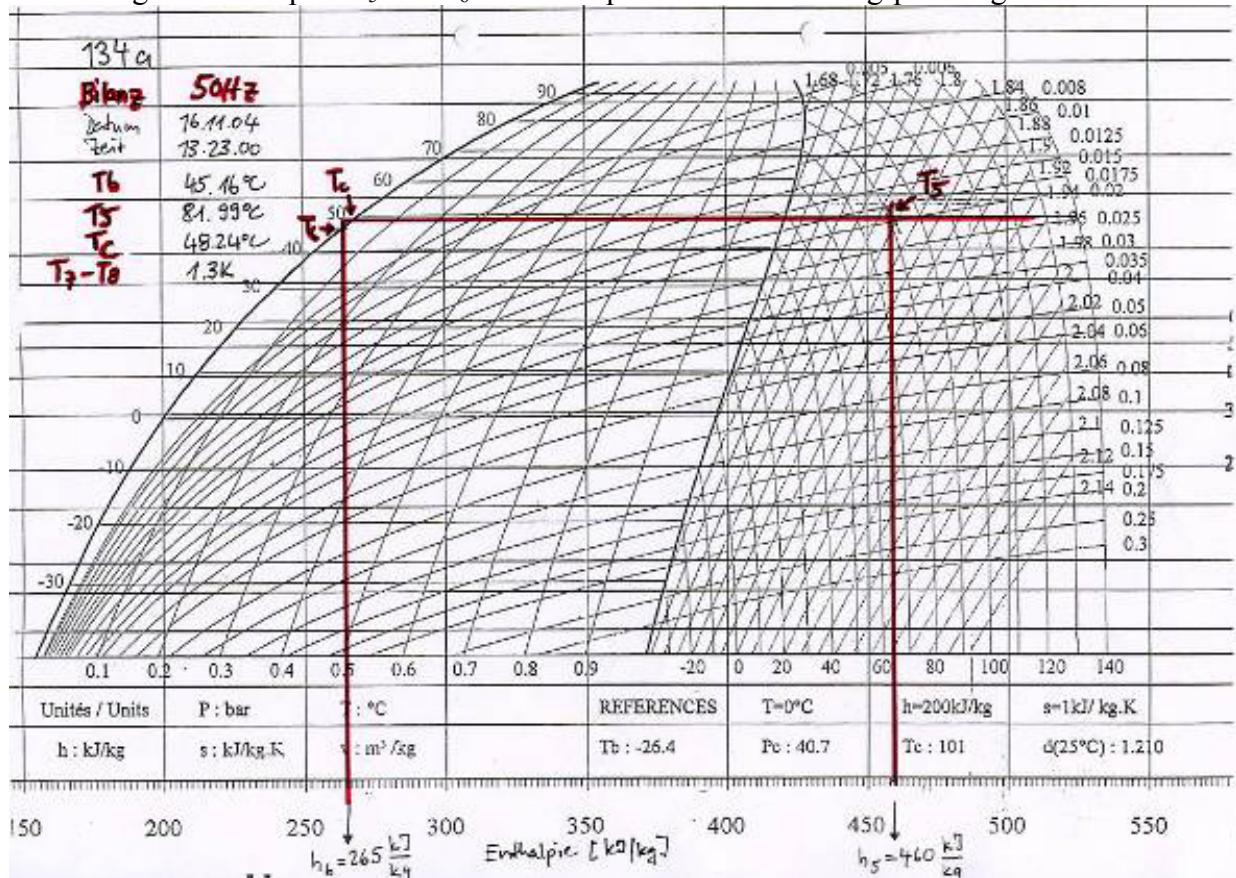


Abb. 6 Log-*p-h* Diagramm bei 50 Hz

Berechnung des Wärmestromes:

$$\dot{Q}_{R134a} = \dot{m}_{R134a} \cdot (h_5 - h_6)$$

$$\dot{Q}_{\text{wasserseitig}} = \dot{m}_{\text{Wasser}} \cdot c_p_{\text{Wasser}} \cdot (T_{\text{Vorl}} - T_{\text{Rückl}})$$

Fehlerrechnung:

Fehler m_{R134a} :	0.1 % (Messfehler Promas 83, Endress&Hauser)
Fehler m_{Wasser} :	1 % (Messfehler Sonoflo)
Fehler der Enthalpien (h'' , h'):	4 kJ/kg (Ablesefehler aus Diagramm)
Fehler Temperaturen (PT100):	0.5 K (aus Kalibration)

Ziel der Messungen wird es sein, im möglichen Frequenzbereich des Verdichters von 17-117 Hz Bilanzierungen über den Kondensator aufzustellen („Bilanz 37Hz“ bedeutet, dass die Daten bei einer Verdichterfrequenz von 37 Hz aufgenommen wurden).

Datum	Kompr. Frequenz	Q_{R134a} [kW]	Fehler [kW]	Q_{H2O} [kW]	Fehler [kW]
22.10.04	Bilanz 37Hz	$10.28 \pm 3\%$	± 0.31	$9.85 \pm 7.2\%$	± 0.71
16.11.04	Bilanz 50Hz	$8.48 \pm 2.9\%$	± 0.25	$8.43 \pm 8.4\%$	± 0.71
22.10.04	Bilanz 68Hz	$16.68 \pm 2.9\%$	± 0.48	$16.9 \pm 4.3\%$	± 0.73
22.10.04	Bilanz 100Hz	$21.3 \pm 2.6\%$	± 0.55	$20.14 \pm 3.6\%$	± 0.73

Tabelle 1 Bilanz über dem Kondensator

Diskussion:

Die Tabelle 1 zeigt, dass die berechneten Heizleistungen sehr gut übereinstimmen. Die Abweichungen liegen im Bereich der Messfehler.

2. Jahresarbeitszahl

Durch die Drehzahlregelung des Verdichters und des Ventilators der Wärmepumpe Pioneer wird eine bessere Jahresarbeitszahl erwartet, als dies bei handelsüblichen, nicht geregelten Wärmepumpen der Fall ist.

Folgende Gründe sprechen dafür:

- Ein kleiner Heizleistungsbedarf bedeutet eine kleinere Temperaturdifferenz am Kondensator und am Quellenverdampfer. Kleinere Temperaturdifferenzen verbessern den COP.
- on/off-Betrieb bedeutet Verschlechterung des COP (Anfahrverluste). Siehe Quelle 9
- P elektrisch bei variablen Verdampfungs- und Verflüssigungstemperaturen: Die elektrische Leistung variiert bei Hubkolbenverdichtern stark in Abhängigkeit der Verdampfungs- und der Verflüssigungstemperaturen. Bei Scrollverdichtern hingegen bleibt die elektrische Leistungsaufnahme über den ganzen Bereich der variablen Verdampfungstemperaturen konstant. Nur die Verflüssigungstemperaturen haben einen Einfluss auf die elektrische Leistungsaufnahme. Um eine maximale JAZ zu erreichen ist es notwendig, dass alle elektrischen Antriebe geregelt werden.

2.1. Berechnungsmethoden der Jahresarbeitszahl (JAZ)

Grundlagen

Da die Berechnung der JAZ nicht genormt ist (es existieren keine verbindlichen Vorschriften) wurden zwei verschiedene Berechnungsmethoden verwendet, um die JAZ miteinander zu vergleichen.

Die eine Methode ist diejenige nach Prof. Dr. P. v. Böckh (Dozent FHBB). Die andere ist eine Rechenmethode, welche von Prof. Dr. Th. Afjei und C. Wemhöner (Institut für Energie IFE der FHBB in Muttenz) entwickelt wurde. Diese Rechenmethode wurde im Rahmen eines BFE Projekts (*Quelle 2*) entwickelt, das einen nationalen Beitrag der Schweiz zum IEA HPP Annex 28 des Wärmepumpenprogramms (HPP) der Internationalen Energie-Agentur (IEA) darstellt (<http://www.annex28.net>), an dem weitere Länder teilnehmen. Der IEA HPP Annex 28 wird vom IFE der FHBB geleitet. Diese Rechenmethode ist im Schlussbericht Annex 28 dokumentiert, wird aber in einem laufenden BFE-Projekt (*Quelle 3*) noch weiterentwickelt.

Der Berechnungsbericht von IFE ist auf Anfrage erhältlich.

Die Methode von Prof. Dr. P. v. Böckh basiert auf folgenden Formeln:

$$JAZ = \frac{\dot{Q}_{Heiz}}{E_{el}}$$

$$\dot{Q}_{Heiz} = \sum_{\vartheta_A = -15^{\circ}C}^{\vartheta_A = +20^{\circ}C} Q_{Heiz[\vartheta_A]} \cdot h_{[\vartheta_A]} \quad \text{mit } h_{(\vartheta_A)} = \text{Häufigkeitsverteilung}$$

$$E_{el} = P_{el} \cdot n_{[\vartheta_A]} \quad \text{mit } n = \text{Anzahl Stunden}$$

$$E_{el} = P_{Steuering} + \sum_{\vartheta_A = -15^{\circ}C}^{\vartheta_A = +20^{\circ}C} (P_{el})_{[\vartheta_A]} \cdot h_{[\vartheta_A]} \quad \text{mit } P_{el} = \frac{\dot{Q}_{Heiz}}{COP_{gemessen}} \text{ und } P_{Steuering} = 20W$$

Randbedingungen

Die Häufigkeiten der auftretenden Temperaturen $h_{(g_A)}$ stammen von den stündlichen Mittelwerten 1994-2003 der Meteo Station Basel-Binningen während des Zeitraums vom 1. September bis 31. Mai. (für den Temperaturbereich von -15°C bis 20°C in 0.1°C Schritten, siehe Abb. 9). Die Leistungen der Speicherlade- und Heizkreispumpe sind im COP nicht berücksichtigt. Die COP-Werte wurden mit der optimalen Ventilatorkontrolle ermittelt (Kap.5). Die aufgenommenen COP Werte mit den dazugehörigen Heizleistungen sind in Abb. 7 ersichtlich.

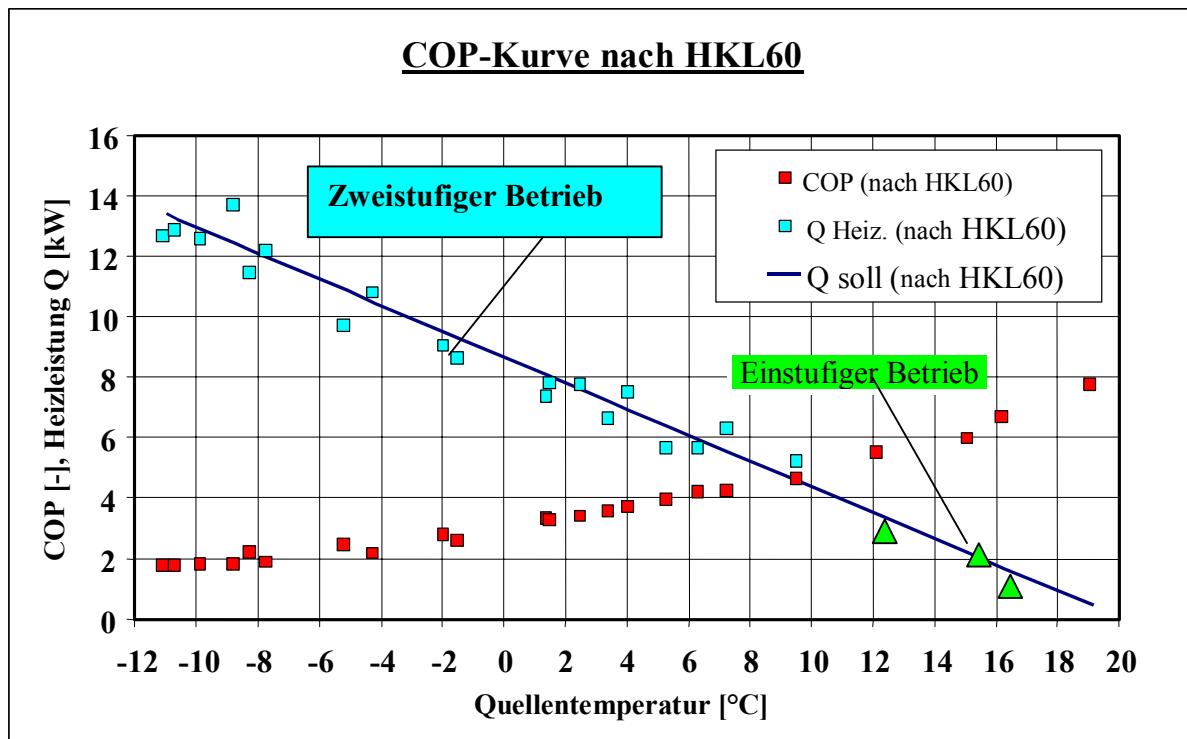


Abb. 7 COP-Werte und Q in Abh. g_a der Pioneer nach HKL 60

Ab ca. 10°C Quellentemperatur muss Pioneer im einstufigen Betrieb funktionieren, damit Q_{Soll} bis zur Heizgrenze geregelt werden kann.

2.1.1. Berechnung der JAZ (Methode Prof. Dr. P. v. Böckh)

Aus den gemessenen COP Werten wurde die in Abb. 8 dargestellte COP Kurve generiert. Diese Kurve wird benötigt, um die JAZ nach Methode von Prof. Dr. P. v. Böckh zu berechnen. Bei -15°C musste der COP-Wert abgeschätzt werden, da keine Messungen in diesem Temperaturbereich durchgeführt werden konnten. Dies kann gemacht werden, da diese COP Werte einen sehr kleinen Einfluss auf die JAZ haben. Die Temperaturen in diesem Bereich treten nicht häufig auf (Siehe Abb. 9).

Die Abtauverluste sind in der Berechnung der JAZ berücksichtigt. Bei Messungen wurde beobachtet, ab wann überhaupt eine Vereisung des Verdampfers stattfindet. Die Grenze liegt bei ca. 9°C (Siehe auch Abb. 30, S. 35). Für die Berechnung der JAZ wurde bei jedem COP-Wert, welcher bei einer Quellentemperatur kleiner 9°C gemessen wurde, 3% Abtauverlust abgezogen. Dieser Abtauverlust wurde aus Messungen der vorzeitigen Pilotanlage bestimmt (PAS 1).

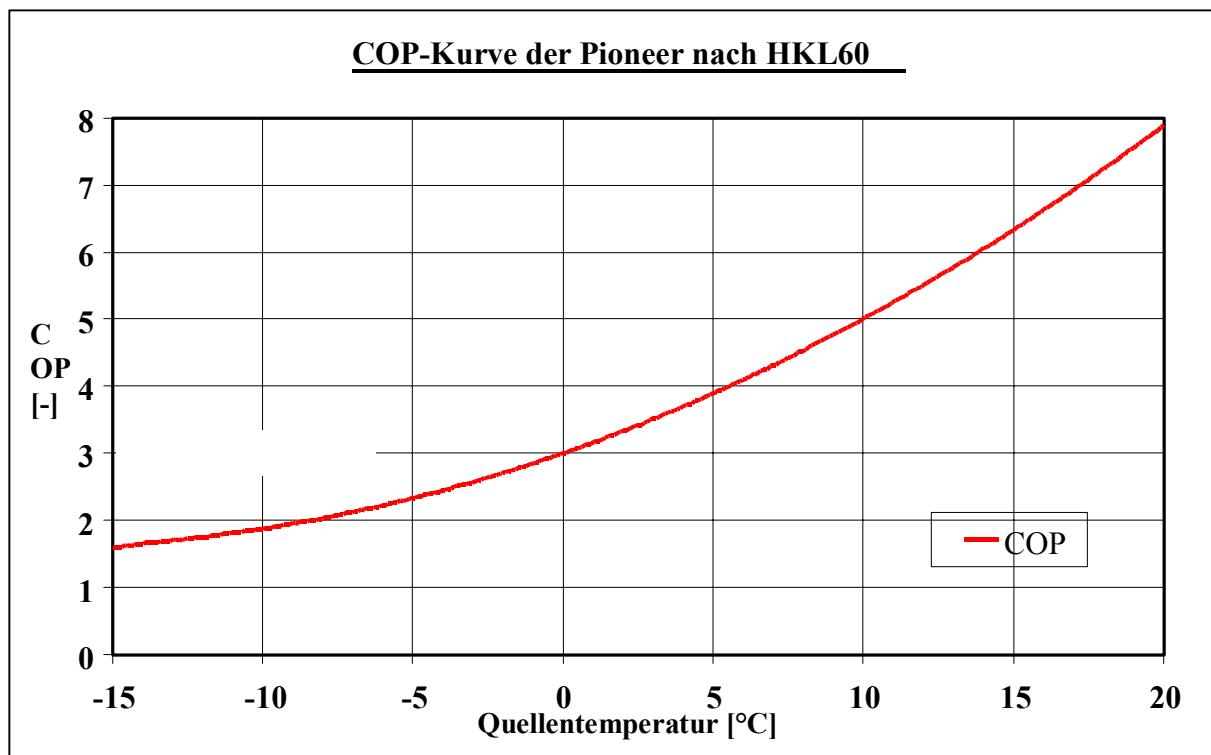


Abb. 8 COP Kurve der Pioneer für Berechnung der JAZ nach HKL60

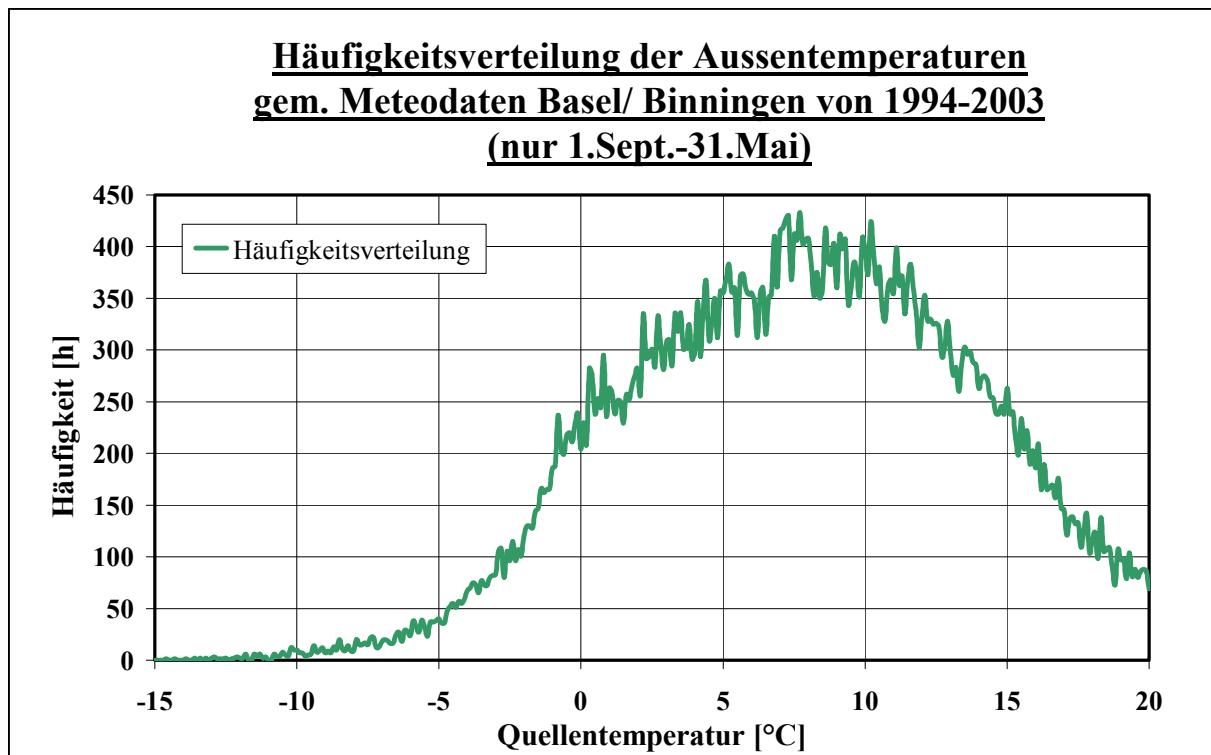


Abb. 9 Häufigkeitsverteilung stündlicher Temperaturmittelwerte

Ergebnis

Heizkurve:	Berechnungsmethode: Prof. Dr. P. v. Böckh	Pioneer
HKL60	JAZ	3.55

Tabelle 2 Berechnete JAZ mit COP- Kurve nach HKL60 (nach Prof. Dr. P. v. Böckh)

2.1.2. Berechnung der JAZ (Methode Institut für Energie FHBB)

Das für die Berechnung der JAZ benutzte Berechnungsverfahren ist nicht für drehzahlgeregelte Wärmepumpen entwickelt worden. Die Drehzahlregelung kann im Moment nur mit den Angaben von Abb. 7 COP-Werte und Q in Abh. ϑ_a der Pioneer nach HKL 60 berücksichtigt werden.

Es soll zum einen die JAZ der Pioneer und zum anderen die JAZ einer handelsüblichen Wärmepumpe Forever Green 12 (Termogamma Sa) berechnet werden. Die Leistungsdaten dieser Wärmepumpe befinden sich im WPZ-Bulletin Nr. 37 (Quelle 4).

Für beide Wärmepumpen wurde die JAZ nach folgenden Randbedingungen ermittelt:

- Heizkurve: HKL60
- Der Jahresenergiebedarf beträgt ca.25'000kWh
- Systemkonfiguration: mit Heizspeicher, monovalenter Betrieb
- Als Wärmeabgabesystem dienen Radiatoren
- Der Wärmeverlust über 24h für den Speicher ist bei einer Bezugstemperatur von 50°C ca.3.6 kWh (Verlustbeiwert nicht bekannt).
- Am Auslegepunkt von -8°C ist die Spreizung der Vor-/Rücklauftemperatur ca.10°C.
- Die Leistungen der Speicherlade- und Heizkreispumpe werden nicht mit eingerechnet.

Das Berechnungsverfahren und die detaillierten Randbedingungen sind im Bericht des „Institut für Energie“ einzusehen. Die Genauigkeit der berechneten JAZ-Werte liegt gemäss Institut für Energie bei 5%-10%.

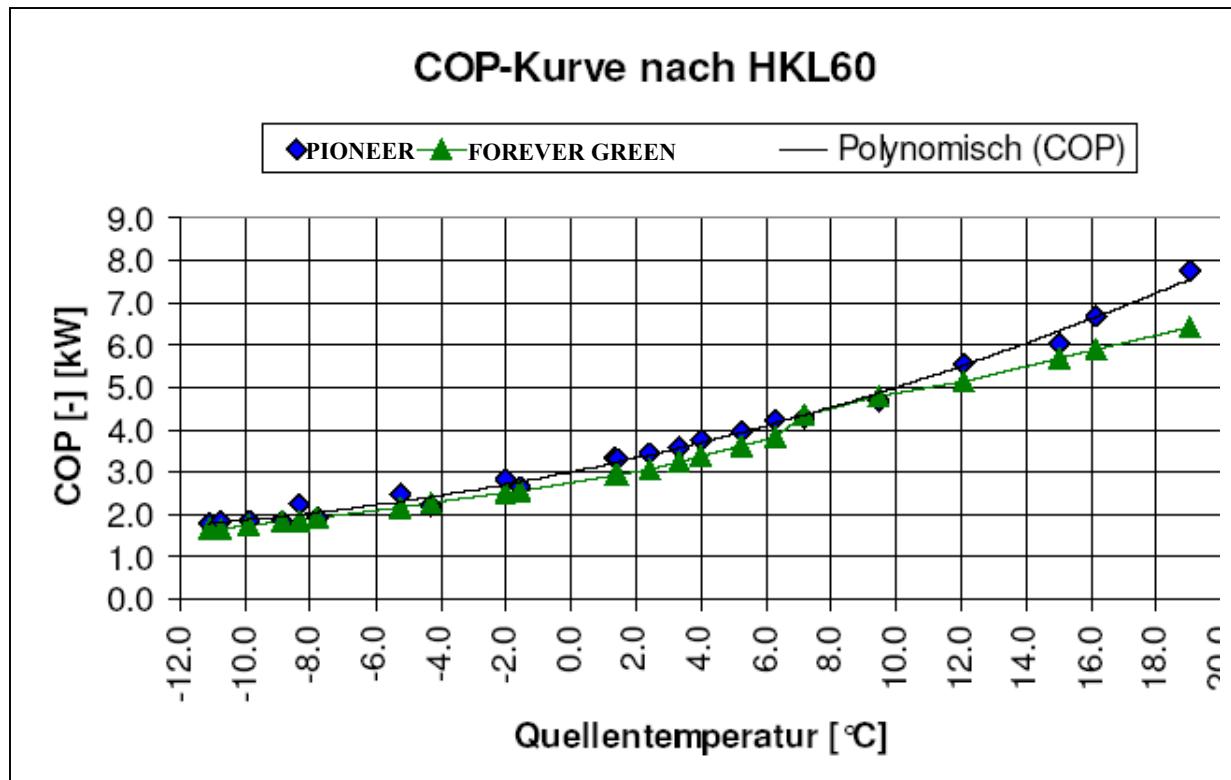


Abb. 10 COP-Werte Pioneer und Forever Green 12 nach HKL60

Die blaue Kurve beschreibt die gemessenen COP-Werte Pioneer, die grüne Kurve sind die umgerechneten COP-Werte der Forever Green 12 nach HKL60.

Heizkurve:	Berechnungsmethode: Institut für Energie der FHBB	Pioneer	Forever Green 12
HKL60	JAZ	3.6	3.3

Tabelle 3 Berechnete JAZ mit COP- Kurve nach HKL60 (nach Institut für Energie der FHBB)

Aus Tabelle 3 ist ersichtlich, dass Pioneer im Heizbetrieb eine um 10% höhere JAZ erreicht.

Folgende Vorbehalte sind vom IFE zu den Berechnungen geäussert worden:
Erstens ist die Beispielrechnung nur für eine Anlagenkonfiguration durchgeführt worden, zweitens sind wahrscheinlich die COP-Messungen nicht völlig vergleichbar und drittens ist das Rechenverfahren nicht für drehzahlgeregelte Wärmepumpen entwickelt worden, so dass keine Erfahrungen bestehen. Für eine konkrete Angabe von Zahlenwerten müssten dementsprechend diese Randbedingungen und die Anlagenkonfiguration detailliert dargestellt werden.

2.1.3. Vergleich der berechneten JAZ nach Prof. Dr. P. v. Böckh und IFE

Die nach Prof. Dr. P. v. Böckh berechnete JAZ von 3,55 (Tabelle 2) entspricht der nach IFE berechneten JAZ von 3,6 (Tabelle 3).

2.2. Vergleich der PIONEER mit anderen Wärmepumpen

Um den Einfluss der Drehzahlregelung auf den COP aufzuzeigen, wird Pioneer mit handelsüblichen on/off Wärmepumpen verglichen. Dazu bieten sich einzig Messungen des Wärmepumpen-Testzentrums Töss (*Quelle 4*) an. Die COP-Werte wurden bei 5 Normpunkten ermittelt (Normpunkte siehe *Tabelle 4*).

Die maximale Heizleistung der Pioneer beträgt 13kW bei -10°C Quellentemperatur. Folgende drei handelsübliche Luft-Wasser Wärmepumpen (LWWP) ähnlicher Heizleistung wurden für den Vergleich ausgewählt:

1. LW 150M-I (Alpha-Inno Tec GmbH, D-95359 Kasendorf)
2. WPL 23 (Stiebel Eltron AG, CH-4133 Pratteln)
3. Forever Green 12 (Termogamma SA, CH-6710 Biasca)

Normpunkt		A20/W50	A15/W50	A7/W50	A2/W50	A-7/W50
Relative Luftfeuchtigkeit		40% r.F.	71% r.F.	89% r.F.	93% r.F.	75% r.F.
LW 150M-I	Heizleistung [kW]	12.3	11.4	9.6	15.1	12.1
	COP	3.2	3.0	2.7	2.4	2.0
WPL 23	Heizleistung [kW]	16.7	18.8	14.6	12.8	11.3
	COP	2.9	3.1	2.6	2.4	2.1
Forever Green 12	Heizleistung [kW]	20.0	18.6	14.7	13.3	11.7
	COP	3.6	3.3	2.8	2.5	2.2

A: Aussentemperatur

W: Vorlauftemperatur Wasser

r.F: relative Luftfeuchte

Tabelle 4 Normpunkte

Die folgenden Heizleistungen (*Tabelle 5*) sind die Mittelwerte bei den jeweiligen Normpunkten der drei handelsüblichen Wärmepumpen (*Tabelle 4*). Für den Vergleich mit Pioneer sollen diese Heizleistungen bei den Normpunkten eingestellt werden.

Normpunkt	A20/W50	A15/W50	A7/W50	A2/W50	A-7/W50
Heizleistungen [kW] für Pioneer, um COP zu ermitteln	16.3	16.3	13.0	13.7	11.7

Tabelle 5 Mittlere Heizleistungen für Pioneer

Folgende Werte wurden mit Pioneer erreicht:

Normpunkt	A20/W50	A15/W50	A7/W50	A2/W50	A-7/W50
Pioneer	Heizleistung [kW]	14.8	13.3	12.9	15.1
	COP	3.3	3.2	2.8	2.4

Tabelle 6 COP-Werte Pioneer bei den Normpunkten

Tabelle 4 und *Tabelle 6* zeigen auf, dass Pioneer bei gleichen Leistungen gleiche COP-Werte aufweist wie die drei handelsüblichen Wärmepumpen. Hingegen fährt Pioneer nicht diese Punkte. Dies sieht man in Abb. 11.

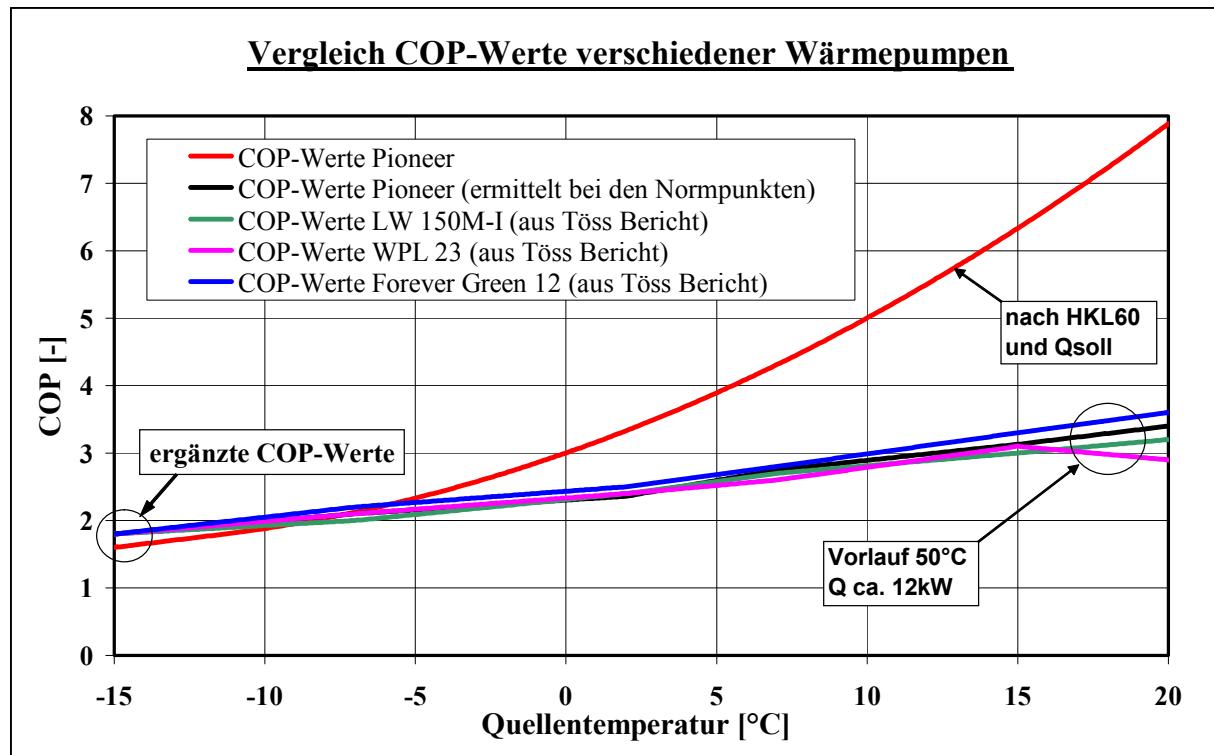


Abb. 11 Vergleich Pioneer mit ausgewählten WP aus Töss Bericht.

Die rote Kurve in Abb. 11 zeigt die COP-Werte der Pioneer im geregelten Betrieb nach HKL60 und Q_{soll} . Ab -5°C sind die COP-Werte deutlich besser als die der drei handelsüblichen Wärmepumpen. Des Weiteren sieht man an der schwarzen Kurve, dass die mit der Wärmepumpe Pioneer gemessenen COP-Werte nach *Tabelle 6* über den ganzen Temperaturbereich im Bereich der COP-Werte Töss liegen.

2.3. Vergleich mittlere Leistungszahl (MLZ)

Allgemeines zu MLZ und definierte Randbedingungen

Weiter kann die geregelte Pioneer mit einer on/off Wärmepumpe verglichen werden. Es bestand die Möglichkeit, das EFH der Fam. Eggenberger mit Pioneer oder mit einer Sixmadun (Typ SML80) zu heizen. Während 8 Std. wurden die elektrische- sowie die Wärmeleistung aufgezeichnet. Daraus konnte die MLZ ermittelt werden. Die Außentemperatur war bei allen Messungen einigermassen konstant, da die Daten meist in der Nacht aufgenommen wurden. Beide Maschinen wurden im on/off-Betrieb und Pioneer ausserdem geregelt gefahren.

Steuerung Sixmadun bei 7°C und 10°C Außentemperatur:

- Einschalten, wenn Rücklauf auf 43°C .
- Ausschalten, wenn Rücklauf 47°C erreicht hat.

Pioneer im on/off Betrieb (siehe, Abb. 12):

- Steuerung wie Sixmadun.

Pioneer mit geregeltem Betrieb (siehe, Abb. 13):

- Die Heizkennlinie wurde so angepasst, dass der Rücklauf in etwa der mittleren Rücklauftemperatur ($\sim 45^{\circ}\text{C}$) der Sixmadun entspricht.

2.3.1. Berechnung der MLZ

Die MLZ wird folgendermassen berechnet:

$$MLZ = \frac{\dot{Q}_{\text{Gemessen}} [\text{kWh}]}{\dot{P}_{\text{Gemessen}} [\text{kwh}]} \quad \text{mit}$$

\dot{Q} = Heizenergie
 \dot{P} = elektrische Leistung

2.3.2. Messungen

An der Sixmadun wurden die produzierte Heizenergie am Wärmezähler und die benötigte elektrische Leistung am Elektrozähler direkt abgelesen.

Bei Pioneer kann in der Grobauswertung der Messung die Heizenergie sowie die elektrische Leistung über die Zeit integriert und bestimmt werden.

Folgende Werte wurden bei einer Quellentemperatur von 7°C und 10°C während 8h gemessen.

	Quellen-temperatur	Sixmadun on/off	Pioneer on/off	Pioneer geregelt
Elektrische Arbeit P [kWh]	10°C	26.7	24.4	15.1
Heizenergie Q [kWh]		59.9	67.1	51.4
Elektrische Arbeit P [kWh]	7°C	29	21.2	17.1
Heizenergie Q [kWh]		59.9	51.0	50.2

Tabelle 7 Gemessene Werte während 8h

Der Unterschied zwischen der geregelten und der on/off Wärmepumpe ist in den folgenden beiden Diagrammen bei $\vartheta_a = 10^\circ\text{C}$ (Abb. 12 und Abb. 13) ersichtlich.

Grobauswertung vom 18.11.04 (Blatt 1) on/off Betrieb

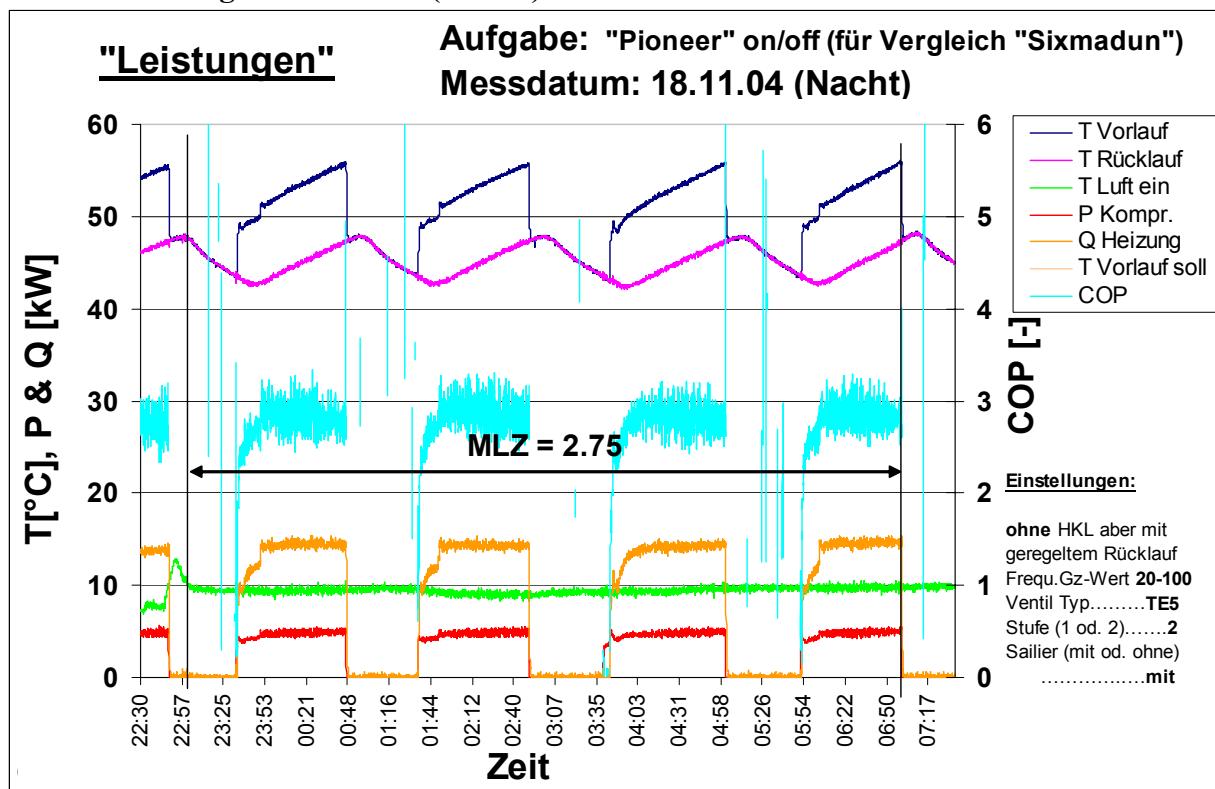


Abb. 12 on/off Betrieb Pioneer

Grobauswertung vom 23.11.04 (Blatt 1) „geregelter Betrieb“

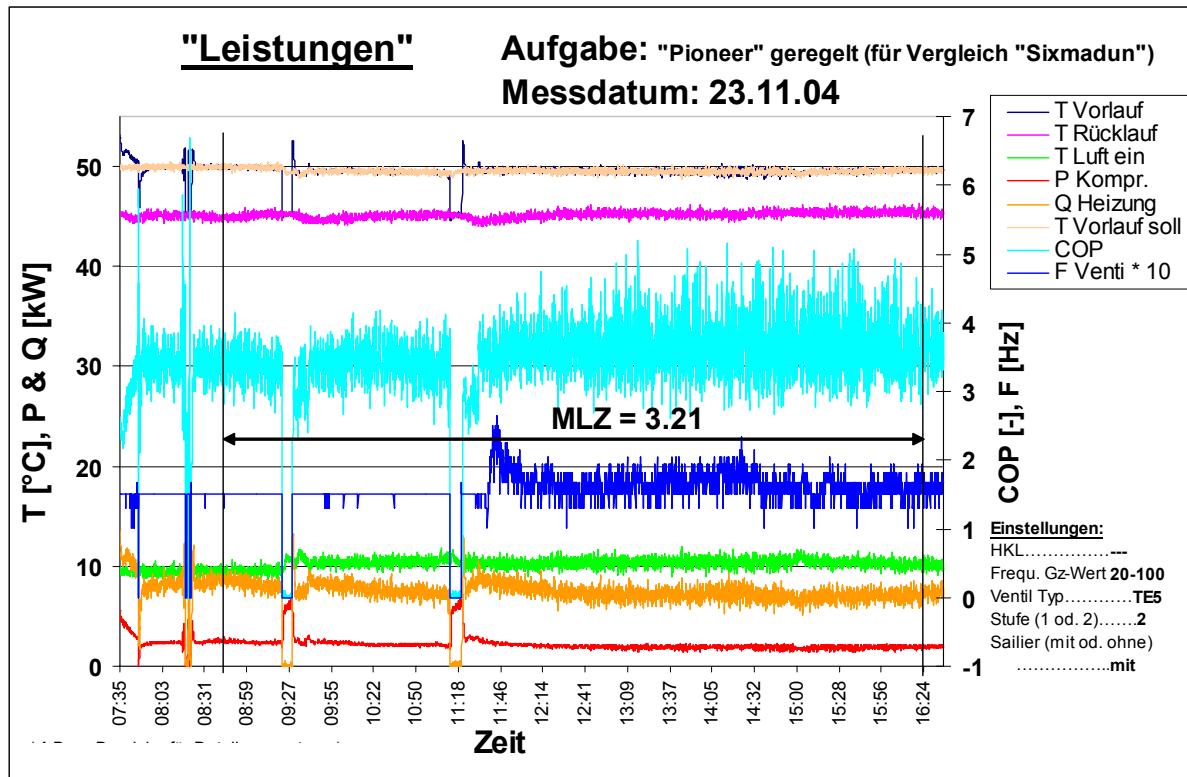


Abb. 13 geregelter Betrieb Pioneer

2.3.3. Vergleich der gemessenen MLZ

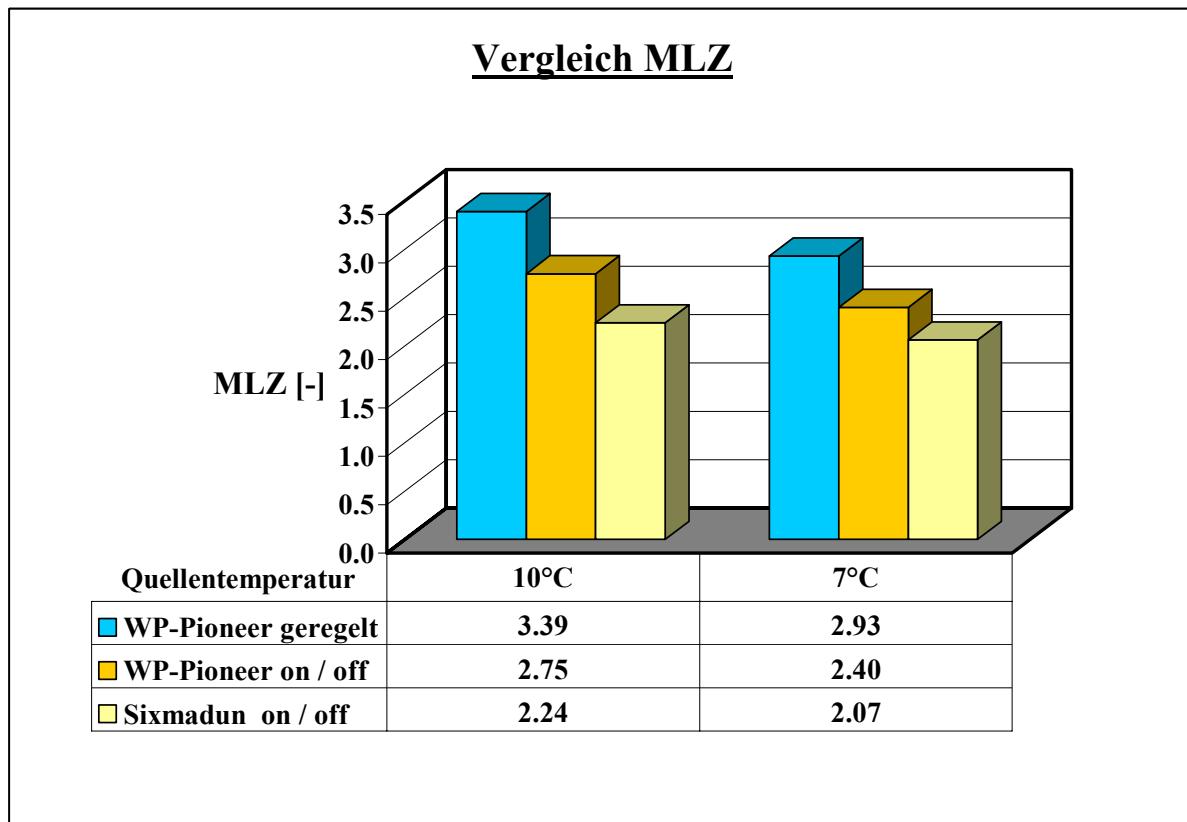


Abb. 14 Vergleich der mittleren Leistungszahl (MLZ)

Vergleich MLZ mit Sixmadun

Betriebsart	Temp.	Verbesserung
WP-Pioneer geregelt	10°C	51%
WP-Pioneer on/off		23%
WP-Pioneer geregelt	7°C	42%
WP-Pioneer on/off		16%

Tabelle 8 Vorteil Pioneer gegenüber Sixmadun

Der Vorteil der geregelten Pioneer gegenüber dieser handelsüblichen on/off Anlage ist in Abb. 14 und *Tabelle 8* deutlich ersichtlich. Der Grund für die Verbesserung liegt bei dem Wegfall der on/off-Verluste.

Die unterschiedlichen Differenzen der Verbesserungen sind innerhalb der Messfehler.

3. Neuer Verdichter

3.1 Der besondere Verdichter:

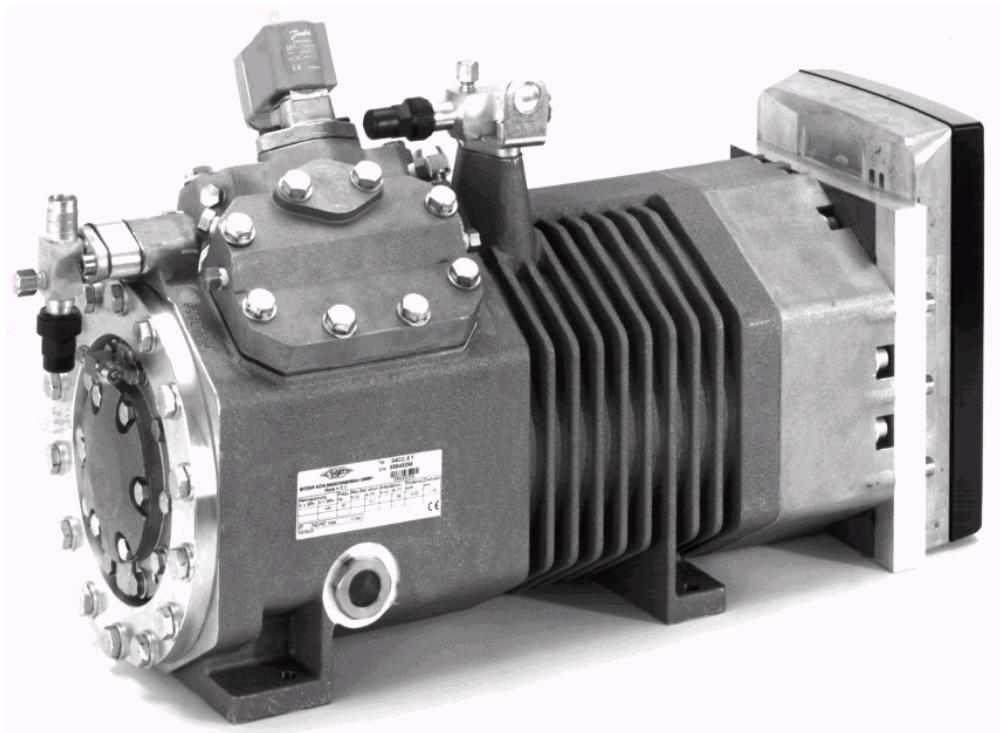


Abb. 15 Verdichter S4AC-5Y der Baureihe Octagon (Vorserie).

Der oben gezeigte Verdichter ist das Resultat einer Entwicklung auf eine Ausschreibung einer grossen Containerfirma mit besonders hohen Anforderungen:

Regelung: stufenlos von 10,5 bis 0,5 kW Kälteleistung

Bedingungen:

- 1) -28°C Raumtemperatur, $Q_o = 3,5 \text{ kW}$
- 2) -18°C Raumtemperatur, $Q_o = 4,0 \text{ kW}$
- 3) -4°C Raumtemperatur, $Q_o = 10,5 \text{ kW}$

Energieeinsparung 30 % zum Stand der Technik

Umgebungsbedingungen von arktisch bis +55°C

Weil die Teillastwirkungsgrade zu schlecht waren, konnten obige Anforderungen weder von Schrauben- noch von Scrollverdichtern erfüllt werden.

Die Teillastwirkungsgrade sind gerade beim Wärmepumpenbetrieb das grosse Kriterium.

Deshalb setzten wir diesen Verdichter bei „Pioneer“ ein. Die Zweistufigkeit bringt einen zusätzlichen positiven Effekt. Bei einstufigen Verdichtern sinkt oberhalb 80 Hz bei steigendem Druckverhältnis und steigender Drehzahl der Liefergrad und damit der Massenstrom des Verdichters. Bei tiefen Quellentemperaturen wird aber gerade dann ein hoher Massenstrom benötigt um hohe Heiztemperaturen zu erzeugen. Beim zweistufigen Verdichter hingegen bleibt der Volumenstrom im gesamten Verdichtungsbereich proportional zur Drehzahl. Das heisst, dass die Kälte-/Heizleistung noch bis zur Einsatzgrenze annähernd linear ansteigt (S. Abb. 16)

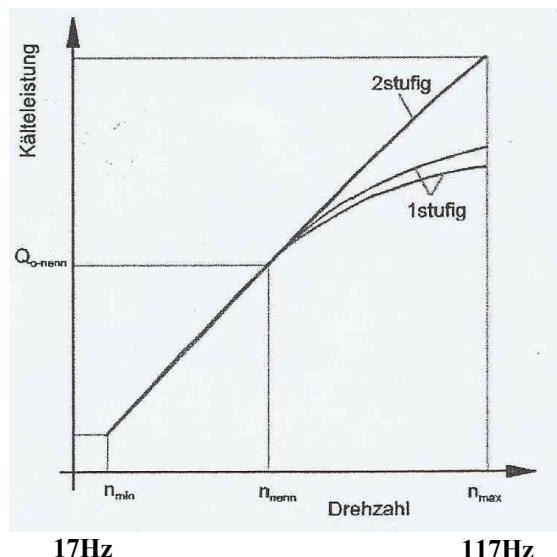


Abb. 16 Veränderung der Kälteleistung mit der Drehzahl (Daten Bitzer)

3.1. Optimaler Umschaltpunkt ein-, zweistufig

Allgemein

Der einstufige Betrieb ermöglicht den Heizbetrieb mit kleineren Leistungen zu fahren. Dadurch wird die Anlagenleistung gegenüber dem zweistufigen Betrieb verringert und der Regelbereich vergrössert.

Im Sommer bei der Brauchwasseraufbereitung genügt die Leistung der Anlage im einstufigen Betrieb. Dabei war der Stromverbrauch im gesamten Verdichtungsbereich proportional zur Drehzahl, d. h. optimal.

3.1.1. Ziel der Messungen

Das Ziel dieser Messreihe ist, die optimale Quellentemperatur zu bestimmen, bei welcher auf einstufigen Betrieb umgeschaltet werden soll.

3.1.2. Messungen

Die Randbedingungen der Messungen sind dieselben wie bei der Ermittlung der JAZ in *Kap. 2.1.1, Seite 10*.

Der optimale Umschaltpunkt wird bei einer festen Quellentemperatur bestimmt. Dabei soll verglichen werden, bei welchem Betrieb der COP am höchsten ist.

Auswertung des Heizbetriebs

Die Messungen konnten zweistufig über den ganzen Quellentemperaturbereich aufgenommen werden. In Abb. 17 wird aufgezeigt, bis zu welcher Quellentemperatur nach der Heizleistungskurve zweistufig gefahren werden kann. Ab etwa 10°C Quellentemperatur wird zuviel Wärme produziert. Ab hier wurden Messungen im einstufigen Betrieb gemacht. Einstufig konnte bis zu einer Quellentemperatur von 16°C permanent Wärme produziert werden.

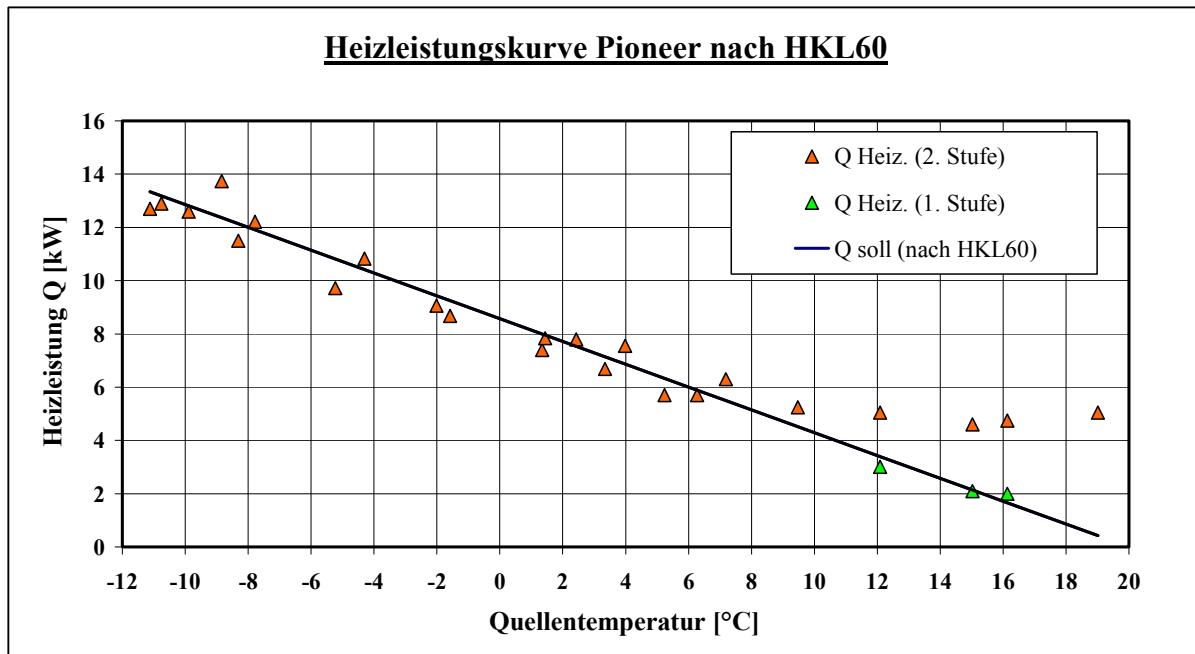


Abb. 17 Heizleistungskurve nach HKL60

Beim einstufigen Betrieb wurde erkannt, dass das thermostatische Expansionsventil TE5 für den kleineren Massenstrom des einstufigen Betriebes zu gross ausgelegt ist. Aus diesem Grund musste ein zweites kleineres Expansionsventil eingebaut werden, um einen stationären Betrieb zu gewährleisten.

4. Lärmemissionen

Allgemein

Es ist damit zu rechnen, dass die Wärmepumpe Pioneer meist in Wohngebieten eingesetzt werden soll. Aus diesem Grunde ist es wichtig, dass in der Umgebung des Anlagenstandortes keine Lärmbelästigung für die Nachbarschaft auftritt. Darum wurden Lärmemissionsmessungen durchgeführt, welche aufzeigen sollen, ob die Grenzwerte beim drehzahlgeregelten Betrieb eingehalten werden. Ist dies nicht der Fall, so müssen Massnahmen getroffen werden, welche die Emissionen auf das geforderte Mass reduzieren sollen.

Die Anlage Pioneer beim Haus Eggenberger ist keine Split- Anlage. Dies bedeutet, dass alle Komponenten im Maschinengehäuse draussen untergebracht sind (bei einer Split- Anlage wären ausser dem Verdampfer und dem Ventilator alle Komponenten im Innern des Hauses untergebracht).

4.1. Ziel der Messungen

Es wurden 5 verschiedenen Betriebszustände (Siehe Abb. 22, S.26) ausgewählt. Bei der Auswahl der Betriebszustände soll darauf geachtet werden, dass der Verdichter wie auch der Ventilator über ihrem geregelten Bereich gemessen werden. Der Betriebszustand K100V50 bedeutet zum Beispiel, dass der Verdichter bei 100Hz und der Ventilator bei 50 Hz laufen.

Laut Lärmschutzverordnung LSV beträgt der Planungswert für Heizungen in Wohnzonen tags 55dB(A) und in der Nacht 45dB(A) (*Quelle 6*). Der Immissionsgrenzwert liegt am Tag bei 60dB(A) und in der Nacht bei 50dB(A).

Es wurde festgestellt, dass eine Messung nach Norm aufgrund der örtlichen Gegebenheiten unmöglich ist. Mit der folgenden Beurteilung kann die Lärmimmission der Anlage lediglich abgeschätzt werden.

4.2. Standorte der Messstellen

Die für die Berechnung notwendigen Messstellen sind in Abb. 18 aufgezeigt. Die Messstelle M4 wurde aufgrund der Überbauung über dem Luftschaft (zwecks Luftaufbereitung) so weit weg vom zu messenden Objekt platziert. Nach Norm müsste die Distanz 1m betragen.

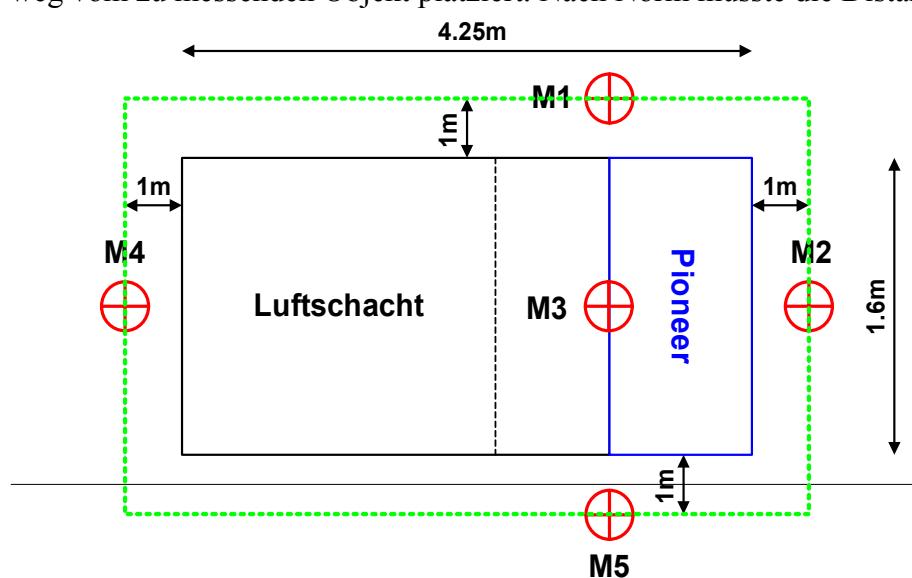


Abb. 18 Situationsplan Messstellen

Des Weiteren wurden Messungen zur direkten Belastung der Nachbarn gemacht. In der Abbildung „Standorte der Messpunkte bei den Nachbarn“ (Anhang S. 62) wird gezeigt, wo diese Messstellen M6-M8 liegen.

Die Problematik des Standortes der Anlage zeigt sich hier. Der Messpunkt M8 weist eine Abschirmung durch Höhenunterschied (Abb. 19) zur **Lärmquelle** auf. Dies konnte durch Messen in 2 Metern Höhe umgangen werden.

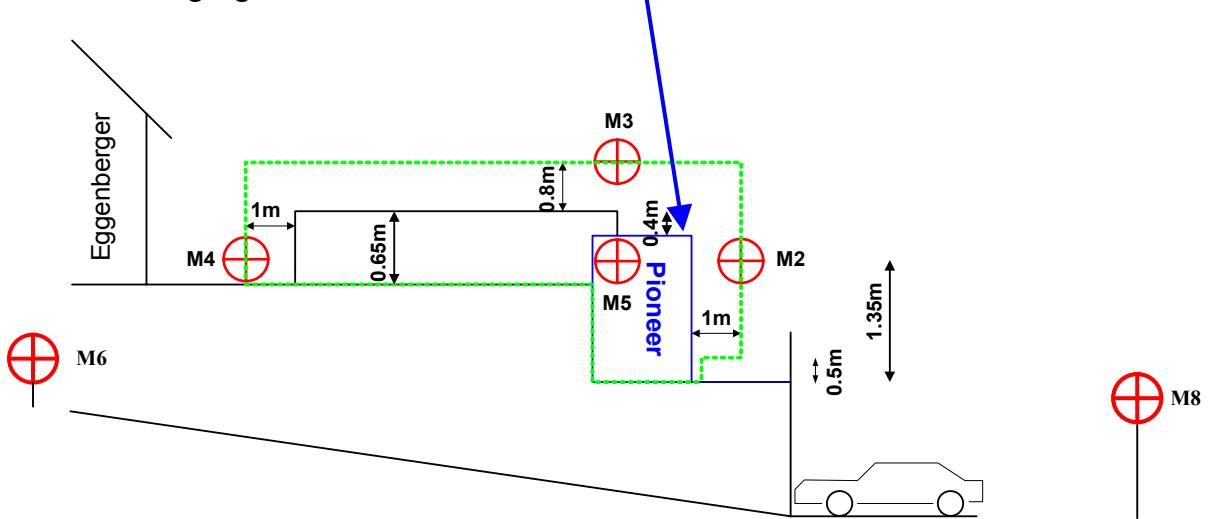


Abb. 19 Seitliche Ansicht der Anlage

4.3. Auswertung der Messungen

Berechnung der Schallleistung

Aus den einzelnen, gemessenen Schalldruckpegeln (gemessene Leq-Werte, Anhang S. 59) der Umgebungsgeräusche und Emissionsgeräusche, kann nun der gemittelte Messflächenschalldruckpegel der Messungen im Heizbetrieb für jeden Betriebszustand (verschiedene Frequenzpaare von Verdichter und Ventilator) berechnet werden.

$$L_{pA} = 10 \cdot \log \left(\frac{1}{N} \cdot \sum_1^N 10^{0.1 \cdot L_{pAi}} \right) [dB(A)] \quad \text{Quelle 7, S.4.7 Gl. 4.7}$$

Die gleiche Berechnung wird mit den Schalldruckpegeln der Umgebungsgeräusche bei den einzelnen Betriebszuständen durchgeführt.

$$L_{pU} = 10 \cdot \log \left(\frac{1}{N} \cdot \sum_1^N 10^{0.1 \cdot L_{pUi}} \right) [dB(A)] \quad \text{Quelle 7, S.4.7 Gl. 4.7}$$

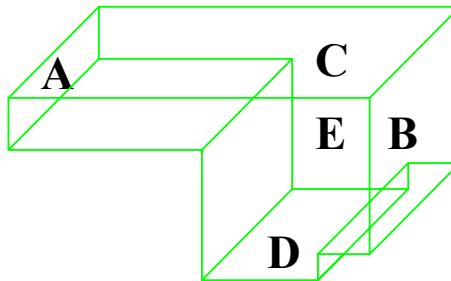
Um die Schallleistung zu bestimmen, muss der korrigierte Messflächenschalldruckpegel ohne Umgebungsgeräusche bei jedem Betriebszustand berechnet werden.

$$L_{pAoU} = 10 \cdot \log \left(10^{0.1 \cdot L_{pA}} - 10^{0.1 \cdot L_{pU}} \right) [dB(A)] \quad \text{Quelle 7, S.2.15 Gl. 2.15}$$

Das Messflächenmass gibt den Einfluss der Messfläche auf den Messflächenschalldruckpegel an.

$$L_S = 10 \cdot \log \left(\frac{S}{S_0} \right) [dB(A)] \quad \text{Quelle 7, S.4.4 Gl. 4.6}$$

mit $S_0 = 1m^2$ und S ist die Oberfläche des Messquaders.



SA =	2.6m ²
SB =	5.2m ²
SC (Deckel) =	22.5m ²
SD (Seite Vorne) =	9.6m ²
SE (Seite Hinten) =	10.1m ²

Gesamtfläche
 $S = SA + SB + SC + SD + SE = 50m^2$

Abb. 20 Messquader (Grün)

Der Messquader konnte aufgrund nicht normgerechter Bedingungen nur annähernd quaderförmig ausgelegt werden (Berechnung der Hüllfläche siehe Abb. 20, Hüllfläche um die Anlage siehe Abb. 19). Die Messhülle musste über den Simulationsschacht gezogen werden.

Mit dem Erhalt von L_S kann der Schallleistungspegel für die einzelnen Betriebszustände berechnet werden.

$$L_{WA} = L_{pAoU} - K + L_S [dB(A)] \quad \text{Quelle 7, S.4.7 Gl. 4.10}$$

K ... Korrekturfaktor $K = 10 \cdot \log \left(1 + \frac{4 \cdot s}{A} \right)$; im Freien $K=0$

Schallpegeladdition / Schallpegelsubtraktion

Mit Hilfe der Schallpegelsubtraktion und Schallpegeladdition kann z. B. aus den Messungen K100V50 und K20V20 die Lärmemission des Betriebes bei K20V50 berechnet werden

Schallpegelsubtraktion

$$L_{pK20} = 10 \cdot \log \left(10^{0.1 \cdot L_{pK20V20}} - 10^{0.1 \cdot L_{pV20}} \right) [dB(A)] \quad \text{Quelle 7, S.2.15 Gl. 2.15}$$

Schallpegeladdition

$$L_{pK65V30} = 10 \cdot \log \left(10^{0.1 \cdot L_{pK65}} + 10^{0.1 \cdot L_{pK30}} \right) [dB(A)] \quad \text{Quelle 7, S.2.15 Gl. 2.14}$$

Berechnung der Immissionspegel

Der Emissionspegel L_p in Quellennähe kann nun mit dem Schallleistungspegel L_{WA} berechnet werden.

$$L_p = L_{WA} + 10 \cdot \log \left(\frac{Q}{4 \cdot \pi \cdot a^2} \right) [dB(A)] \quad \text{Quelle 7, S.2.24 Gl. 2.26}$$

Der **Richtfaktor** wird durch den Aufstellungsort definiert.

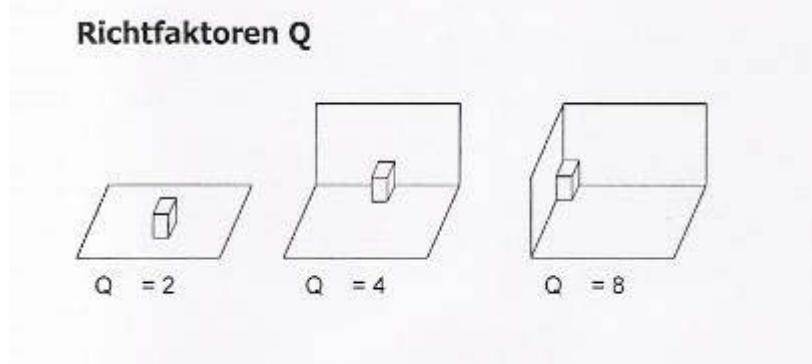


Abb. 21 Richtfaktoren

Der Richtfaktor wurde mit 2 angenommen.

Quellenzentrums-Beobachtungsabstand a

Unter a versteht man den Abstand zwischen Lärmquelle und Beobachtungspunkt in Metern. Er muss mindestens 1.5-mal grösser sein als die grösste Quellenabmessung.

Nun kann der Immissionspegel (Leqim) bei verschiedenen Entfernungen von der Anlage im jeweiligen Betriebszustand bestimmt werden.

$$L_{eq(Dis\ tan\ z)} = L_p - 20 \cdot \log\left(\frac{a_2}{a}\right) [dB(A)] \quad \text{Quelle 7 S.2.18 Gl. 2.23}$$

Berechnung der Beurteilungspegel (nach LSV)

Nun sind in Abständen von je einem Meter bei jeder gemessenen Betriebsphase die Immissionspegel bekannt (Abb. 24, S. 28). Als nächstes gilt es, die Teilbeurteilungspegel bei den entsprechenden Abständen mit Berücksichtigung der Häufigkeit der jeweiligen Betriebszustände zu berechnen (Quelle 6, Anh. 6; 32²).

Dazu wurden die Zeitabschnitte der verschiedenen Lärmphasen (Betriebsphasen) mit Hilfe der Häufigkeitsverteilung (Meteodaten Basel-Binningen, 1993-2003, 1.Sept-31.Mai) und den Frequenzpaaren des Betriebes in einem Diagramm aufgezeigt (Abb. 22). Mit Hilfe dieses Diagramms wurden fünf Quellentemperaturen bestimmt, mit welchen die gesamte Verteilung vereinfacht aufgezeigt wird. Weiter konnten die zu den ausgewählten Quellentemperaturen gehörenden Frequenzpaare der Wärmepumpe bestimmt werden. Aus dem Diagramm ist ersichtlich, dass sich bei den ausgewählten Quellentemperaturen in etwa drei Frequenzpaare einstellen. In Tabelle 9 ist der Betrieb zusammengestellt.

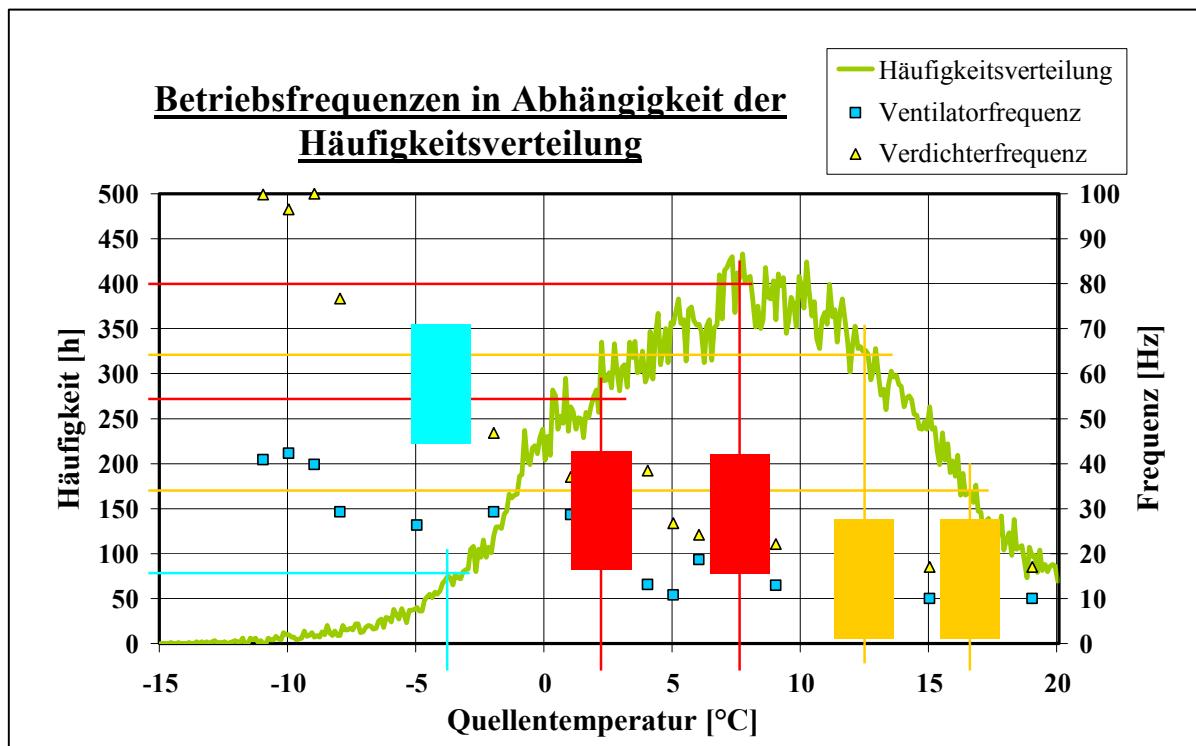


Abb. 22 Zeitabschnitte der Lärmphasen

Die grösste Lärmbelastung tritt bei den höchsten Frequenzen K100/V50 bei -15°C auf. Diese tiefen Temperaturen treten aber im Raum Basel nur ca. 1-2 Tage im Jahr auf. Aus diesem Grund wurden diese Betriebspaarungen nicht in die Beurteilung einbezogen, da sie keinerlei Auswirkung auf den Beurteilungspegel haben.

Frequenzpaare	K20V10	K40V20	K65V30
Häufigkeit [h]	500	660	80
Häufigkeit [%]	41	53	6

Tabelle 9 Frequenzpaare und deren Häufigkeit

Gemäss LSV sind die Berechnungen der Teilbeurteilungspegel mit Pegelkorrekturen (Quelle 6, Anh. 6; 33^{1,2&3}) zu versehen.

Die Pegelkorrekturen K1 für die Beurteilung von Tag und Nacht (Quelle 6, Anh. 6; 31^{1,2}) wurden gleich gewichtet. Die Pegelkorrekturen K2 und K3 beziehen sich auf die Tonhaltigkeit und die Impulshaltigkeit der Schalldruckpegel. Bei neuen Anlagen liegen diese Korrekturwerte zwischen 0 und 2 dB. Aufgrund mangelnder Erfahrung wurde die Korrektur mit 2 dB angenommen.

Die Teilbeurteilungspegel (L_r) werden bei jedem Abstand, an welchen jeweils die drei verschiedenen Immissionspegel (der verschiedenen Betriebszustände) ermittelt wurden, mit den entsprechenden Zeitabschnitten gemäss folgender Formel getrennt für Tag und Nacht berechnet (Beispiel Betriebszustand K65 V30 für Tag).

$$L_{rK65V30_Ta} := L_{eq_K65V30} + K1 \cdot Ta + K2 + K3 + 10 \cdot \log \left(\frac{t_{K65V30}}{t_0} \right)$$

[dB(A)] Quelle 7, S.1.3

$t_{K65V30} :=$	365
$t_{K65V30} :=$	0,06720
$t_{K65V30} :=$	2
Anzahl Tage:	365
Häufigkeitsanteil (siehe <i>Tabelle 9</i>):	6%
Anzahl Betriebsstunden pro Jahr:	720
Gewichtung Tag und Nacht:	2

Die drei einzelnen Teilbeurteilungspegel (pro Betriebszustand) werden anschliessend bei jedem Abstand, getrennt für Tag und Nacht (Beispiel hier Tag), wie folgt zusammengerechnet.

$$L_{rTa_total_Ta} := 10 \cdot \log \left(10^{0.1 \cdot L_{rK65V30_Ta}} + 10^{0.1 \cdot L_{rK40V20_Ta}} + 10^{0.1 \cdot L_{rK20V10_Ta}} \right)$$

[dB(A)] Quelle 6 (Anhang 6, 31¹)

Diese Gesamtbeurteilungspegel können nun mit den Grenzwerten aus der LSV verglichen werden.

4.4. Resultate

Lärmentwicklung von Verdichter und Ventilator

In Abb. 23 sind die Messflächenschalldruckpegel des Verdichter- sowie des Ventilatorbetriebes aufgezeigt. Aus diesem Diagramm ist ersichtlich, dass die Messflächenschalldruckpegel des Verdichterbetriebes von der untersten bis zur obersten Betriebsfrequenz nicht kontinuierlich ansteigen. Beim Messflächenschalldruckpegel des Ventilatorbetriebs ist ersichtlich, dass dieser stetig ansteigt.

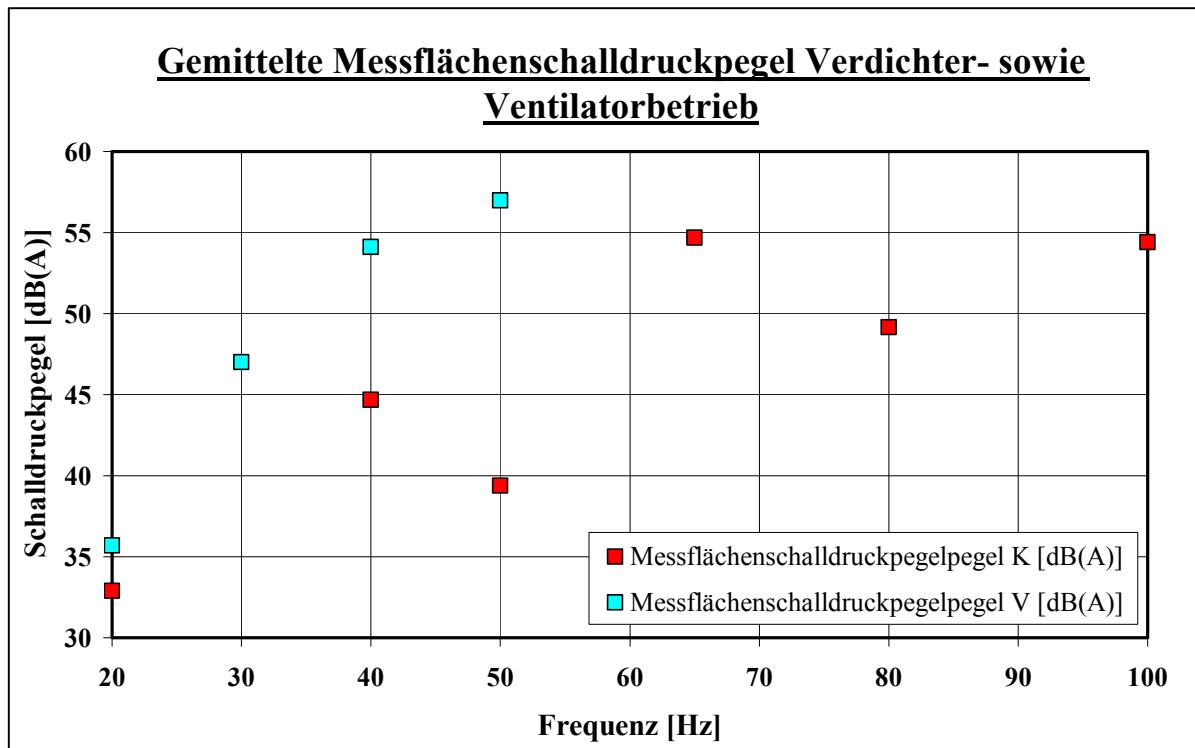


Abb. 23 Messflächenschalldruckpegel Verdichter und Ventilator

Die Abb. 23 kann dazu verwendet werden, den allgemeinen Betrieb sowie die Anlagengrenzen zu beurteilen. Es ist ersichtlich, dass der Verdichter bei 65 und 100Hz am lautesten ist. Der Ventilator ist ab 40Hz etwa gleich Laut wie der Verdichter bei seinem lautesten Betriebszustand.

Berechnete Immissionswerte

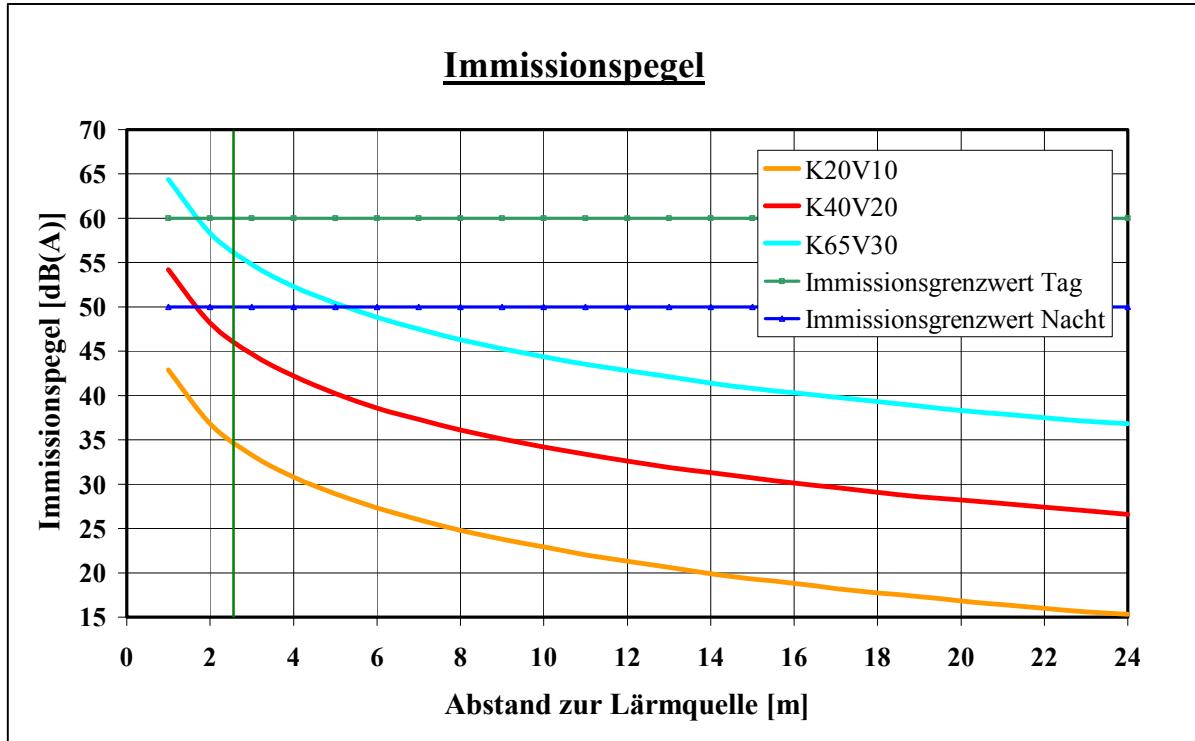


Abb. 24 Immissionspegel versch. Betriebe

Aus Abb. 24 ist ersichtlich, dass bei K65V30 der Immissionsgrenzwert in der Nacht erst nach 5m unterschritten wird. Aus diesem Grund muss in der Nacht bei Quellentemperaturen um -4°C und kälter mit reduzierter Leistung gefahren werden. Bei kleinerer Ventilatorkennfrequenz sinkt der COP.

4.5. Vergleich der Beurteilungswerte mit den Grenzwerten

Da nach LSV nicht die Immissionspegel für die Beurteilung der Lärmbelästigung massgebend sind, muss der Beurteilungspegel bestimmt werden.

Mit Hilfe der Immissionspegel konnten die Teilbeurteilungspegel für Tag und Nacht bei verschiedenen Abständen von der Lärmquelle bestimmt werden. Anschliessend wurden daraus die Beurteilungspegel für Tag und Nacht berechnet.

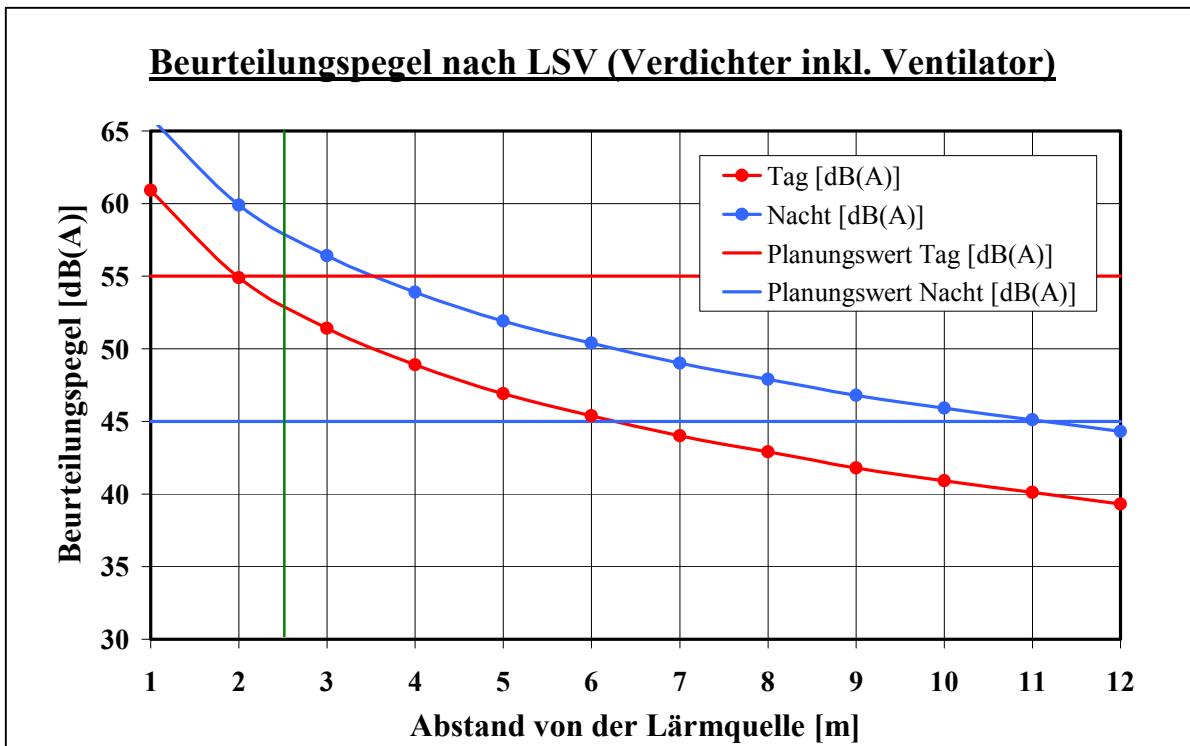


Abb. 25 Beurteilungspegel nach LSV

In Abb. 25 ist zu sehen, wie die Pegel mit steigender Distanz zur Lärmquelle abnehmen. Nach Norm zählen die Beurteilungspegel ab 2.5m (eineinhalb Mal die grösste Anlagenabmessung, hier 1.65m). Am Tag wurde der zulässige Planungswert nach 2m Abstand von der Wärmepumpe Pioneer unterschritten. In der Nacht braucht es eine Distanz von 11m, bis der Grenzwert unterschritten wird.

Vergleich der gemessenen und berechneten Werte

Mit Hilfe der Berechnung der Immissionspegel beim lautesten Betriebszustand (K100V50) kann ein Vergleich mit den gemessenen Immissionspegeln bei den Nachbarn aufgezeigt werden (Tabelle 10). Der Einfluss der örtlichen Gegebenheiten soll so aufgezeigt werden.

Messstelle	Immissionspegel gemessen [dB(A)]	Immissionspegel gerechnet [dB(A)]	Abstand zur Lärmquelle [m]
M6	41.8	46	13
M7	40	43	18
M8	43.4	42	20

Tabelle 10 max. Lärmbelastung der Nachbarn

Die Differenz zwischen den gemessenen und berechneten Immissionspegeln zeigt, dass der Einfluss der örtlichen Gegebenheiten auf die gerechneten Immissionspegel gross ist. Die bei den Nachbarn gemessenen Werte dienen des Weiteren dazu, die tatsächliche Belastung beim lautesten Betriebszustand aufzuzeigen. Während der Messung bei den Messpunkten M6-M8 wurde die Immission der Pioneer beim lautesten Betriebspunkt kaum wahrgenommen.

4.6. Diskussion

Die zur Berechnung verwendeten Messungen wurden mit schwankendem Hintergrundgeräusch aufgenommen. Die Lage des zu messenden Objektes ist für normgerechte Messungen nicht geeignet (Aufstellungsort, Zug-, Strassen- und Heizungslärm). Weiter tritt Reflexion am EFH

auf. Unter Berücksichtigung dieser Gegebenheiten kann lediglich eine Abschätzung der Lärmbelästigung gemacht werden.

Bei grosszügigen wie auch engen Wohnsiedlungen ist in jedem Fall der Grenzwert tagsüber eingehalten. In der Nacht kann Lärmelästigung in Wohnzonen auftreten. Aus diesem Grund muss bei Quellentemperaturen um -4°C und kälter in der Nacht mit reduziertem Betrieb gefahren werden. Dies ist aus Abb. 24 ersichtlich. Die maximale Ventilatorfrequenz darf in der Nacht 30Hz nicht überschreiten. Weiter muss in der Nacht darauf geachtet werden, dass der Verdichter nicht um 65Hz und 100Hz betrieben wird.

Allgemein

Aus den Messungen ist ersichtlich, dass an der Anlage weitere Lärmschutzmassnahmen durchgeführt werden müssen, welche den Schalldruckpegel der Pioneer oder die Immissionspegel senken.

Weitere Möglichkeiten wären:

- Dämmung mittels dickeren Flumroc-Dämmplatten oder Dämmplatten mit höherem Schallabsorptionsgrad
- Verdichter kann in einem schallgedämpften Kasten untergebracht werden
- Sämtliche Teile und Leitungen, welche während des Betriebes in Schwingung geraten, sind vibrationsfrei zu befestigen
- Anbringen von Lärmschutzwänden
- Mehrere geräuscharme Ventilatoren
- Situativ Ventilatorfrequenz reduzieren

5. Einfluss der Ventilatordrehzahl auf den COP

5.1. Messungen

Das Ziel der Messreihe ist es, den COP bei verschiedenen Ventilatordrehzahlen über die Quellentemperatur von -15°C bis +20°C zu ermitteln. Der Ventilator kann mit dem Frequenzumformer von 5Hz bis 50 Hz geregelt werden. Aus diesen Messungen soll die Ventilatordrehzahl, bei der sich der maximale COP einstellt, ermittelt werden. Für die Messungen wurden folgende Randbedingungen definiert: Die Wärmeabfuhr erfolgt nach der HKL60. Die Drehzahl wird bei den einzelnen Quellentemperaturen variiert.

5.2. Resultate

In Abb. 26 ist eine COP-Auswahl bei vier Quellentemperaturen zur Ermittlung der optimalen Ventilatordrehzahlen aufgezeigt:

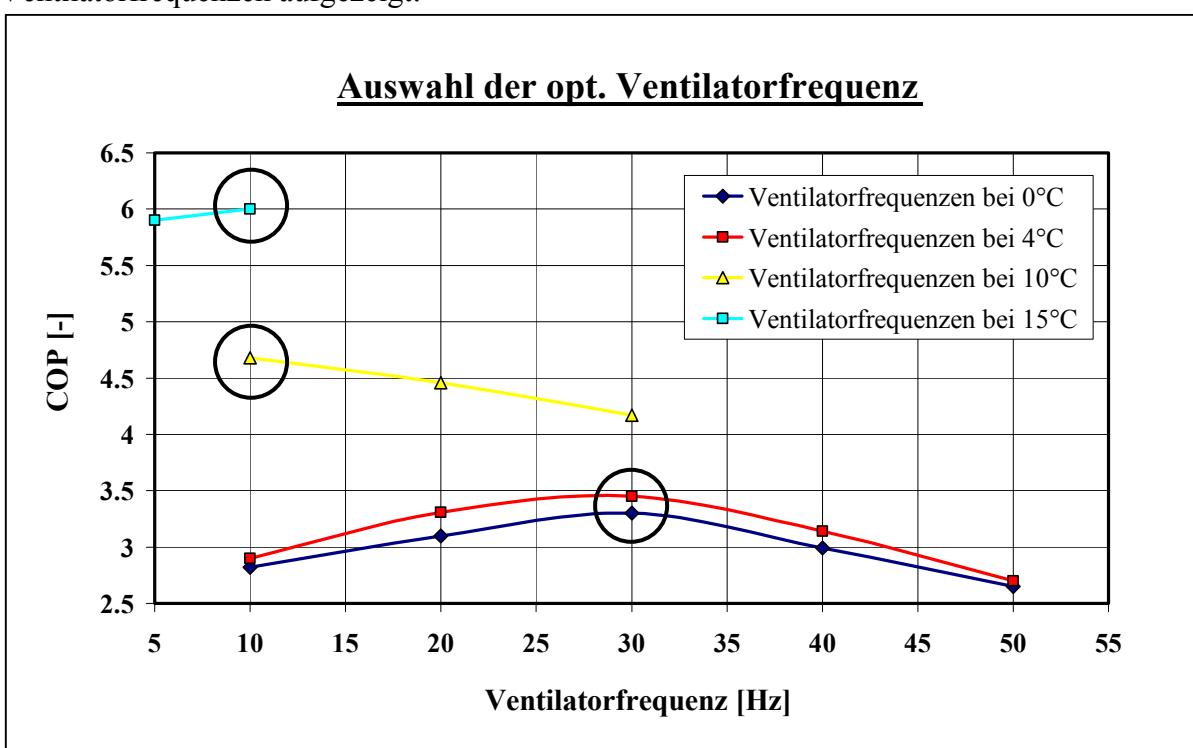


Abb. 26 Einfluss der Ventilatordrehzahl

Aus Abb. 26 ist ersichtlich, dass sich für jede Quellentemperatur bei einer bestimmten Ventilatordrehzahl ein bester COP einstellt. Bei 0°C und 4°C wurden Messungen zur besseren Illustration des COP-Verlaufes über den ganzen Ventilatorregelbereich gemacht.

Ab etwa 10°C Quellentemperatur genügen 10Hz Ventilatordrehzahl, um den besten COP zu erhalten. Bei Messungen mit 5 Hz wurde festgestellt, dass der Ventilator aufgrund der magnetischen Verluste im Motor mehr Leistung benötigt als bei 10Hz.

Aus den Messungen konnten für die Quellentemperaturen die Ventilatordrehzahlen angegeben werden, bei welchen die maximalen COP erreicht werden (Abb. 27).

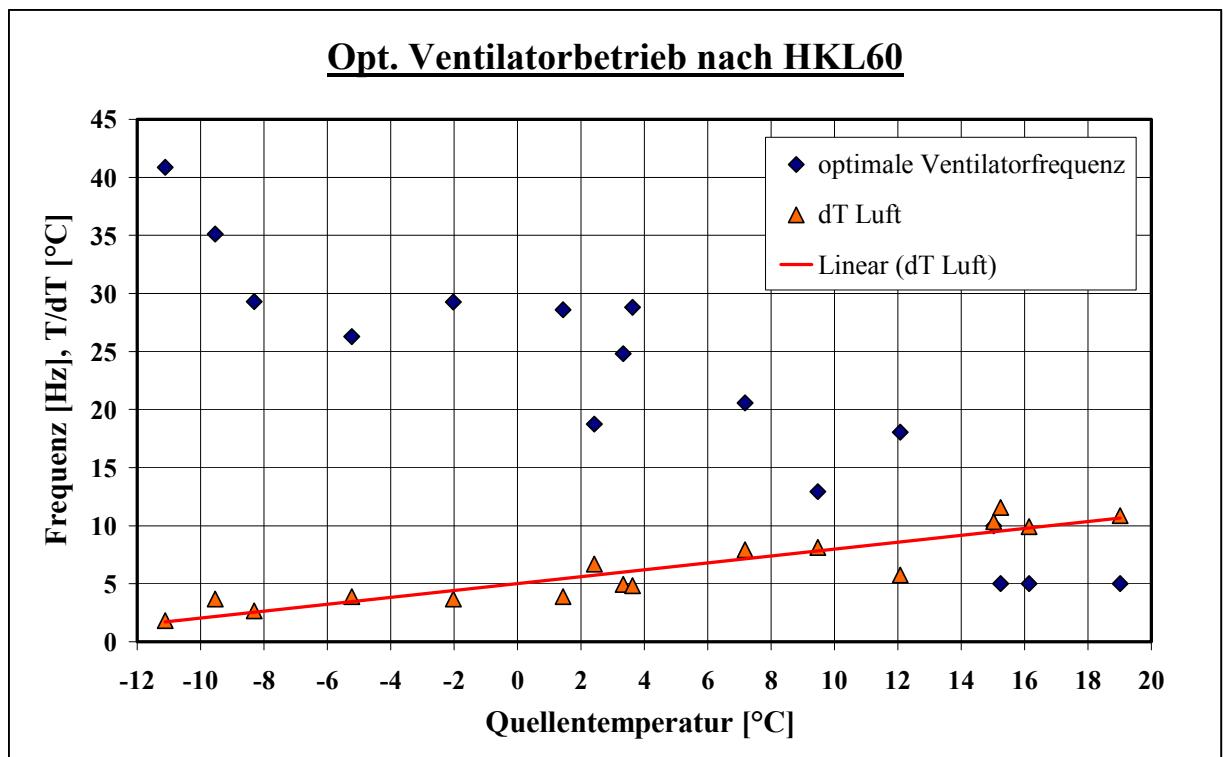


Abb. 27 Optimale Ventilatorkreisfrequenz und ΔT_{Luft} als Funktion der Quellentemperatur

Es wurde beschlossen, dass die Regelung der Ventilatorkreisfrequenz über die Temperaturdifferenz erfolgt. Im folgenden Diagramm ist der Grund für den Entscheid illustriert.

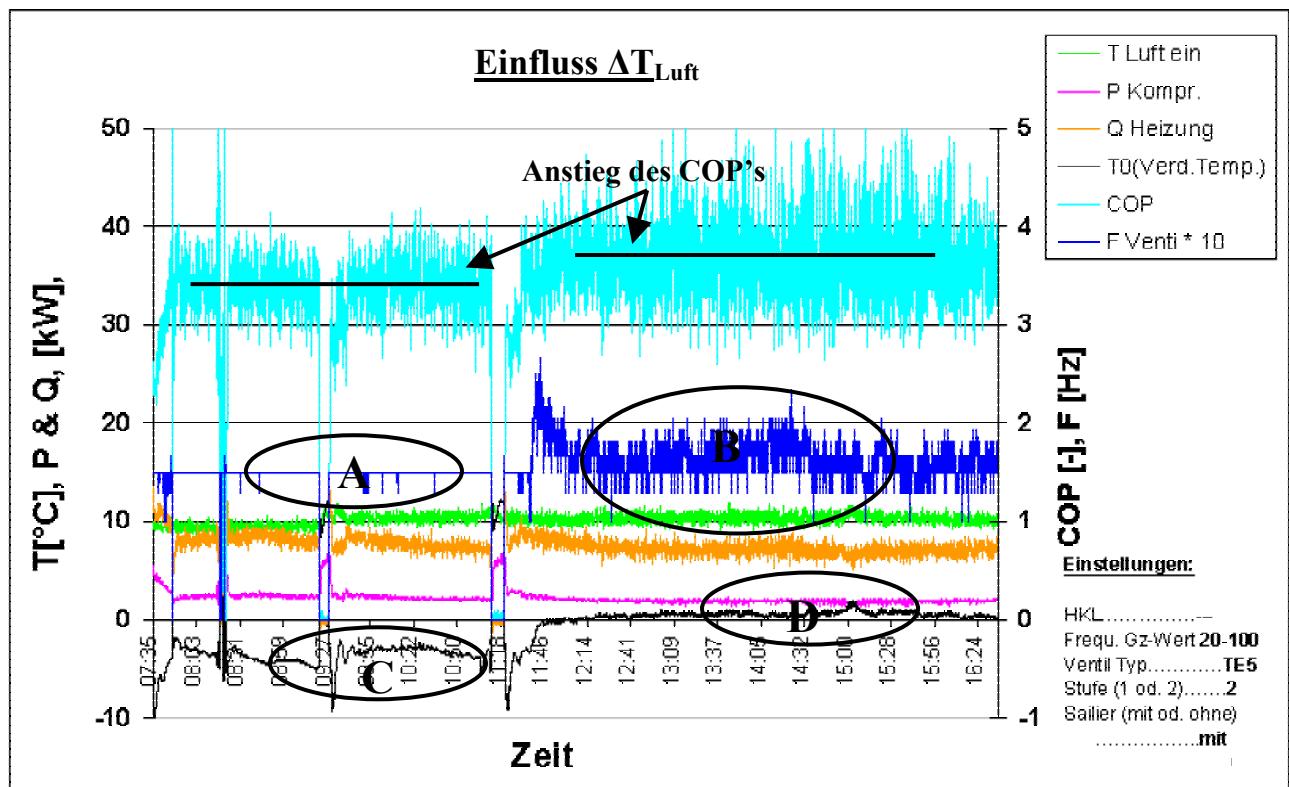


Abb. 28 Einfluss ΔT_{Luft} über dem Verdampfer (Auswertung vom 23.11.04)

In Abb. 28 ist ersichtlich, dass sich die Ventilatordrehzahl bei ΔT_{Luft} von 8K mit einer festen Frequenz einstellt (Bereich A). Die Verdampfungstemperatur ist so tief, dass sich am Ver-

dampfer Reif bilden kann (Bereich **C**). Um die Verdampfungstemperatur anzuheben, wurde das ΔT_{Luft} auf 5K gestellt. Nach kurzer Zeit ist der Regeleffekt gut zu sehen (Bereiche **B** und **D**). Die Verdampfungstemperatur steigt auf über 0°C an. Die Ventilatordrehzahl verharrt nicht auf einem festen Wert, sondern wird im Führungsband (12 bis 20Hz) geregelt. Gleichzeitig steigt der COP von 3.4 auf 3.7. (COP Siehe Verlauf Türkis).

Durch die Bestimmung der optimalen Ventilatorfrequenzen konnte die JAZ um 5% verbessert werden. Mit der Regelung nach ΔT_{Luft} ist eine weitere Verbesserung zu erwarten.

6. Optimale Abtauung

Allgemein

Das Ziel des Abtausystems ist es, die Anlage autonom und bedarfsgeregt abtauuen zu können. Dadurch kann Energie eingespart werden.

Im nachfolgenden Prinzipsschema wird aufgezeigt, wo die Gewichtsmessung eingebaut wird

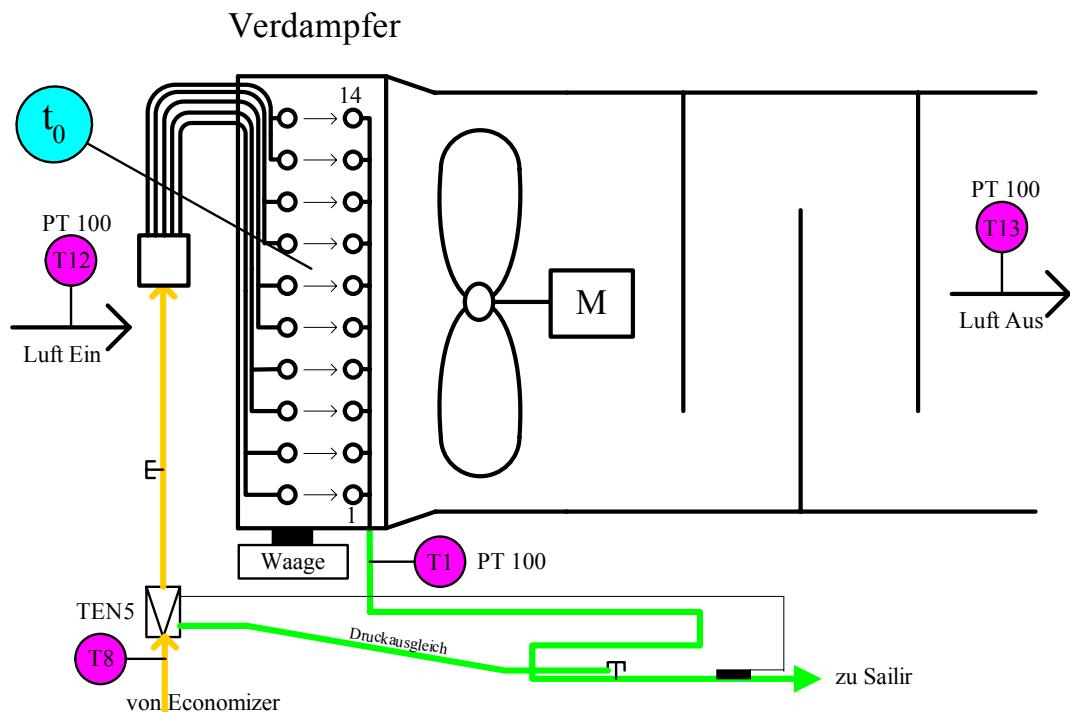


Abb. 29 Gewichtsmessung (Prinzipsschema Siehe S. 2)

6.1. Erkenntnisse

Bisherige Messungen haben gezeigt, dass es bei Quelltemperaturen unter 9°C zu Eisbildung am Verdampfer kommt. Dies geschieht bei einer Verdampfungstemperatur des Kältemittels von -3°C oder tiefer (Abb. 30). Die Vereisung führt zu einer schlechteren Wärmeaufnahme des Verdampfers.

Handelsübliche on/off Wärmepumpen besitzen im Allgemeinen folgende Abtausteuerungen:

- Abtauung nach der Eisdicke am Verdampfer.
- Abtauung nach einer fest vorprogrammierten Zeit (Die Luftfeuchtigkeit spielt bei der Abtauung eine wichtige Rolle. Bei trockener Luft kann es also vorkommen, dass bei dieser Variante abgetaut wird, obwohl kein Bedarf da wäre).

Um energiesparend abzutauen, wurde der Verdampfer der Pioneer auf eine Wiegezelle (Abb. 29) gesetzt, welche bei Erreichen eines bestimmten Gewichtes die Abtauung einleitet (Abb. 31, Bereich A). Infolge davon strömt Heissgas in den Verdampfer, bei welchem das Eis schmilzt. Während der Abtauung wird der Ventilator abgeschaltet, da die in den Verdampfer eingeleitete Wärme an Ort wirken muss und nicht in die Umgebung geblasen werden soll. Dabei sinkt das Gewicht des Verdampfers wieder (das Kondensat fliesst ab). Die Abtauung wird beendet, wenn das untere Grenzgewicht erreicht ist, bei welchem sich nur noch einzelne Kondensattropfen am Verdampfer befinden (Abb. 31, Bereich B). Mit Hilfe der Nachtrocknungszeit (Abb. 31 Bereich C) verdunsten die verbleibenden Tropfen. Beim Nachtrocknungsvorgang muss der Verdichter mit einer festen Frequenz laufen. Dadurch läuft der Verdichter nicht Gefahr, die Stromgrenze zu überschreiten. Nach Ablauf der Nachtrocknungszeit laufen der Ver-

dichter (rote Linie im Diagramm) und der Ventilator (blaue Linie im Diagramm) wieder im geregelten Betrieb (Abb. 31, Bereich **D**).

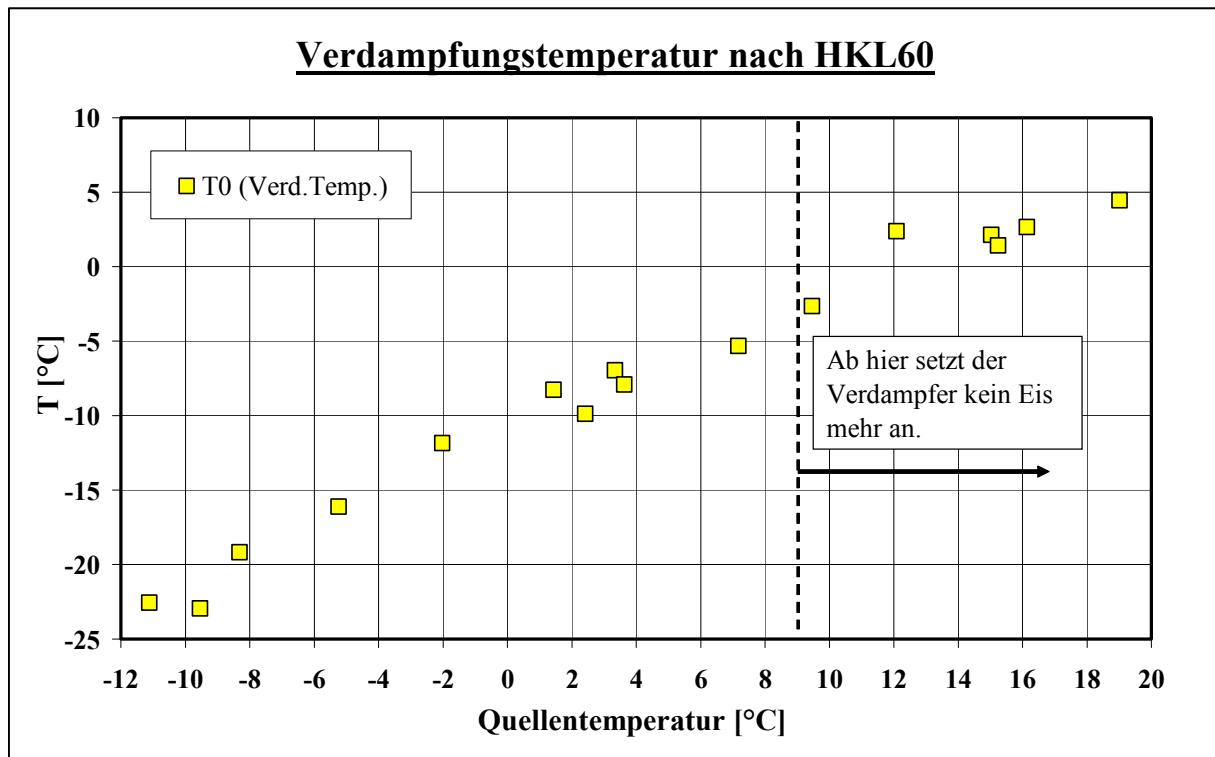


Abb. 30 Verdampfungstemperaturen nach HKL60

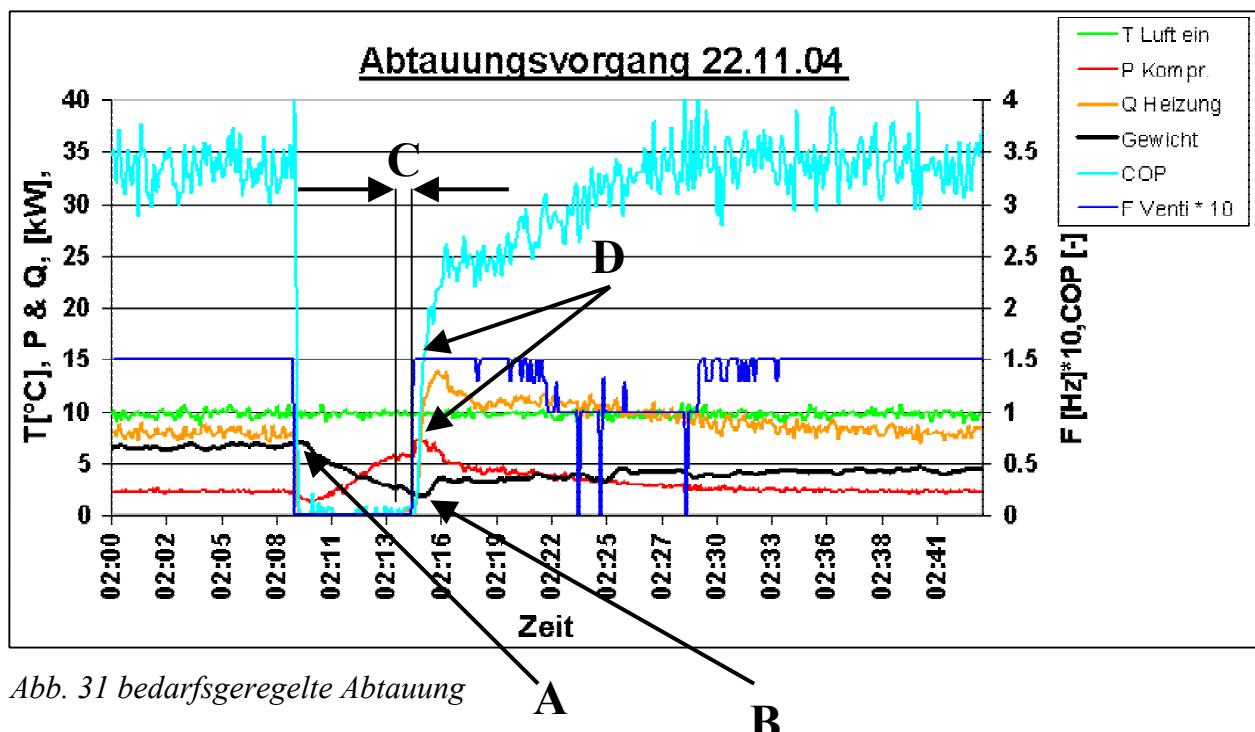


Abb. 31 bedarfsgeregelte Abtauung

Weiteres Vorgehen

Die Gewichtsmessung mit handelsüblichen und teuren Messzellen funktioniert. Kostengünstige Lösungen funktionieren bis heute nicht zufriedenstellend. Im Moment untersucht man in einer Projektarbeit an der FHBB in Muttenz kostengünstige Lösungen.

7. Teilaufgaben

7.1. Testen verschiedener Expansionsventile

7.1.1. Ziel der Messreihe

Das Ziel dieser Messreihe ist, die Wirkung der verschiedenen in der Anlage eingebauten Expansionsventile (TE5, AKV, TQ5) zu testen, den Einfluss der Überhitzung auf den COP zu untersuchen und das beste Expansionsventil für die WP Pioneer zu bestimmen.

7.1.2. Arbeitsweise der Expansionsventile

Das Expansionsventil regelt die Überhitzung des Kältemittels im Verdampfer. Es hat so einen Einfluss auf den COP. Um herauszufinden, welcher Ventiltyp für die WP Pioneer ideal ist, wurden zum bestehenden thermostatischen (mechanischen) Überhitzungsregler TE5 zwei elektronisch geregelte Ventile eingebaut. Mit diesen Regelsystemen sollte es möglich sein, kleinere Überhitzungen und damit bessere COP zu erreichen.

TE5 Thermostatisches Expansionsventil

Das thermostatische Expansionsventil TE5 lässt sich nur in einem Betriebspunkt für die optimale Überhitzung einstellen. Außerdem verändert sich die Steigung der Ventilkennlinie durch die Veränderung des Kompressionsverhältnisses und der Unterkühlung des Kältemittels (siehe Abb. 33). Die optimale Einstellung erfolgt durch Versuchsmessungen.

In Abb. 32 sieht man die Funktionsweise des TE5-Ventils. Es regelt nach einer linearen Ventilkennlinie mit unterschiedlichen Steigungen. Es ist ein „direkt“ wirkender Regler.

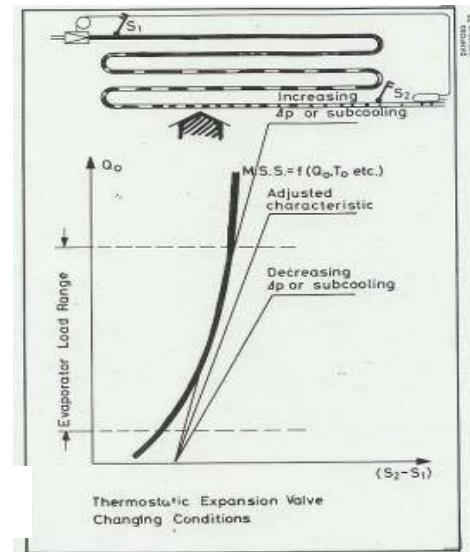
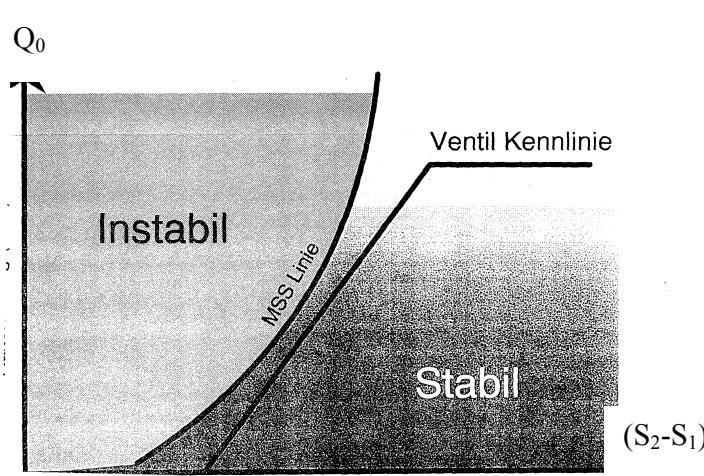


Abb. 32 (links) Funktionsweise des TE5-Ventils

Abb. 33 (rechts) Veränderung der Steigung der Ventilkennlinie

AKV und TQ5 (adaptive Überhitzungsregler)

Bei Abb. 34 ist die Arbeitsweise eines adaptiven Ventils (TQ5 und AKV) aufgezeigt. Beide Ventile arbeiten so, dass sie sich an die MSS-Linie (MSS = minimales stabiles Signal) anschmiegen. Der COP müsste demzufolge mit einer adaptiven Verdampferspeiseregelung eindeutig besser werden.

Funktionsweise AKV

Das elektronisch gesteuerte Expansionsventil AKV ist ein pulsierendes Expansionsventil, welches gleichzeitig die Funktion eines Magnetventils erfüllt. Die Überhitzung wird mittels eines Temperaturfühlers und eines Druckmessumformers erfasst. Die Regelung erfolgt durch einen elektronischen Regler von Danfoss.

Funktionsweise TQ5

Das elektronisch gesteuerte TQ5 ist ein stetig regelndes Expansionsventil. Die Überhitzung wird mittels eines Temperaturfühlers und eines Druckmessumformers erfasst. Die Regelung erfolgt ebenfalls durch den EKC-Regler, welcher dem thermischen Stellantrieb des Expansionsventils ein modulierendes Spannungssignal zuführt. Dieser drückt auf eine Membran, bei welcher eine Feder und der Verdampferdruck entgegen wirken. Über einen Druckstift wird das Ventil geöffnet. Das Signal des EKC-Reglers bestimmt so den Öffnungsgrad des Ventils.

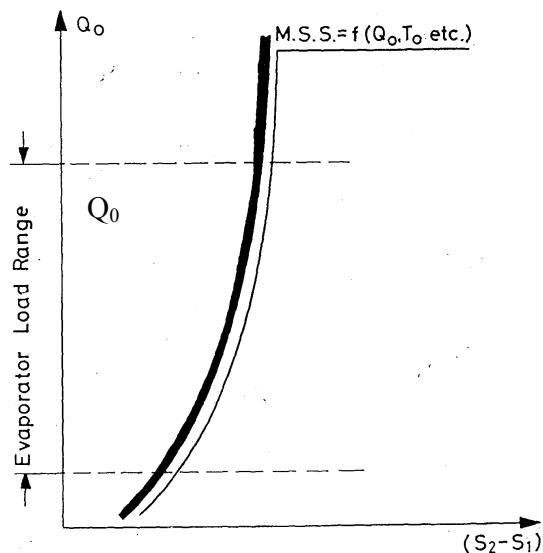


Abb. 34 (links) Arbeitsweise eines adaptiven Ventils

7.1.3. Messreihe

Es sollen mit jedem Ventil Messungen durchgeführt werden. Dabei sind die COP-Werte bei einer Quellentemperatur von -7, -2, 2, 7, 15°C zu ermitteln. Diese Temperaturen wurden gewählt, um den Heizbetrieb zu beschreiben (Normmesspunkte nach Wärmepumpentestzentrum Töss). Um die Quellentemperaturen zu erreichen, wird die Laboranlage zwecks Erzeugung von Kalt- oder Warmluft zugeschaltet. Idealerweise soll das ganze Temperaturband mit einem Ventiltyp durchfahren werden bevor das Ventil gewechselt wird. Um eine gültige Messung zu erhalten, sollen während mindestens 30min. folgende Bedingungen eingermassen erfüllt sein:

- Luft ein = konstant
- Q Heizung = konstant
- Vorlauf = Vorlauf soll

Nachdem die COP-Werte ermittelt worden sind, soll die Überhitzung am TE5 Ventil verändert und diese Messreihe wiederholt werden. Die beiden Messreihen des TE5 sind miteinander zu vergleichen und auszuwerten.

7.1.4. Auswertung

TE5

Die Messungen mit dem TE5 verliefen ohne besondere Vorkommnisse. Obwohl die COP-Werte von nur zwei unterschiedlichen Überhitzungseinstellungen ermittelt wurden, ist der Einfluss der Überhitzung auf den COP deutlich ersichtlich (Abb. 35).

TQ5

Entgegen den Erwartungen konnten keine besonders kleinen Überhitzungstemperaturen festgestellt werden. Sie liegen im Bereich des TE5 Ventils. Eine genauere Betrachtung der Auswertungen hat gezeigt, dass sich die Regelung nur sehr langsam an die minimale Überhitzung herantastet. Der Hauptgrund dafür liegt wohl darin, dass die Regeleinstellungen am EKC noch nicht optimal sind. Es wurde einzig eine zweite Messreihe mit veränderten Reglereinstellungen gefahren und diese mit den Vorhergehenden verglichen. Aus der Auswertung konnte keine eindeutige Aussage für eine Verbesserung oder Verschlechterung des COP gemacht werden.

AKV

Beim Betrieb mit dem AKV Expansionsventil wurde ein ähnliches Verhalten bezüglich der Überhitzungstemperaturen festgestellt.

Weiter ist aufgefallen, dass durch das Pulsieren des AKV's Schläge entstehen.

Beim Auftragen aller gemessenen COP-Werte konnten keine eindeutigen Vorteile eines Expansionsventils festgestellt werden (Abb. 35).

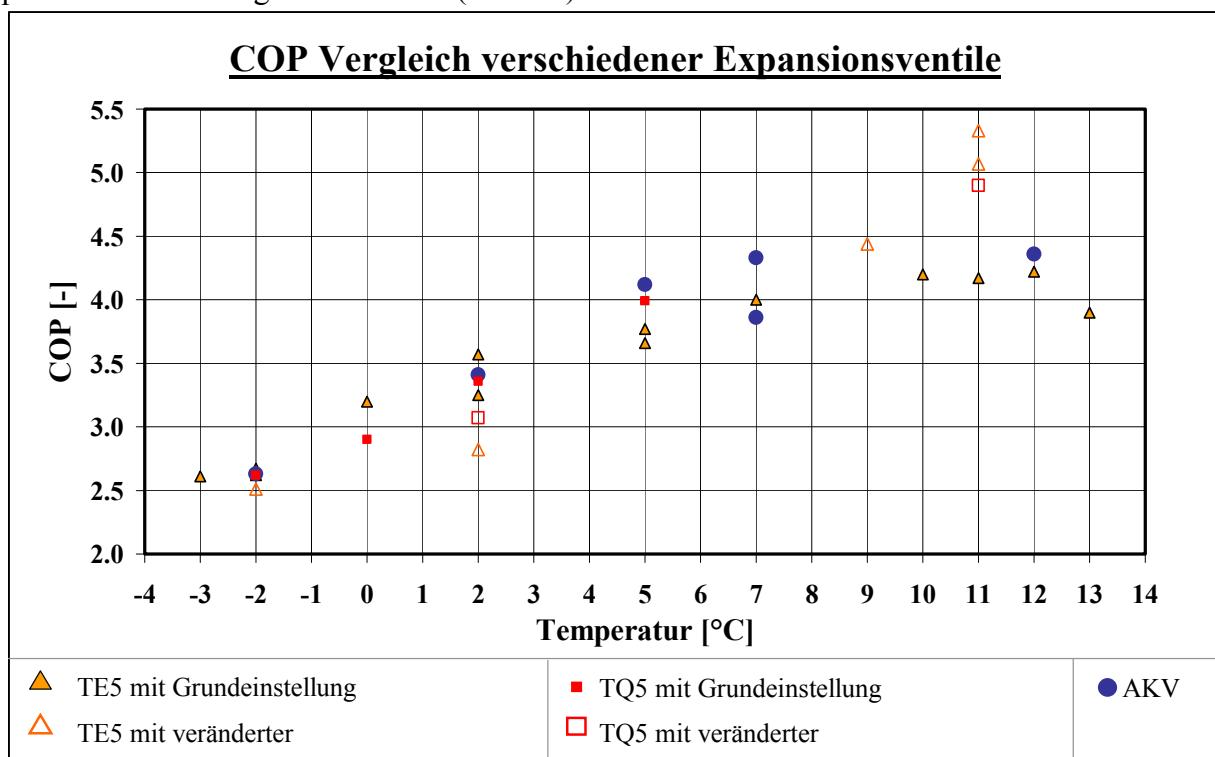


Abb. 35 Vergleich der gemessenen COP Werte

7.1.5. Entscheid

Gestützt auf die Auswertungen und Erfahrungen, die während der bisherigen Messungen gemacht wurden, fiel der Entscheid, mit welchem Expansionsventil weiter gearbeitet werden soll, auf das **TE5-Ventil**.

Für das TE5-Ventil sprechen:

- Gute COP-Werte
- Akzeptable Überhitzung
- Unproblematische Handhabung
- Billig: **ca. 229 CHFr** (Listenpreis)

Gegen das AKV-Ventil sprechen:

- Mit jetziger Regeleinstellung ist kein grosser Vorteil gegenüber dem TE5 festzustellen.
- Teuer: AKV-Ventil ca. 176 CHFr, Druckmessumformer 452 CHFr plus EKC-Regler ca.929 CHFr, **total ca. 1557 CHFr** (Listenpreise)

Gegen das TQ5-Ventil sprechen:

- Mit jetziger Regeleinstellung ist kein grosser Vorteil gegenüber dem TE5 festzustellen.
- Teuer: TQ5-Ventil, (inkl. Stellantrieb, Unterteil, Düse und Temperaturfühler) 1184 CHFr, Druckmessumformer 452 CHFr plus EKC-Regler ca.884 CHFr, **total ca. 2520 CHFr** (Listenpreise)

Der Trend der Versuchsresultate geht zwar in Richtung adaptive Regler, markante Unterschiede waren aber nicht auszumachen. Ein Grund dürfte in der Änderungsgeschwindigkeit der Stellglieder liegen. In Kürze kommt ein neu entwickeltes System mit einem schnellen Schrittmotor auf den Markt, welches getestet werden soll.

7.2. Effekte mit und ohne SAILIR

Allgemein

Der SAILIR ist ein Multifunktionsgerät, welches von der Firma Solartis GmbH entwickelt wurde. Das Innovative am SAILIR sind die 3 Funktionen in einem Gerät:

- Wärmeaustausch zwischen dem warmen Kondensat und dem kalten Saugdampf
- Flüssigkeitsabscheider beim Saugdampf
- Sammler und Expansionsgefäß für das Kondensat

Im Handel sind Geräte für jede einzelne Funktion erhältlich. Die Einbindung einzelner Geräte bedeutet aber ein Mehrfaches an Arbeitsaufwand und ein Mehrfaches an Platz.

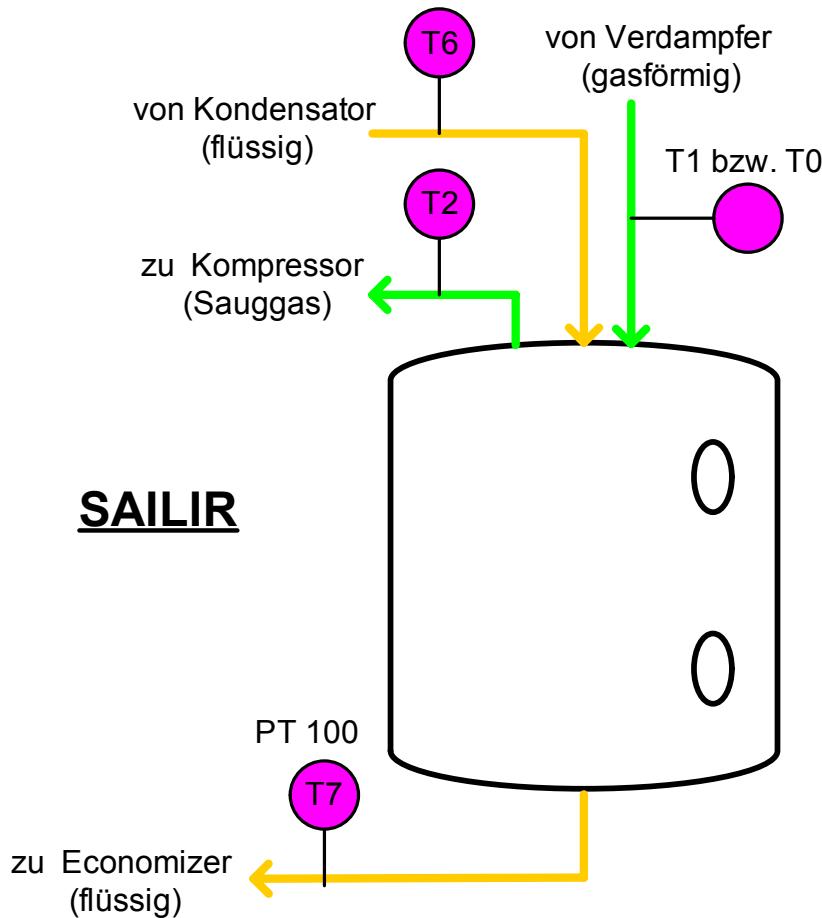


Abb. 36 Prinzipschema SAILIR

7.2.1. Messungen

Das Ziel der Messreihe ist, die Funktion als Wärmetauscher mittels Messungen zu überprüfen, die einwandfreie Funktion des SAILIR und dessen Einfluss auf den COP zu dokumentieren. Dafür werden Versuche mit leerem und gefülltem SAILIR bei verschiedenen Quellentemperaturen gefahren. Der leere SAILIR soll den Betrieb ohne SAILIR aufzeigen. Nach den Messungen mit dem leeren SAILIR wird dieser bis etwa ¾ (oberes Schauglas) mit Kältemittel gefüllt und die gleichen Messungen wiederholt. Zur Erfassung der Veränderung der Heissgastemperatur wird die Differenz T2-T1 bzw. T2-T0 aufgezeichnet. Um die Wärmeabgabe im flüssigen Kältemittel zu untersuchen, wird die Differenz T6-T7 aufgezeichnet.

7.2.2. Auswertung

Die Auswertungen haben gezeigt, dass der Betrieb mit leerem SAILIR nicht dem eines Betriebes ohne SAILIR entspricht. Beim Betrieb ohne SAILIR müsste die Temperatur am Austritt des Verdampfers in etwa der des Saugdampfes entsprechen. Bei Messungen mit leerem SAILIR wurde aber bereits eine grössere Überhitzung (Abb. 39) des Saugdampfes festgestellt. Der Grund liegt in der Konstruktion des SAILIR. Der Eintritt des warmen, flüssigen Kältemittels in den SAILIR liegt über dem Flüssigkeitssammler. Das flüssige Kältemittel läuft über den Flüssigkeitsabscheider und heizt diesen auf.

Der Aufheizvorgang ist im Diagramm Abb. 37 zu sehen.

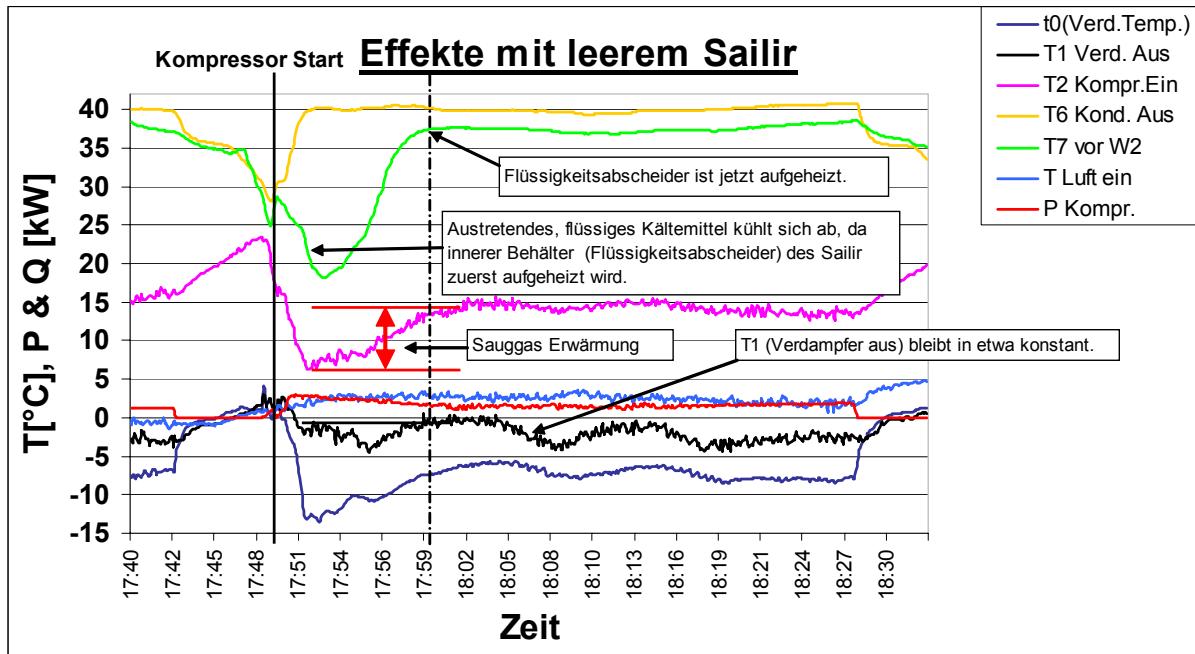


Abb. 37 Detailauswertung vom 26.10.04_F "Effekt mit leerem SAILIR "

Beim Vergleich der Temperaturdifferenzen T2-T1 (Abb. 39) bzw. T2-T0 (Anhang S. 57) über dem SAILIR konnte nach dem Befüllen des SAILIR keine zusätzliche, grössere Überhitzung festgestellt werden.

Der Aufheizvorgang des gefüllten SAILIR ist im Diagramm Abb. 38 zu sehen. Beim Vergleich der beiden Diagramme (Abb. 37, Abb. 38) ist der Temperaturverlauf von T1 und T2 bei leerem und gefülltem SAILIR zu sehen. Der Vergleich bei 2 ähnlichen Messungen zeigt, dass der Verlauf der beiden Temperaturen in beiden Messungen sehr ähnlich ist.

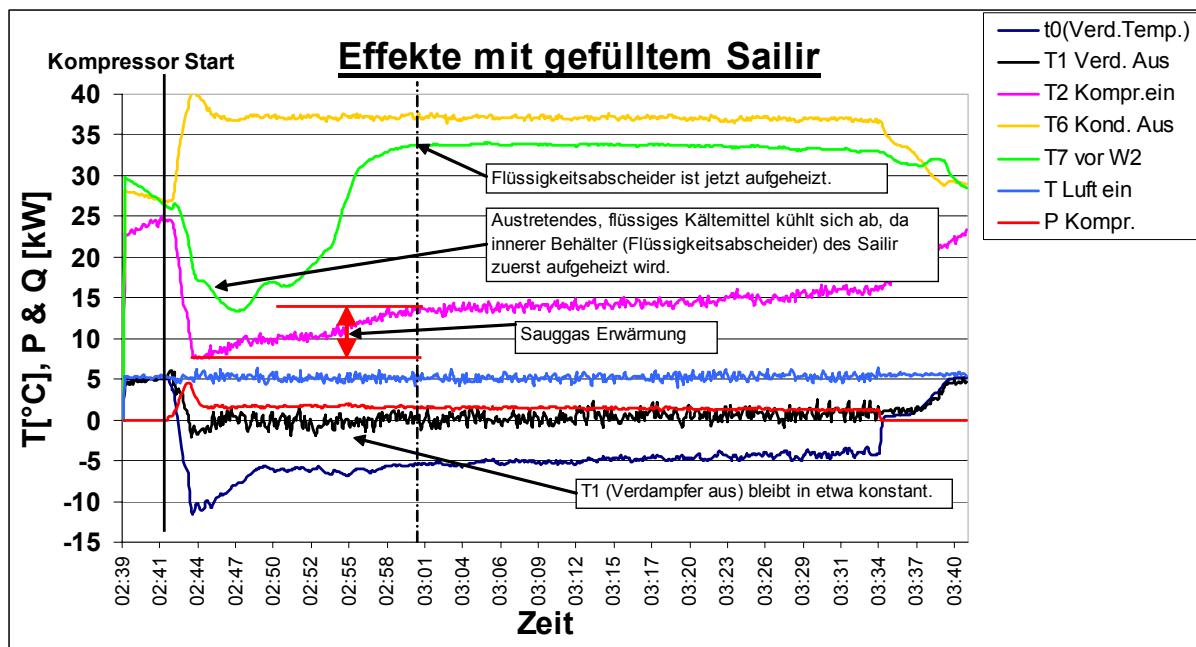


Abb. 38 Detailauswertung vom 24.11.04_A "Effekt mit gefülltem SAILIR "

Da die Überhitzung bei allen Versuchen mit ähnlicher Quellentemperatur in etwa gleich geblieben ist (Abb. 39), konnte auch beim COP keine Verbesserung festgestellt werden.

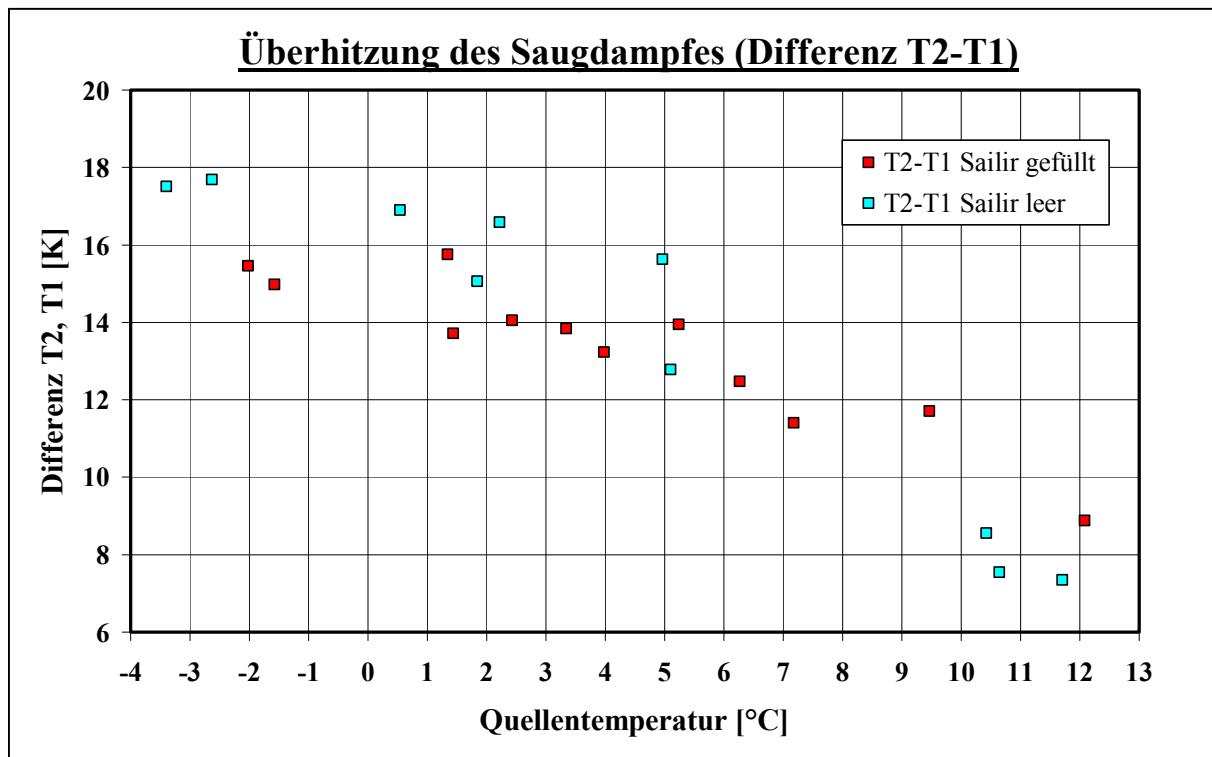


Abb. 39 Überhitzung des Saugdampfes über dem SAILIR (Differenz T2-T1).

Eine weitere Untersuchung der Temperaturdifferenz T6-T7 über dem SAILIR zeigt, dass bei gefülltem SAILIR mehr Wärme vom flüssigen R134a abgeführt wird (Abb. 40) als bei leerem SAILIR. Es gibt zwei mögliche Gründe für diese grössere Temperaturdifferenz:

1. Die abgegebene Wärme wird zur Verdampfung der Flüssigkeitstropfen im Saugdampf verwendet. Diese Möglichkeit würde bedeuten, dass dank dem gefüllten SAILIR weniger Flüssigkeitstropfen in den Verdichter gelangen. Diese wiederum würde die Lebensdauer des Verdichters und dessen Wirkungsgrad verbessern.
2. Es kann aber auch sein, dass der gefüllte SAILIR trotz Isolation mehr Wärme an die Umgebung abgibt als der leere SAILIR (da besserer α -Wert). Dies ist möglich, da das warme, flüssige Kältemittel durch die Befüllung eine viel grössere Berührungsfläche zum Aussenbehälter hat als dies beim leeren SAILIR der Fall ist.

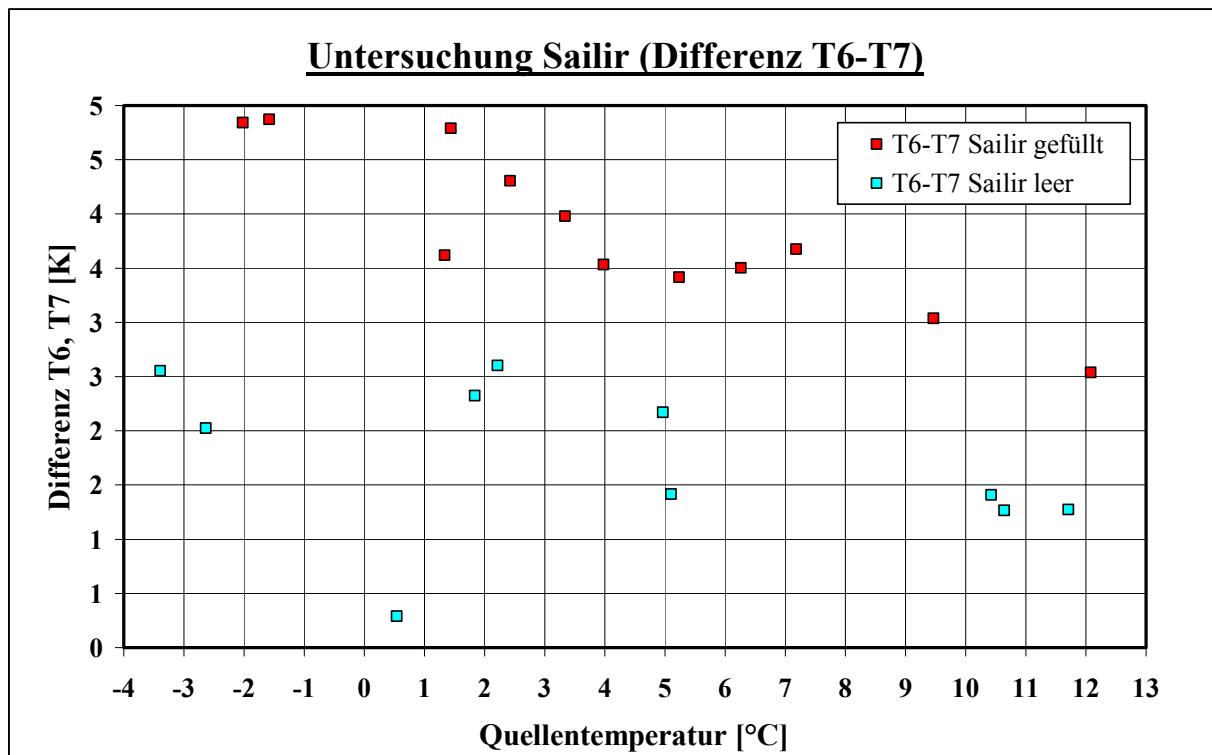


Abb. 40 Untersuchung Temperaturdifferenz T6-T7 des flüssigen Kältemittels

7.2.3. Erkenntnis

Anhand der Messungen ist keine Aussage bezüglich COP-Verbesserung möglich. Für eine sichere Aussage müssten die Messungen ganz ohne SAILIR durchgeführt werden. Bei allen Messungen wurde eine Überhitzung des Saugdampfes (Abb. 39) festgestellt. Dies hat mit Sicherheit einen positiven Effekt auf den Wirkungsgrad des Verdichters und somit auf den COP. Durch den kleineren Massenanteil an flüssigem Kältemittel im Saugdampf kann die elektrische Leistung effizienter umgesetzt werden.

Durch die Messungen wurde festgestellt, dass die Saugdampftemperatur durch die Befüllung des SAILIR nicht angestiegen ist. Die Befüllung dient nur zur Minimierung des Flüssigkeitsanteiles im Saugdampf.

7.3. Optimale Einstellung des Economizers

Der Economizer ist ein Wärmetauscher, in dem das flüssige Kältemittel unterkühlt wird. Dabei wird ein Teil des flüssigen Kältemittels verdampft, um den Hauptstrom, welcher zum Verdampfer führt, zu unterkühlen. Das verdampfte Gas wird in den Verdichter geleitet und dort nach der 1. Stufe mit dem verdichteten Gas vermischt. Dies bewirkt eine niedrigere Sauggastemperatur der 2. Stufe und somit eine niedrige Heissgastemperatur. Der Verdichter muss weniger Arbeit leisten.

Mit dem Öffnungsgrad des Expansionsventils (EPV5) kann die Unterkühlung eingestellt werden.

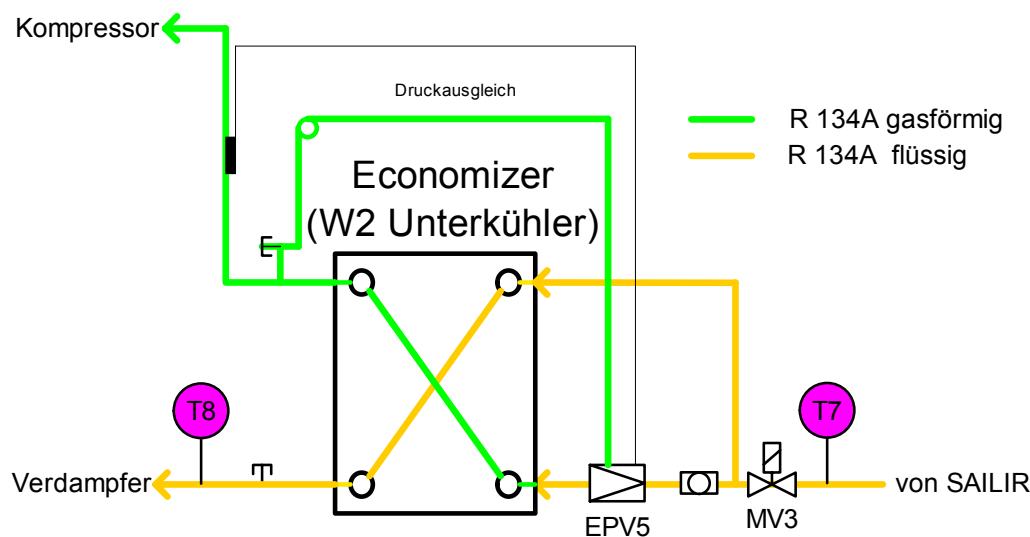


Abb. 41 Prinzipschema Economizer (Prinzipschema Siehe S. 2)

7.3.1. Einfluss des Economizers

Sobald sich die richtigen Druckverhältnisse am Expansionsventil eingestellt haben, setzt die Unterkühlung ein. In der Auswertung vom 09.11.04_G (Abb. 43) ist zu sehen, dass der Economizer einen positiven Einfluss auf die Leistungsaufnahme des Verdichters hat. Die Unterkühlung von T8 vergrößert das Δh über dem Verdampfer, dadurch muss der Verdichter weniger Arbeit leisten. Siehe auch Temperaturverlauf von T7 und T8 um 00.45 sowie folgendes Log p-h Diagramm.

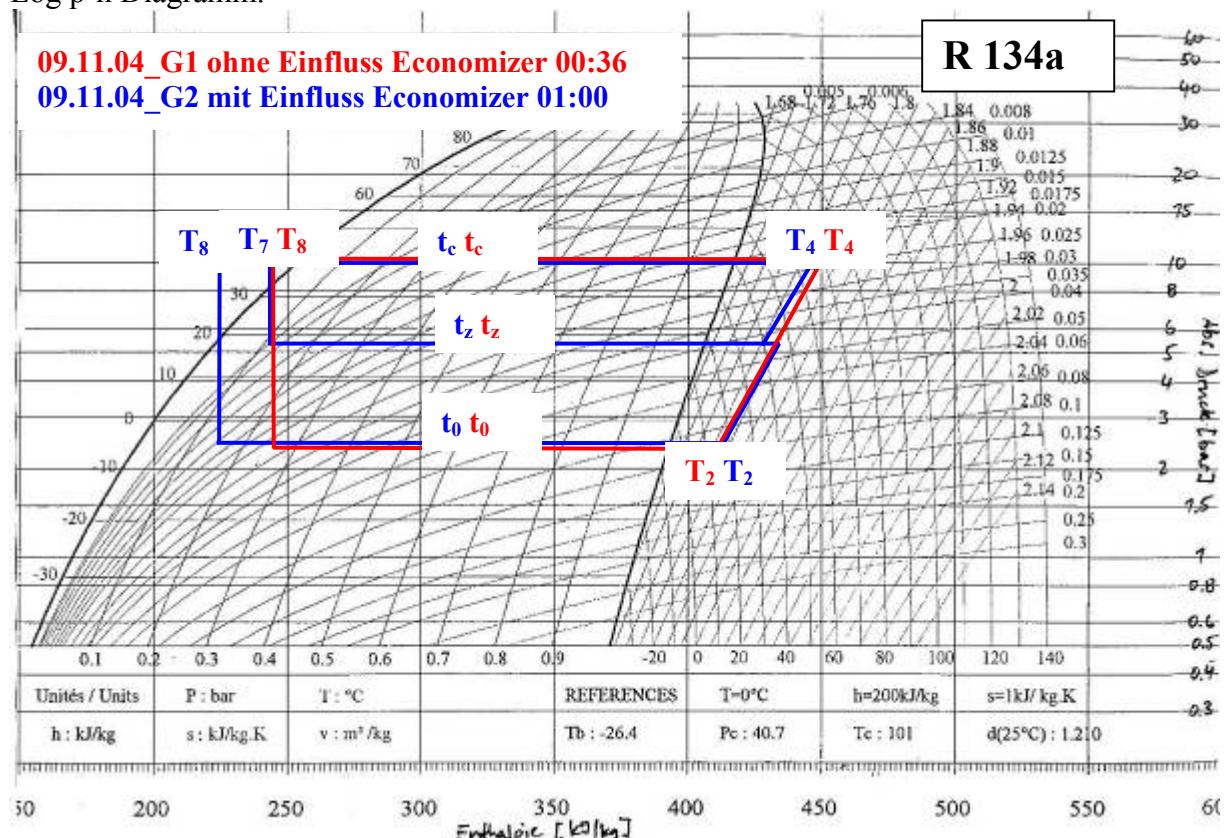


Abb. 42 Log p-h Diagramm des Economizer Prozesses

Weiter hat der Economizer einen Einfluss auf die Austrittstemperatur des Kältemittels aus der 2. Stufe des Verdichters (siehe Abb. 43 Heissgas T4 Kompr. aus).

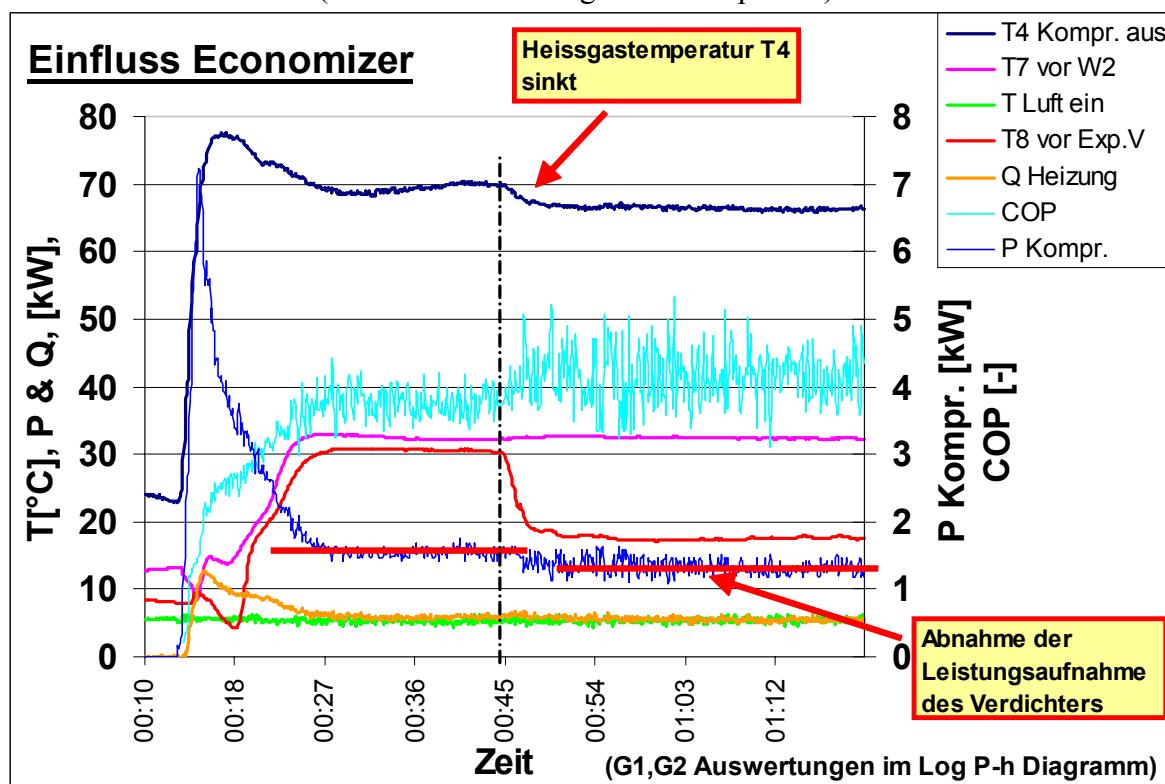


Abb. 43 Einfluss Economizer (Messung 09.11.04_G)

7.3.2. Einstellen der Unterkühlung beim Economizer

Die optimale Überhitzung wurde in mehreren Messreihen ermittelt. In Abb. 44 sieht man die definitiven Unterkühlungen mit den zugehörigen Quellentemperaturen.

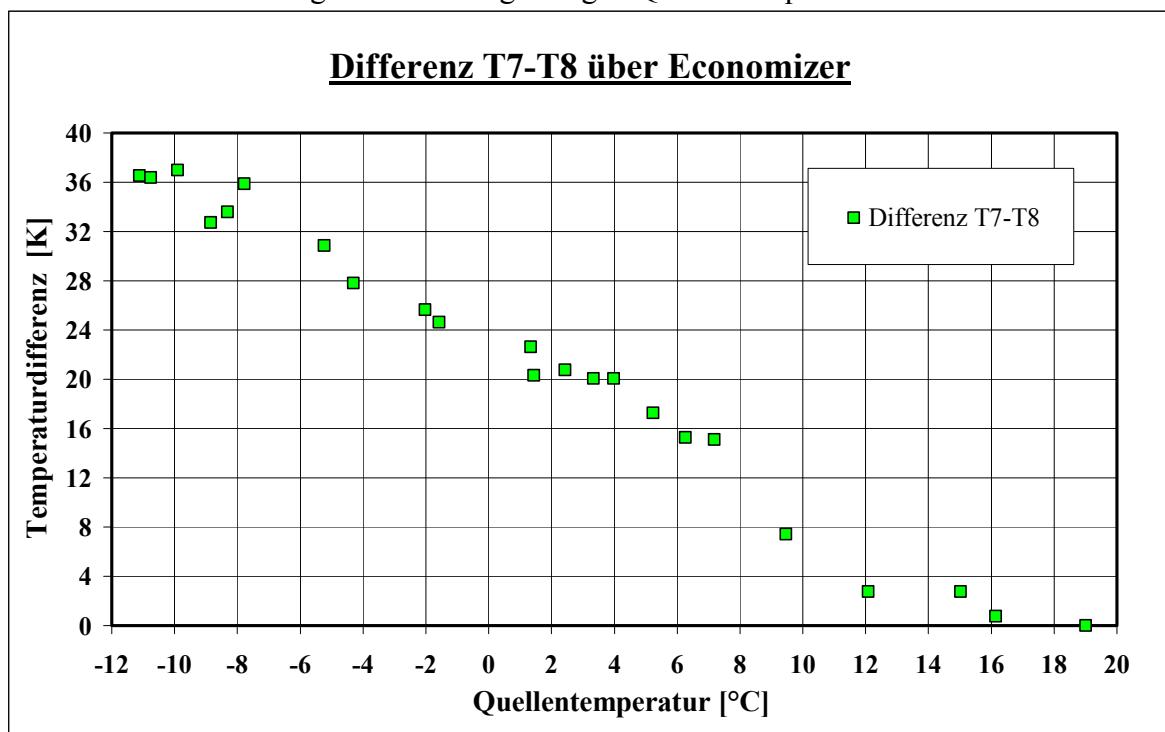


Abb. 44 Unterkühlung über dem Economizer

7.4. Wirtschaftlichkeitsrechnung

Allgemein

Auf dem heutigen Markt konnte auch nach intensiver Suche keine Wärmepumpe gefunden werden, welche die Vorgaben von Pioneer erfüllt. Die Vorgaben sind: 13kW Heizleistung bei -10°C Quellentemperatur bei Vorlauf 65°C. In *Tabelle 11* sind die Wärmepumpen aufgelistet, welche die die höchste Heizleistung bei den tiefsten Temperaturen aufweisen. Bei den Wärmepumpen ohne COP-Angabe konnten nur Abschätzwerte der Hersteller zu Quellentemperatur, Heizleistung und Vorlauf angegeben werden.

Die Preise verstehen sich ohne MWSt. Im Preis sind Speicher, Heizstab, Steuerung und Zubehör inbegriffen (ausführliche Preiszusammenstellung siehe *Anhang S. 58*).

	Stiebel Eltron WPL 33	Tecalor TTL33	Siemens LA 19M	Hoval Genius 20	SAK Natura AW 119Hi
Quellentemp. [°C]	-12	-15	-15	-10	-8
Heizleistung [kW]	14	11.1	11.3	15	14.4
Vorlauf [°C]	50	60	50	50	45
COP [-]	-	1.4	1.9	-	-
Preis [CHFr]	21'567.-	23'350.-	21'400.-	24'120.-	20'045.-

Tabelle 11 Preisliste handelsüblicher Wärmepumpen

Vergleich

Für den Vergleich wird ein mittlerer Anschaffungspreis der *Tabelle 11* verwendet. Dieser beträgt 22'000CHFr. Die detaillierte Vorkalkulation der Wärmepumpe Pioneer wurde auf 100 Einheiten gerechnet. Der Preis der Pioneer beträgt 22'100CHFr.

Die JAZ der handelsüblichen Wärmepumpen wurde mit 3 angenommen. Die JAZ der Wärmepumpe Pioneer beträgt nach *Kap 2.1.2, Tabelle 3 „Berechnung JAZ nach Institut für Energie“ 3,6*.

Bei einem Energiebedarf eines EFH von 25000kWh/a beträgt die jährliche elektrische Leistung:

Wärmepumpen-Typ	JAZ [-]	el. Leistung [kWh/a]
Pioneer	3.6	6944.4
Handelsübliche WP	3.0	8333.3

Tabelle 12 el. Leistungsbedarf EFH

Mit Hilfe der Software „Beurteilung von Energiesystemen des Amts für Bundesbauten“ (*Quelle 5*) können die Jahresbetriebskosten berechnet werden. Die Kapital- und Unterhaltskosten werden mitberücksichtigt. Die Berechnung läuft über eine Zeit von 20 Jahren. Die Gewichtung für Hoch- und Niedertarif im Sommer sowie Winter wird wie folgt berücksichtigt:

NTSommer	15%	7.4Rp/kWh
HTSommer	15%	9.5Rp/kWh
NTWinter	30%	11.1Rp/kWh
HTWinter	40%	15.7Rp/kWh

Wärmepumpen-Typ	Jahresbetriebskosten [CHFr]	Anschaffungspreis Wärmepumpe [CHFr]
Pioneer	2'450.-	22'100.-
Handelsübliche WP	2'630.-	22'000.-

Tabelle 13 Anschaffungs- und Jahresbetriebskosten

In Abb. 45 wird die Kostenentwicklung während 10 Jahren aufgezeigt:

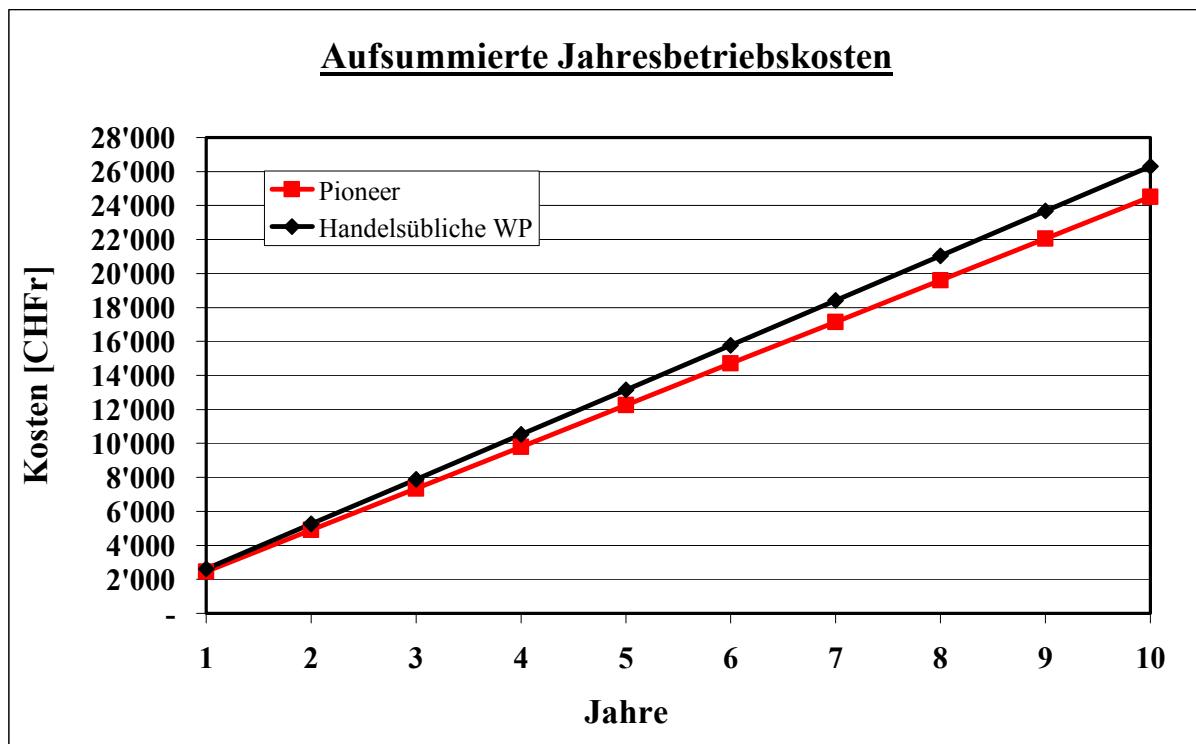


Abb. 45 Aufsummierte Jahresbetriebskosten

In Abb. 45 wird ersichtlich, dass Pioneer die tieferen Jahresbetriebskosten aufweist. Nach 10 Jahren liegt die Differenz bei 1800CHFr.

Diskussion

Die Wirtschaftlichkeitsrechnung dient zur Abschätzung. Folgende Unsicherheitsfaktoren müssen bei der Beurteilung mitberücksichtigt werden:

- Die JAZ der handelsüblichen Wärmepumpen musste abgeschätzt werden.
- Für den Vergleich konnte keine handelsübliche Wärmepumpe gefunden werden, welche die Vorgaben von Pioneer erfüllt.

Die Wirtschaftlichkeitsrechnung zeigt, dass der finanzielle Vorteil der Pioneer ohne Berücksichtigung der oben genannten Punkte nicht sehr gross ist. Dies bedeutet, dass weitere Anstrengungen gemacht werden müssen, um den Anschaffungspreis der Pioneer unter den Preis von 22100CHFr zu halten.

7.4.1. Brauchwarmwasseraufbereitung

Allgemein

Die Brauchwasseraufbereitung stellt im Vergleich zum Heizbetrieb grundlegend andere Anforderungen, da sie ganzjährig mit etwa gleichbleibender Wärmemenge und auf gleichem Temperaturniveau betrieben wird.

Die Wärmepumpe Pioneer ist für die Brauchwarmwasseraufbereitung besonders gut geeignet. Bei nicht regelbaren handelsüblichen Wärmepumpen wird empfohlen das Brauchwasser getrennt vom Heizbetrieb aufzubereiten. Weil in der Übergangszeit und besonders in der Sommerzeit die Wärmepumpe physikalisch bedingt eine sehr hohe Heizleistung produziert wäre ein entsprechend grosser Wärmeaustauscher gefordert. Vielfach ist die Einbindung eines Wärmetauschers mit grosser aktiver Austauschfläche konstruktiv nicht möglich oder es würde den Kostenrahmen sprengen. Darum wird für diesen Zweck meist ein Elektroboiler eingesetzt. Im besten Falle wird eine Hochtemperatur-Wärmepumpe mit kleiner Leistung eingesetzt.

Die regelbare „Pioneer“-Wärmepumpe kann mit sehr kleiner Leistung auf einer hohen Vorlauftemperatur gefahren werden und dies bei kleinsten Temperaturabständen d.h. mit entsprechend hohem Wirkungsgrad. In der Versuchsanlage erreichten wir einen COP von 7.0 bei 30 °C Ausenlufttemperatur und 55 °C Heiztemperatur. Weitere Versuche sind nötig, um die Brauchwarmwasser-Erzeugung zu optimieren.

Wärmepumpen zur Brauchwassererzeugung werden im Allgemeinen mit R407C betrieben. Mit diesem Kältemittel kann bis 47°C Brauchwarmwasser erzeugt werden. Zur Legionellenabtötung benötigen wir aber 60°C (mit 60°C werden die Legionellen in $\frac{1}{2}$ h, mit 50°C in 1 Tag abgetötet, *Quelle 8*). Dies ist in der Regel nur mit zusätzlichem Heizstab (COP von 1) möglich.

Messreihe

Es soll gezeigt werden, dass Pioneer auch für die Brauchwarmwasseraufbereitung geeignet ist. Der Boiler des EFH ist nicht an Pioneer angeschlossen. Es musste nach Alternativen gesucht werden, um diesen Versuch durchzuführen.

Das EFH wird normalerweise mit einer Wärmepumpe des Typs Sixmadun SML80 geheizt. Der Speicher (700 Liter) dieser Wärmepumpe eignet sich am besten für die Simulation der Brauchwasseraufbereitung. Da Pioneer an das Heizungsnetz angeschlossen ist, kann dieser Boiler verwendet werden.

Ein normaler EFH-Boiler für 4-5 Personen fasst 230l. Es wurde angenommen, dass darin das Wasser von 10°C auf 55°C aufgeheizt werden muss. Bei einem 700 l-Boiler bedeutet dies, dass z.B. von 40°C auf 55°C aufgeheizt werden muss um die gleiche Wärmemenge zu erzeugen. Weiter muss aufgezeigt werden, dass Pioneer in der Lage ist, 60°C Brauchwasser (Legionellenabtötung) zu erzeugen.

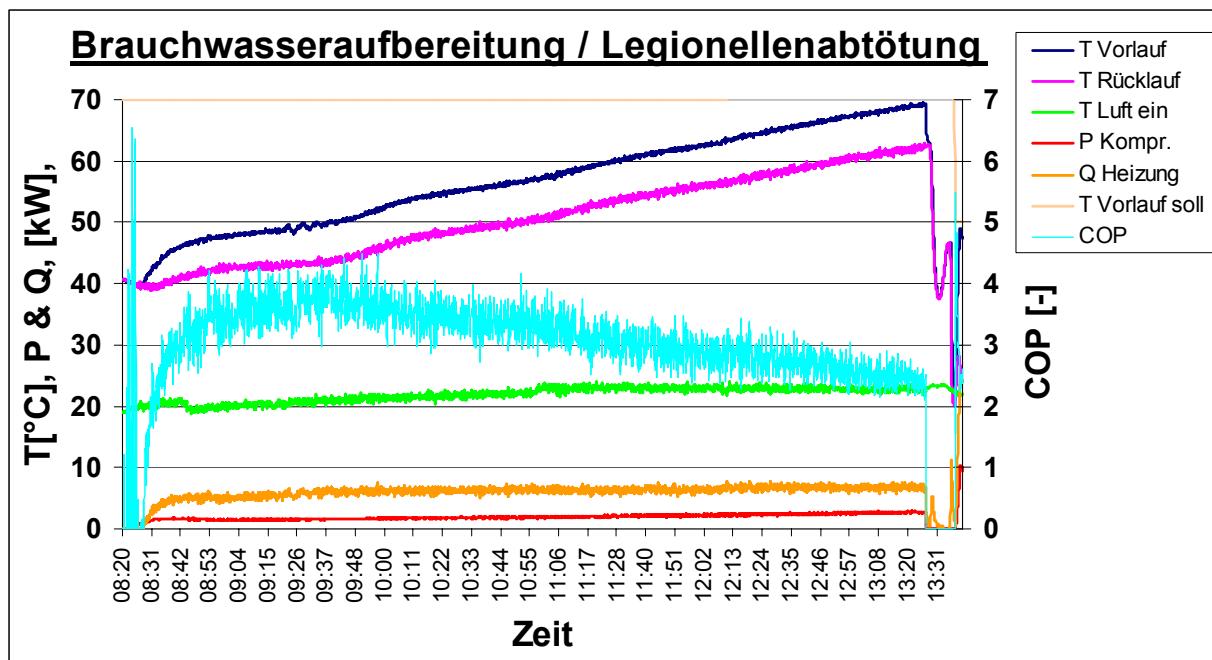


Abb. 46 Beispiel Brauchwasseraufbereitung (Verdichter 20Hz) vom 10.12.04A

Diskussion

In der Regel können handelsübliche Wärmepumpen Brauchwasser bis 47°C aufbereiten. Ab dieser Temperatur muss mit einem Heizstab Brauchwasser erzeugt werden. Dies hat einen negativen Einfluss auf den COP und bedeutet zusätzliche Investitionskosten.

Mit Pioneer wurde im zweistufigen Betrieb bei einer Verdichterfrequenz von 20Hz in etwa 5h Brauchwasser von 63°C erzeugt werden. Dies zeigt, dass bei Pioneer ohne Heizstab eine Legionellenabtötung erfolgt. Dieses Tatsache eröffnet neue Wege den Heizbetrieb mit der Brauchwassereraufbereitung zu kombinieren um so Investitionskosten bei Sanierungsbauten einsparen zu können.

8. Ausblick

Industriepartner

Bis jetzt wurde eine Anlage beim Industriepartner in Splitt-Ausführung gebaut und in ein Wohnhaus installiert.

Verdichter

Betreffs Ölzirkulation kann im Moment nur gesagt werden, dass bis zum jetzigen Zeitpunkt kein Anzeichen einer ungenügenden Schmierung des Verdichters aufgetreten ist.

Lärmemissionen

Es wurde gesehen, dass die Quellenluftanlage mit einem Ventilator nicht den Erwartungen an einen geräuscharmen Betrieb entspricht. Aus diesem Grund wurde ein neues Quellenluftanlagen-Konzept erarbeitet, welches nun 4 kleinere Ventilatoren anstatt einem vorsieht. Dieses Konzept wurde vom Industriepartner bei seiner Pilotanlage umgesetzt. Aus diesem Grund wird es notwendig sein, neue Lärmmessungen an dieser Anlage durchzuführen.

Optimale Abtauung

Die bis jetzt getesteten Abtausysteme brachten nicht den gewünschten Erfolg. Aus diesem Grund wurde eine Projektarbeit an der FHBB Muttenz damit beauftragt sich nur mit diesem Problem zu beschäftigen.

Wirtschaftlichkeit

Bei der zukünftigen Komponentenevaluation muss stark auf günstige Einkaufskosten geschaut werden. Dazu kommt noch Einsparungspotential bei der Rationalisierung in der Serienproduktion.

8.1. Perspektiven

Der bis jetzt eingesetzte Verdichter wird in kurzer Zeit durch einen Verdichter der neusten Generation ausgetauscht. Bei diesem Verdichter ist der Frequenzumformer fester Bestandteil des Verdichters. Durch diese Paarung können weiter Kosten gesenkt und Energie gespart werden. Durch den Beschluss des Industriepartners, Pioneer als Splitanlage zu bauen, muss bei der Luft-Quellenanlage weiter auf die Ästhetik geachtet werden, um bei der Öffentlichkeit (Betreiber und Anwohner) auf eine möglichst breite Akzeptanz zu stossen.

Da die in der Anlage eingebauten, elektronischen Überhitzungsregler scheinbar zu träge auf die schnellen Leistungsänderungen im Kältekreislauf reagieren, wäre ein schnell reagierender Regler (adaptiven Regler mit Schrittmotor) interessant. Mit diesem könnte bei der Pioneer neue Untersuchungen bezüglich Einfluss der Überhitzung auf den COP gemacht werden.

Auf den Winter 2006/07 sollen erstmals in Serie gefertigte Wärmepumpenlagnen Pioneer angeboten werden.

9. Quellenverzeichnis

Quelle 1 *Thermodynamik Buch Prof. Dr. P. v. Böckh (Ausgabe 1999), Sauerländer Verlag*

Quelle 2 *C. Wemhöner, Th. Afjei: Seasonal performance calculation of residential heat pumps with combined space heating and domestic hot water production. Schlussbericht in Englisch, BFE Forschungsprogramm Umgebungswärme, WKK, Kälte, Oktober 2003, (download von der Website des Forschungsprogramms www.waermepumpe.ch/fe Rubrik „Berichte“*

Quelle 3 *Th. Afjei et al: Rechenmethode für den Jahresnutzungsgrad von Wärmepumpen-Kompaktgeräten und Validierung Jahresbericht, Institut für Energie, FHBB, Muttenz, Dezember 2004*

Quelle 4 *Wärmepumpen Testzentrum Töss, WPZ-Bulletin Nr. 37 Oktober 2003*

Quelle 5 *Berechnungsprogramm vom „Amt für Bundesbauten“ für die Beurteilung von Energiesystemen, Version Dez.04 (AFB/GR3/56)*

Quelle 6 *Lärmschutzverordnung LSV Anhang 6*

Quelle 7 *Akustik-Script Prof. Dr. Ing. U. Bopp FHBB (Ausgabe 17. Okt. 2003)*

Quelle 8 *Fachzeitschrift: Heizung Klima Kälte HK (Seite 6-8, Symposium in Luzern zu Thema Legionellen)*

Quelle 9 *Schlussbericht, Kap. C Projekt WPO vom 25.09.1992, Auftraggeber FWF und NEFF*

Symbolverzeichnis

Symbol	Beschreibung	Einheit
p	Druck	bar(a)
U	Spannung	Volt
t	Zeit	s, min, h
I	Strom	A, mA
l,a	Länge	mm, m
b	Breite	mm, m
h	Höhe	mm, m
d	Messabstand	m
T, δ	Temperatur	K, °C
F	Frequenz	Hz
\dot{Q}	Heizleistung	kW
P	Leistung	kW
$\Delta\delta, dT$	Temperaturdifferenz	K, °C
ϑ_A	Aussen-, bzw. Quellentemperatur der Luft	°C
m	Gewicht	kg
L	Schalldruckpegel, Schallleistung	dB(A)
S	Oberfläche	m^2
Q	Richtfaktor	-
K	Korrekturpegel	dB(A)
V	Volumen	m^3
\dot{V}	Volumenstrom	$m^3/min, l/h$
h	spez. Enthalpie	kJ/kg
N	Anzahl	-
r	Radius	m
ρ	Dichte	kg/m^3

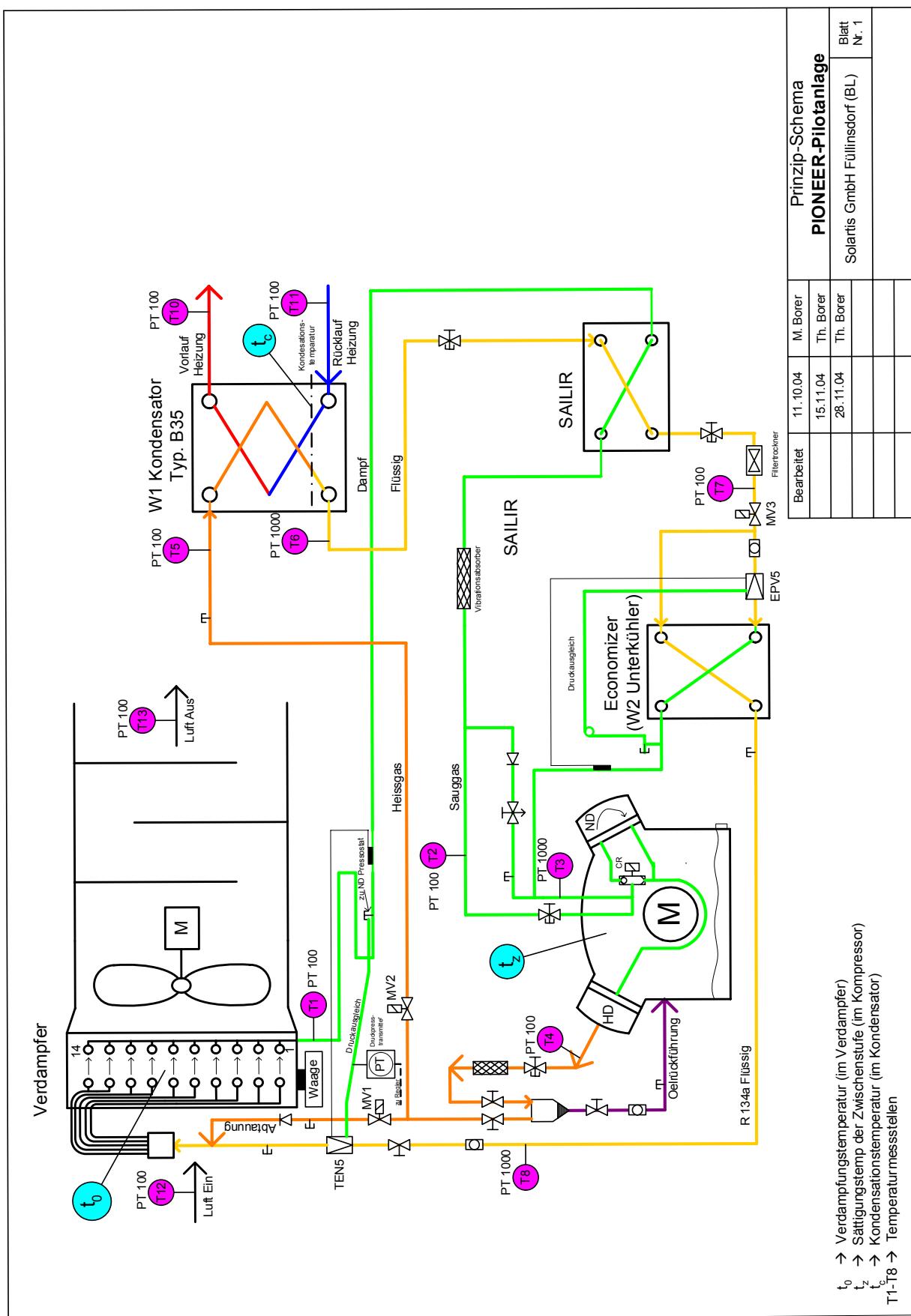
Abkürzungen

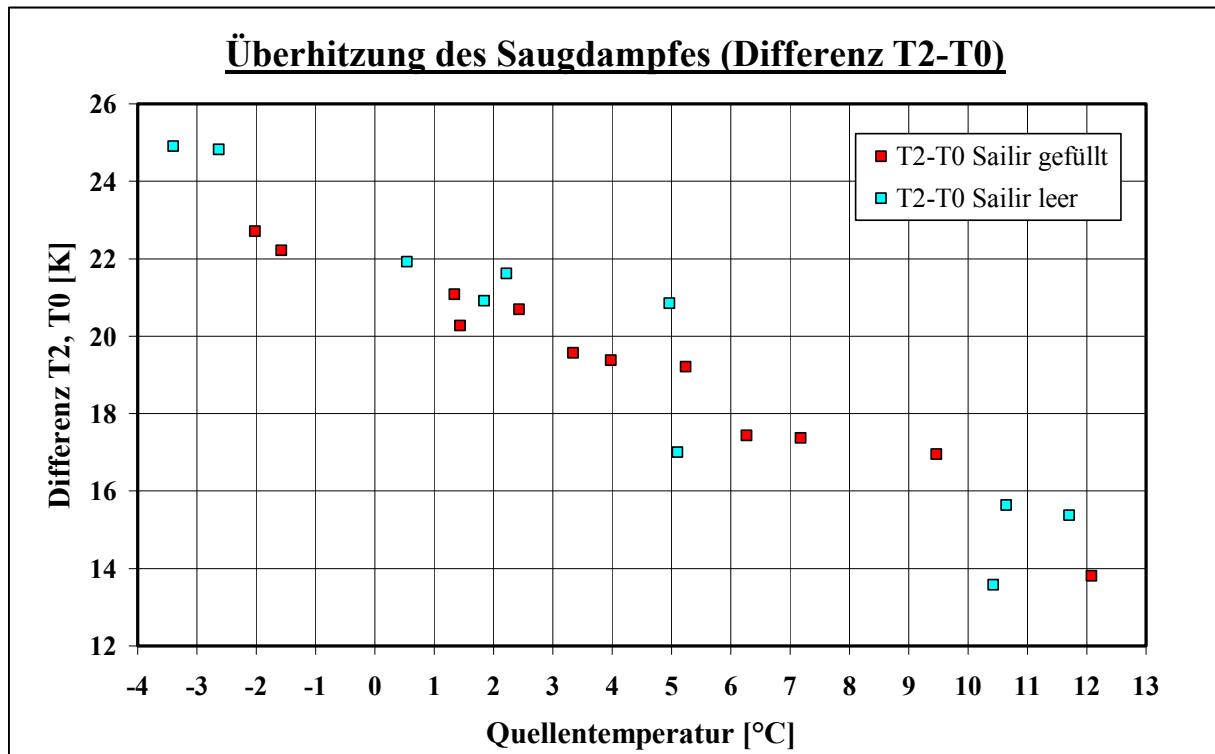
TZWP	Trainingszentrum-Wärmepumpen
COP	Coefficient of Performance
SAILIR	Suction Accumulator In Liquid Receiver
LSV	Lärmschutzverordnung
LW	Luft Wasser
WP	Wärmepumpe
REPLAMA	Replacement Heating Machine
ND	Niederdruck
HD	Hochdruck
JAZ	Jahresarbeitszahl
HKL	Heizkennlinie
MLZ	Mittlere Leistungszahl
W1	Kondensator (Wärmetaucher)
W2	Economizer (Wärmetauscher)
TE5	Thermostatisches Expansionsventil
AKV	elektronisch gesteuertes pulsierendes Expansionsventil
TQ5	elektronisch gesteuertes stetig regelndes Expansionsventil
MSS	minimales stabiles Signal
MV	Magnetventil
EXP	Expansionsventil
M	Messstelle
PLV	Preis-Leistungsverhältnis
PLZ	Preis-Leistungszahl
LWWP	Luft-Wasser Wärmepumpe
EFH	Einfamilienhaus
el	elektrisch
W	Wasser
KW	Kühlwasser
IFE	Institut für Energie FHBB
Heiz	Heizleistung

10. Anhang

A 1 <u>Prinzipschema</u>	Seite 56
A 2 <u>Überhitzung des Saugdampfes über dem SAILIR (Differenz T2-T0)</u>	Seite 57
A 3 <u>Preiszusammenstellung</u>	Seite 58
A 4 <u>Lärmmessungen: Messprotokoll Heizbetrieb</u>	Seite 59
A 5 <u>Lärmessungen: Messprotokoll nur Ventilatorbetrieb</u>	Seite 59
A 6 <u>Instrumentenliste</u>	Seite 60
A 7 <u>Kalibrierung der Temperaturfühler</u>	Seite 61
A 8 <u>Standorte der Messpunkte für Lärmbelastung bei den Nachbarn</u>	Seite 62

A 1 Prinzipschema



A 2 Überhitzung des Saugdampfes über dem SAILIR (Differenz T2-T0)

A 3 Preiszusammenstellung

Kostenaufstellung (ohne MWSt, 1Euro=1.60CHFr)

Alle aufgelisteten Wärmepumpen sind Anlagen für Aussenaufstellung.

Abkürzung PL.....Preisliste
Tel....Telefonische Anfrage

Typ inkl. Zubehörbezeichnung	Preis [CHFr]	Quelle-Seite
Siemens LA 19M	17790.-	PL 2004 S.8
Pufferspeicher 500 l	1190.-	PL 2004 S 21
Heizstab THK 7.5	480.-	PL 2004 S 21
Regler	1250.-	PL 2004 S 10
Kompaktverteiler UK-60 11/4“	<u>690.-</u>	PL 2004 S20
<i>Gesamtpreis</i>	21400.-	
Typ inkl. Zubehörbezeichnung	Preis [CHFr]	Quelle-Seite
SAK Natura AW 119Hi inkl. Regler	18278.-	PL 2001
Pufferspeicher 500 l	800.-	PL 2001
Heizstab 6kW	467.-	PL 2001
Zubehör	<u>500.-</u>	PL 2001
<i>Gesamtpreis</i>	20045.-	
Typ inkl. Zubehörbezeichnung	Preis [Euro]	Quelle-Seite
TecalorTTL33 inkl. Zubehör A	12041.-	PL 2004 S.89
Pufferspeicher SPB 700 E	1079.-	PL 2004 S 89
Brauchwasserbausatz	284.-	PL 2004 S 89
Druckschlauch DIN 32	146.-	PL 2004 S 89
Regler WPMW II	692.-	PL 2004 S 89
Kompaktverteiler WPKI 3	<u>351.-</u>	PL 2004 S 89
<i>Gesamtpreis</i>	14593.-	
CHFr	23350.-	
Typ inkl. Zubehörbezeichnung	Preis [CHFr]	Quelle-Seite
Stiebel Eltron WPL33	18000.-	Tel
Pufferspeicher 700 l	1600.-	Tel
Steuerung	1000.-	Tel
Heizstab 6kW	467.-	Tel
Zubehör	<u>500.-</u>	Tel
<i>Gesamtpreis</i>	21567.-	
Typ inkl. Zubehörbezeichnung	Preis [CHFr]	Quelle-Seite
Hoval Genius 20	21600.-	Tel
Pufferspeicher 500 l	800.-	Tel
Steuerung	1200.-	Tel
Heizstab 6kW	460.-	Tel
Zubehör	<u>60.-</u>	Tel
<i>Gesamtpreis</i>	24120.-	

A 4 Lärmmessungen: Messprotokoll Heizbetrieb

Lärmessung vom 03/08.11.04 (HB)

	K20 V20		K40 V20		K50 V30		K65 V50		K80 V30 (081104)		K100 V50	
	Umgebung	Heizbetrieb	Umgebung	Heizbetrieb	Umgebung	Heizbetrieb	Umgebung	Heizbetrieb	Umgebung	Heizbetrieb	Umgebung	Heizbetrieb
M1	33.7	40.4	33.7	46.2	33.7	46.8	33.7	57.8	30.2	52.6	33.7	59.1
M2	35.5	41	35.5	47.5	35.5	52.4	35.5	63.8	33	55.4	35.5	63.5
M3	37.7	38.3	37.7	46.8	37.7	47	37.7	57.1	35.2	45	37.7	55.7
M4	36.4	39.8	36.4	42.4	36.4	36.9	36.4	46.8	33.8	40.1	36.4	49.2
M5	35.4	39	35.4	43.4	35.4	45.4	35.4	56.2	33.4	50	35.4	55.8
M6				34.9				40.7		36.1		41.8
M7				35.9				39.9		33.8		40
M8				38				42.9		34.1		43.4

A 5 Lärmessungen: Messprotokoll nur Ventilatorbetrieb

Lärmessung vom 03./08.11.04 (Vge)

	V10 (08.11.04)		V20 (08.11.04)		V30		V40		V50	
	Umgebung	Venti	Umgebung	Venti	Umgebung	Venti	Umgebung	Venti	Umgebung	Venti
M1	32.5	34.9	32.5	34.5	33.7	45	33.7	51.9	33.7	55
M2	33.8	34	33.8	41.6	35.5	52.2	35.5	59.4	35.5	62
M3	35	35.1	35	35.9	37.7	44.8	37.7	50.4	37.7	54.6
M4	34	34.7	34	34.4	36.4	40.5	36.4	46.4	36.4	46
M5	33.8	34.5	33.8	38.3	35.4	44.6	35.4	51.1	35.4	54.5

A 6 Instrumentenliste

Während den Arbeiten an der Anlage Pioneer wurden folgende Instrumente und Apparaturen verwendet.

Luftgeschwindigkeitsmessgerät	Mini- Air 20	± 1.5%
Temperaturmessgerät	Impac Tastotherm D1002	± 1.0%
Temperaturmessgerät	Impac Tastotherm MP1300-D	± 0.2 °C
Manometer	Blondelle ø100 mm	-
Multimeter	Fluke 75	-
Waage	Söhnle Solar	-
Wasseruhr	Aqua Meter	-
Leistungsmessgerät	Prowatt 3 RS-A	± 0.5%
Differenzdruckmessgerät	VGF 0.8	-
Lecksuchgerät	Robinair W13480	-
Lecksuchgerät	HI 300TEL	-
Voltmeter	Fluke 75 Voltmeter	-
Waage Mettler	PE-22	
Schrägrohrmanometer	Danfoss	
Schalldruckpegelmessgerät FHBB	Precision Integrating Sound Level Meter Type 2230 Brüel&Kjaer Denmark	± 4 dB(A)
Schalleichungsgerät	Sound Calibrator Type 1251 Norsonic Brechbühl AG	

A 7 Kalibrierung der Temperaturfühler

Um unter anderem eine richtige Berechnung der Heizleistung zu erhalten, mussten die dafür benötigten Temperaturen kalibriert werden.

Die Kalibrierung der Temperaturfühler (PT100) wurde am 05.10.04 durchgeführt. Die dazu benötigten Instrumente wurden von der FHBB zur Verfügung gestellt. Dabei wurden folgende Gerätschaften verwendet:

- Referenz-Temperatur-Messgerät KEIVIMAT Typ 4323-V100 der Firma Burster Präzisionstechnik GmbH D-76593 Gerensbach (Im Vertrieb bei MTS Messtechnik Schaffhausen GmbH)
- Öl-Eichbad F3 Fisions Typ 000-3295 der Firma HAAKE (Dieselstrasse 4 75 Karlsruhe 41)

Der Temperaturbereich der meisten Messstellen wird sich hauptsächlich im Bereich von -15°C bis + 75°C befinden. Aus diesem Grund wurden auch die Eichungstemperaturen in diesem Bereich angesetzt. Folgende Temperaturmessstellen konnten kalibriert werden:

Vorlauf, Rücklauf, Luft ein, Luft aus, T1 Verdampfer aus, T5 Kondensator ein; T2 wurde im Dezember mit Luft ein verglichen. Dabei war ein Unterschied von $\pm 1\text{K}$ ersichtlich.

Um sicher zu gehen, dass die Temperaturen richtig geeicht wurden, wurde eine Kontrollmessung durchgeführt. In der unten aufgeführten Tabelle sind die Vergleiche zu sehen:

Sollwert	Referenz	Vorlauf	Rücklauf	Luft ein	Luft aus	T1 Verd. Aus	T5 Kond. Ein
-15	-14.875	-15.13	-15.02	-15.02	-15.12	-15.04	-
0	-0.08	0.30	0.34	-0.09	-0.18	-0.12	-
15	14.825	15.04	15.05	14.76	14.75	14.80	14.81
30	29.66	29.88	29.88	29.60	29.66	29.66	29.67
45	44.435	44.63	44.63	44.39	44.50	44.44	44.46
60	59.31	59.55	59.52	59.21	59.39	59.29	59.35
75	74.235	74.58	74.47	74.11	74.26	74.20	74.19

Aus den Werten kann entnommen werden, dass die Temperaturen im angeschauten Bereich eine Toleranz von 0.4°C aufweisen.

Einzig die Temperaturmessstelle „T4 Verdichter Hochdruck“ wurde im Bereich von 60°C bis 110 °C geprüft, da die Anlage die empfohlene maximale Heissgastemperatur von 120°C nicht überschreiten sollte.

T4 Kompr. aus	Referenz	Differenz
105.03	106.2	-1.17
100.53	101.27	-0.74
90.85	91.23	-0.38
80.69	80.93	-0.24
60.42	59.64	0.78

Aus diesem Vergleich ist zu sehen, dass die Abweichung gering ausfällt.

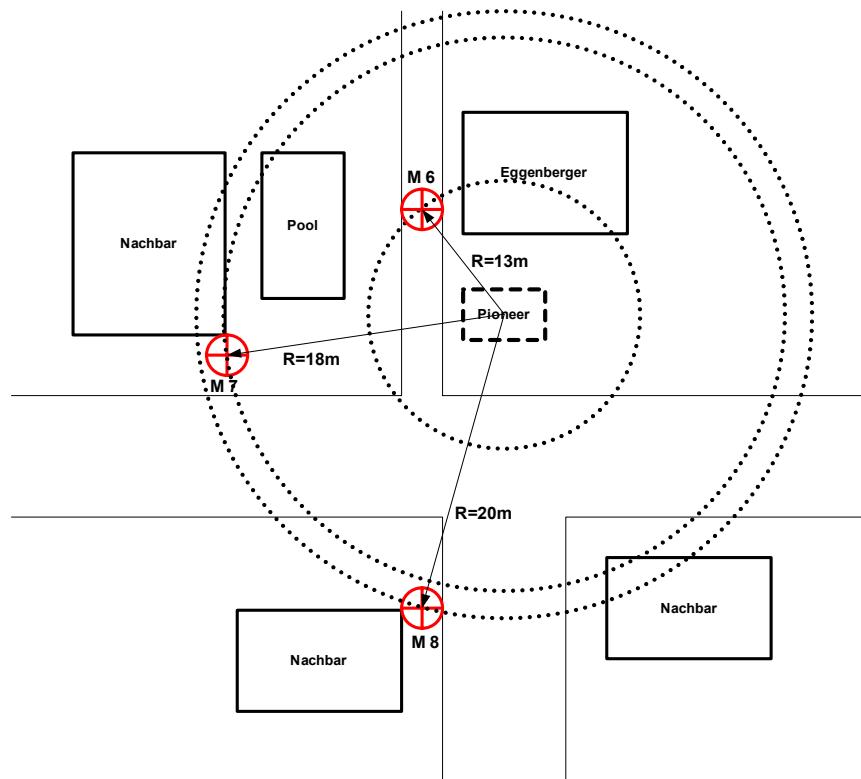
A 8 Standorte der Messpunkte für Lärmbelastung bei den Nachbarn

Abb. 47 Messpunkte bei Nachbarn