

Schlussbericht April 2005

Hocheffiziente zweistufige Verdampfung in einer Kälteanlage

ausgearbeitet durch
Remo Meister, Erich Hänni
BMS-Energieanlagen AG
Bönigstrasse 11a, 3812 Wilderswil

Zusammenfassung

Hocheffiziente zweistufige Verdampfung in einer Kälteanlage

Es wurde ein Zweistufenverdampfer parallel in einer bestehenden Kälteanlage eingebaut mit einer Kälteleistung Q_0 von 130kW. Damit wurde gewährleistet, dass ein praktischer Vergleich zwischen einer herkömmlichen Verdampfung und unserem hocheffizienten Zweistufenverdampfer möglich wird ohne sich nur auf theoretische Daten zu stützen.

Das Resultat des praktischen 1:1 Vergleich im genau gleichen Umfeld (was in der Regel nicht möglich ist da normalerweise nie zwei verschiedene Systeme eingebaut werden) hat bestätigt, was die Berechnungen im Voraus zeigten, nämlich eine um 10% bessere Leistung mit dem hocheffizienten Zweistufenverdampfer.

Durch die Umschaltung von Semifloated auf den Ueberflutungsbetrieb (nur im Winter getestet) wurde, so wie bereits zuvor berechnet, noch eine zusätzliche Leistungssteigerung von 5% erreicht.

Ein grundsätzliches Ziel war mit dem hocheffizienten Zweistufenverdampfer in jeder Betriebs-situation einen stabilen Zustand, also auch nach der Abtauung, gewährleisten zu können.

Dies ist in beiden Betriebsarten, Semifloated und Ueberflutung, gelungen.

Offen bleibt noch, den Sommerbetrieb mit dem Ueberflutungsbetrieb zu testen, da dieser Betrieb erst ab November 2004 gefahren wurde.

ABSTRACT

High efficiency two-step evaporator in a cooling system

A two-step evaporator was installed in parallel in an existing refrigeration plant with an operating capacity Q_0 of 130kW. This ensured the possibility of a practical comparison between conventional evaporation and our high-efficiency two-step evaporator, without having to resort only to theoretical data.

The result of this virtually one-on-one comparison in identical ambient conditions (which is not normally possible, as two systems cannot generally be installed in parallel) has confirmed what the advance calculations demonstrated, i.e. a 10% improvement in performance provided by the high-efficiency two-step evaporator.

Thanks to the changeover from semi-floated to overflow operation (only tested in winter) it was possible, again as shown in previous calculations, to achieve an additional increase in performance of 5%.

A basic objective was to use the high-efficiency two-step evaporator to provide stable performance in any operating situation – i.e. even after defrosting.

This objective was achieved in both operating modes: semi-floated and overflow.

Summer operation in overflow mode remains to be tested however, as the system has only been running in this mode since November 2004.

Inhaltsverzeichnis

1	Ausgangslage	6
1.1	Der Zweistufenverdampfer	7
1.1.1	Zweistufenverdampfer - Prozess	7
1.1.2	Log p-h-Diagramm	7
1.1.3	Die Innovation	8
1.1.4	Einflussfaktoren.....	8
2	Ziel der Arbeit.....	9
3	Lösungsweg	9
3.1	Regelungsvarianten	9
3.2	Stabile Kältemittelflüssigkeitstemperatur.....	10
3.3	Stabile Sauggastemperatur	10
3.4	Allgemein	11
4	Messungen.....	12
4.1	Allgemein	12
4.2	HP - Datenlogger.....	12
4.3	Drucktransmitter	12
4.4	Elektrische Energiemessung.....	13
4.5	Sole Energiemessung	13
4.6	Temperaturfühler	13
4.6.1	Eichen	13
4.6.2	Temperaturabweichung	14
4.7	Clima Check.....	15
4.7.1	Berechnungsmethode.....	15
4.7.2	Schema mit Messdaten.....	16
4.8	Energievergleich zu herkömmlicher Anlage.....	16
4.8.1	Vergleichsmessung.....	17
4.9	Abtauung	18
4.9.1	Abtauung am 6.11.2005.....	19
4.9.2	Abtauung am 17.06.2004.....	19
4.9.3	Abtauung am 12.01.2005.....	20
4.10	COP Durchschnittswerte	21
4.11	Semifloated Betrieb	22
4.11.1	Allgemein	22
4.11.2	Messdaten mit ClimaCheck	22
4.12	Ueberflutungsbetrieb	24
4.12.1	Allgemein	24
4.12.2	Messdaten mit ClimaCheck	25
5	Bewertung.....	27
6	Referenzen.....	28
6.1	Verdichter Software	28
6.2	Clima Check Software	28
6.3	SWEP Software	28
6.4	Coolpack Software	28
6.5	HP-Logger Software	28
7	Anhang.....	29
7.1	Prinzipschema	29
7.2	Text zu Prinzipschema	30
7.3	Umrechnungstabelle Hochdrucktransmitter.....	31
7.4	Umrechnungstabelle Niederdrucktransmitter	31
7.5	Verdichtersteuerung.....	32
7.5.1	Verdichter-Steuerung Tag.....	32

7.5.2	Verdichter-Steuerung Nacht.....	32
7.6	Nationale Zusammenarbeit.....	33
7.7	Internationale Zusammenarbeit	33
7.8	Bild vom Zweistufenverdampfer.....	34
7.9	Bild vom Standard Zweistufenverdampfer	34
7.10	Bild von bestehender Anlage	35
7.11	Bild von beiden Anlagen	36

1 Ausgangslage

Bekannt in der Kältetechnik ist erstens der Trockenexpansionsbetrieb, bei dem das Kältemittel über ein Einspritzventil eine Druckreduktion erfährt und vom flüssigen Zustand in ein Flüssig/Dampfgemisch übergeht, um im Verdampfer vollständig zu verdampfen, um dann mit leicht überhitztem Dampf den Verdampfer zu verlassen und so durch Wärmeaufnahme ein zweites Medium herunterkühlt.

Zweitens, der Thermosyphonbetrieb, bei dem das Kältemittel über ein Ausgleichs- und Abscheidegefäß dem Verdampfer entweder mittels Schwerkraft oder mit Hilfe einer Pumpe flüssig zugeführt wird und wo beim Verdampferaustritt durchaus noch Flüssigkeitsanteile im Dampf enthalten sein können und so in der Regel keine Überhitzung des Kältemittels am Verdampferaustritt entsteht.

Allen diesen Systemen haften unter Praxisbedingungen mehr oder weniger grosse Nachteile an, welche wir versuchen durch unsere Innovation zu eliminieren und somit beträchtlich Energie- und Investitionskosten einzusparen.

Trockenexpansionssysteme haben den Vorteil einfacher Bauart und kleinen Kältemittelgehalten.

Der Anlagenwirkungsgrad wird im wesentlichen beeinflusst durch eine möglichst kleine Verdampfungsüberhitzung und eine möglichst hohe Verdampfungstemperatur.

Für den Verdichter ist dies aber von Nachteil und er verlangt eine entsprechend hohe Überhitzung (Liefergradverbesserung, Schmierung, etc.).

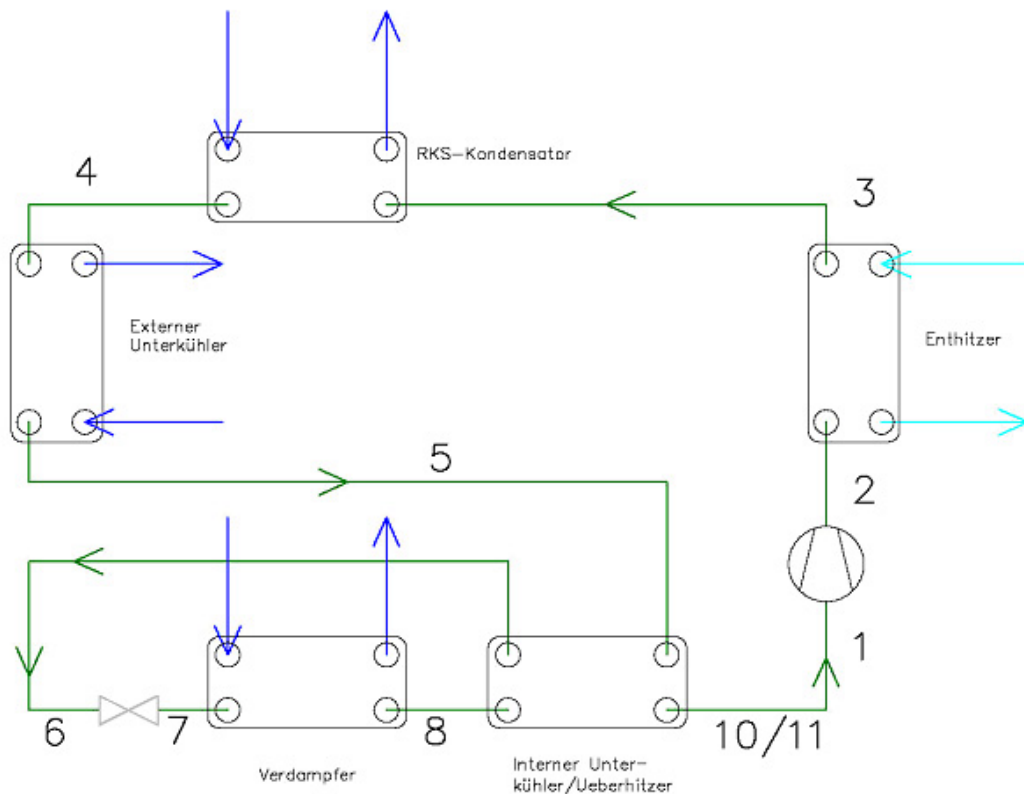
Der Schnittpunkt dieser beiden Forderungen (optimale Überhitzung für den Verdampfer und Verdichter, welche gegensätzlich optimal sind) gibt die maximale Anlagenkennlinie (wirtschaftlichster Betrieb).

Durch unsere Innovation gelingt es erstmals, diese Abhängigkeit zwischen kleinster Überhitzung für den Verdampfer und grosser Überhitzung für den Verdichter zu durchbrechen.

Dabei wird versucht, den Prozess für eine gegebene Kälteleistung Q_0 mit dem dafür benötigten kleinsten physikalisch möglichen Massenstrom zu fahren, was zu erheblichen wirtschaftlichen und energetischen Vorteilen führt.

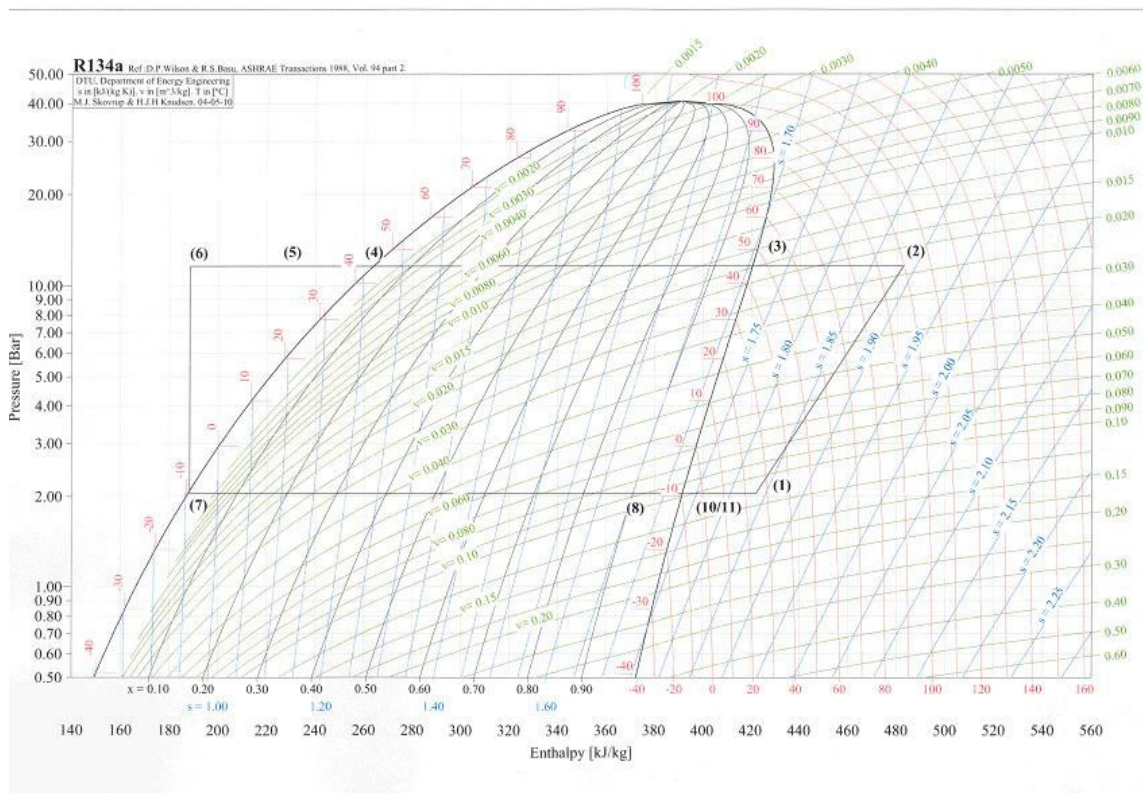
1.1 DER ZWEISTUFENVERDAMPFER

1.1.1 Zweistufenverdampfer - Prozess



Die Nummern beziehen sich auf das log p-h-Diagramm (vgl. 1.1.2).

1.1.2 Log p-h-Diagramm



Die Nummern beziehen sich auf den Zweistufenverdampfer - Prozess (vgl. 1.1).

1.1.3 **Die Innovation**

Hinweis: Die Angaben in Klammern beziehen sich auf das Prinzipschema (vgl. 7.1).

Die Innovation von BMS – Energieanlagen AG bezieht sich erstens auf das Trockenexpansionsystem (VE6) (WT1) mit nachgeschaltetem IWT (WT2) (Interner Wärmeaustauscher, also mit einem Wärmeaustausch zwischen Kältemittelflüssigkeitsleitung vor dem Expansionsventil einerseits und dem Saugdampf nach dem Verdampfer andererseits), auf das Zweistufenverdampfungssystem (VE6) (WT1 + 2) (einer Kombination von Trockenexpansionsystem und Thermosyphonsystem, Verdampfer mit IWT, von BMS international zum Patent angemeldet).

Allen herkömmlichen Systemen sind je nach Betriebsbedingungen relativ grosse Temperaturschwankungen kältemittelseitig vor dem Einspritzventil (VE6) (A) und vor dem Verdichter (M5) (B) eigen.

Diese Temperaturen des Kältemittels (vor dem Einspritzventil (A) und vor dem Verdichter (B)) werden heute nicht konstant gehalten oder exakt geregelt.

1.1.4 **Einflussfaktoren**

Oft wird, wenn überhaupt, nur der Hoch- oder Saugdruck (P_c/P_o) geregelt und/oder konstant gehalten.

Dies führt zu mehr oder weniger grossen Schwankungen und Rückkoppelungen (Aufschaukeln) des Kältesystems und somit zu Verlusten im Wirkungsgrad und unstabilen Regelkreisen.

Die hauptsächlichen Faktoren für diese Schwankungen sind einerseits der sich mit der veränderten Temperatur des Kältemittels veränderte Eintrittsdampfgehalt in den Verdampfer welcher Auswirkungen auf die Einspritzventil- und Verdampferleistung sowie das Regelverhalten des Einspritzventils und dessen Leistung, respektive den geförderten Kältemittelmassenstrom hat. Andererseits auch beim Saugdampf am Eintritt in den Verdichter, wo die veränderte Temperatur, wegen dem der jeweiligen Temperatur (und Druck) zugeordneten spezifischen Volumen, einen Einfluss auf das Fördervolumen des Verdichters, also wiederum des geförderten Massenstroms, hat.

Diese sich infolge von Temperaturänderungen ständig verändernden Massenströme bringen mehr oder weniger grosse Störfaktoren in den Regelkreis der Kälteanlage ein, was zu Schwankungen im Prozess und somit zu Leistungsverminderungen führt.

2 Ziel der Arbeit

Ziel der Entwicklung ist es, bei Kühl-/Tiefkühlanlagen, Kältemaschinen für Kühl- und Heizbetrieb, Kälteanlagen, Kältesätzen, Wärmepumpen und allen Anlagen mit Einsatz von Kältemitteln und Kälteträgern einen stabilen Betrieb der Anlage und somit höheren Wirkungsgrad zu erreichen.

Durch den gewonnenen stabileren Betrieb ergeben sich Energie- und Kostenersparnisse und es wird möglich, speziell in Kombination mit der Zweistufenverdampfungstechnik (WT1 + 2) Prozesse mit wesentlich kleineren Temperaturdifferenzen der zu kühlenden Medien zu den jeweiligen Verdampfungstemperaturen, zu fahren.

Dadurch können Prozesse auf einfache und kostengünstige Weise gefahren werden, welche heute in dieser Art nicht möglich sind.

3 Lösungsweg

3.1 REGELUNGSVARIANTEN

Ein stabiler Betrieb der Anlage wird dadurch erreicht, dass:

- Die Temperatur des Kältemittels vor dem Einspritzventil auf einen definierten Temperaturwert konstant gehalten wird.
- Die Temperatur des Kältemittels vor dem Verdichter auf einen definierten Temperaturwert konstant gehalten wird.
- Diese beiden Massnahmen für sich alleine oder in Kombination miteinander eingesetzt werden.
- Diese drei ersten Massnahmen mit einer Trockenexpansionsventilsteuerung herkömmlich nach MSS (minimalstem stabilem Signal) mit oder ohne IWT (interner Wärmeaustauscher) betrieben werden.
- Das Einspritzventil mit der Temperatur zwischen Flüssigkeitsleitung vor dem Einspritzventil und Druckmessung nach dem Einspritzventil, der sogenannten Zweistufenverdampferregelung (zum Patent international angemeldet), geregelt wird.

Diese Massnahmen wie Kältemittelflüssigkeitstemperaturkonstanthaltung vor dem Einspritzventil, Saugdampf temperaturkonstanthaltung vor dem Verdichter, Zweistufenverdampferprozess (mit entsprechender Regelung) des Einspritzventils führen alleine oder in beliebiger Kombination zu einem stabilen Betrieb der Kälteanlagen (auch mit grossen Leistungsänderungen).

Kommt dabei ein Zweistufenverdampfer (WT1 + 2) zum Einsatz, können zusätzlich kleinste Temperaturdifferenzen zwischen dem zu kühlenden Medium einerseits und der Verdampfungstemperatur t_o (Saugdruck) andererseits erzielt werden.

Diese Temperaturdifferenz kann in jedem Fall kleiner sein als wenn das Kältemittel bei Trockenexpansionsbetrieb den Verdampfer (WT1) „überhitzt“ verlässt.

3.2 STABILE KÄLTEMITTELFLÜSSIGKEITSTEMPERATUR

Neu bei der Entwicklung ist, dass die Kältemittelflüssigkeitstemperatur speziell beim Zweistufenverdampfungsprozess (WT1 + 2) vor dem Einspritzventil auf einem bestimmten Wert konstant gehalten wird.

Durch die richtige Dimensionierung des Wärmetauschers (WT4) findet eine Unterkühlung respektive Konstanthaltung der Kältemittelflüssigkeit vor dem Einspritzventil (A) auf einem beliebigen Temperaturniveau statt, was bedeutet, dass der Verdampfer (WT1) mit einem definierten Anteil von bereits verdampftem Kältemittel gespiesen wird.

Der Anteil an bereits verdampftem Kältemittel in den Verdampfer kann mit einer entsprechenden Temperatur des flüssigen Kältemittels vor dem Einspritzventil auf die Verdampferbauart (WT1) und somit den Wirkungsgrad zum Starten des Verdampfungsprozesses optimiert und eingestellt werden.

Die Kältemittelflüssigkeitstemperatur vor dem Einspritzventil kann auch mittels Massenstromregelung der Kältemittelflüssigkeit durch den IWT (WT2) geregelt werden.

Neu bei der Entwicklung ist auch, dass der Kältemittelsaugdampf am Eintritt in den Verdichter konstant gehalten wird.

Neu gibt es Kältesysteme mit eingesetzten IWT's (WT2) (Zweistufenverdampfer, semigeblutete Systeme), welche das flüssige Kältemittel vor dem Einspritzventil unterkühlen und den Saugdampf nach dem Verdampfer (WT1) (WT2) überhitzen (B).

3.3 STABILE SAUGGASTEMPERATUR

Die Saugdampfperaturkonstanthaltung kann mittels Massnahmen wie externen Unterkühlern (WT3), welche die Kältemittelflüssigkeitseintrittstemperatur in den IWT (WT2) und auf diesem Weg die Saugdampfaustrittstemperatur aus dem IWT (WT2) regelt, vorgenommen werden.

Die Saugdampfperaturkonstanthaltung kann auch mittels Massenstromregelung der Kältemittelflüssigkeit durch den IWT (WT2) geregelt werden. Diese Regelung leitet nur einen bestimmten Massenstrom durch den IWT oder die zweite Stufe des Zweistufenverdampfers und den restlichen Massenstrom direkt zum Einspritzventil.

Die Saugdampfperaturkonstanthaltung kann auch mittels mehr oder weniger „Überfluten“ des IWT's (WT2) (speziell beim Zweistufenverdampfungsprozess) erreicht werden.

Das „Überfluten“ des IWT's (WT2) kann dabei mittels einer Temperaturregelung des Saugdampfes am Eintritt des Verdichters (Zweistufenverdampferregelung) erfolgen.

3.4 ALLGEMEIN

Alle diese beschriebenen Massnahmen können einzeln oder beliebig kombiniert zum Einsatz kommen.

Die Entwicklung beruht im Wesentlichen darauf, dass durch geeignete Massnahmen die Kältemittelflüssigkeitstemperatur vor dem Einspritzventil und die Saugdampfatemperatur vor dem Verdichter auf einem beliebigen Wert, (innerhalb des physikalisch Möglichen aber bei Bedarf bis an die physikalischen Grenzen gehend), konstant gehalten wird.

Durch die konstante Temperatur des Kältemittels an diesen beiden Punkten im Kältesystem (Kältemittelflüssigkeit vor dem Einspritzventil, Saugdampf vor dem Verdichter) wird ein stabiler Betrieb und wenn gewünscht, kleinste Temperaturdifferenzen zwischen den zu kühlenden Medien (Ein-/ Austrittstemperatur einerseits und Eintritts- und/oder Austrittstemperatur zur Verdampfungstemperatur andererseits) erreicht.

Die Entwicklung beruht darauf, dass mittels geeigneter Massnahmen ein stabilerer Betrieb von Kühlanlagen bei kleineren Temperaturdifferenzen der zu kühlenden Medien und somit höheren Wirkungsgraden (und dadurch hocheffiziente Verdampfung in Kälteanlagen) erzielt wird.

Das Verfahren der Kälteerzeugung wird dahingehend ergänzt oder geändert, dass neben den kontrollierten Saug- und Hochdrücken in Kältesystemen neu die Temperatur des flüssigen Kältemittels vor dem Einspritzventil und des Saugdampfes vor dem Verdichtereingang kontrolliert, geregelt und konstant gehalten wird.

Durch das Stabilisieren dieser beiden Temperaturen und der damit verbundenen jeweiligen Zustände des jeweiligen Kältemittels an diesen zwei Punkten im Kältekreislauf erzielen wir stabile Verhältnisse und verhindern Rückkoppelungen in der Regeltechnik und ein Aufschaukeln des Systems und somit weniger Störgrössen was zu einem stabilen Regelkreis und somit zu einem stabilen Betrieb der Kälteanlagen und somit zu einer hocheffizienten Verdampfung führt.

Diese beiden Temperaturen und die dazugehörenden Kältemittelzustände können auf viele mögliche Arten kontrolliert und stabilisiert werden.

Die Aufzählung der Möglichkeiten beschränkt sich auf einige wenige, welche wir in diesem Projekt prüfen wollen.

Die Innovation ist das Kontrollieren der beiden beschriebenen Kältemittelzustände, egal mit welcher Methode dies erreicht wird. Es ist somit möglich, nur mit der Temperaturkontrolle des flüssigen Kältemittels vor dem Einspritzventil oder der Temperaturkontrolle des Saugdampfes

vor dem Verdichter oder mit der Kontrolle des flüssigen Kältemittels vor dem Einspritzventil und der Temperaturkontrolle des Saugdampfes zum gewünschten Ergebnis zu kommen.

Wir verweisen darauf, dass das Verfahren und die Regelung dieser Beschreibung international zum Patent angemeldet sind.

4 Messungen

4.1 ALLGEMEIN

Der Zweistufenverdampfer wurde parallel zu einer nach neustem Stand der Technik ausgeführten Kälteanlage installiert. Die Verdampfereinheiten können am selben Kältesystem umgeschaltet werden.

Die herkömmliche Verdampfereinheit besteht aus zwei Verdampfern und zwei internen Wärmetauschern sowie zwei Expansionsventilen. Der neue Zweistufenverdampfer(ZSV) besteht aus nur zwei in Serie geschalteten Plattenwärmetauschern und einem Expansionsventil.

Beide Verdampfersysteme laufen über Monate stabil.

Es sind die gleichen Expansionsventiltypen bei beiden Systemen im Einsatz.

Die Kälteanlage wurde mit dem Kältemittel R134a auf eine Kälteleistung Q_0 von 130 kW ausgelegt.

4.2 HP - DATENLOGGER

Die Daten werden mit dem HP-Datenlogger vom Typ HP34970A erfasst und an den PC via serielle Verbindung RS232 weitergeleitet.

Der Logger hat Platz für drei Steckmodule des Typ HP34901A.

Jedes Modul hat 20 Kanäle für Spannungs – und Temperatureingänge und 2 Kanäle für Stromeingänge.

4.3 DRUCKTRANSMITTER

In diesem Projekt sind die Drucktransmitter Teko DAI07 (Niederdruck –0.5 bis 7 bar) und DAI25 (Hochdruck 0 bis 25 bar) benutzt worden. Auf dem Logger kann „Gain“ und „Offset“ direkt eingegeben werden damit das Logger Ausgangssignal bereits in kPa ist und nicht mehr in mA.

Einstellung für Teko DAI07 (ND) : Gain = 46.875 ; Offset = -136.2

Einstellung für Teko DAI25 (HD) : Gain = 156.25 ; Offset = -523.7

4.4 ELEKTRISCHE ENERGIEMESSUNG

Carlo Cavazzi, Energiemessgerät WM2-DIN, Genauigkeit +/- 1% von der Anzeige.

Carlo Cavazzi, Stromwandler TAD3.250A.5A, Genauigkeitsklasse 0,5.

4.5 SOLE ENERGIEMESSUNG

Aquametro, Wärmerechner Calec MB-2S. Woltman-Turbinezähler WPDH DN 80 PN 16BMF, Genauigkeitsklasse 2. Die Wärmerechner wurden vor der Inbetriebnahme bei Aquametro geprüft und mit der spezifischen Dichte vom Wärmeträger (Antifrogen N 30-BB) parametrieret. Genauigkeit gemäss Prüfprotokoll +/- 0.05%.

Die Sole wurde am 3.5.04 von der Fa. Abderhalden AG in Rapperswil SG geprüft, die uns den 30% Volumenanteil vom Frostschutz Antifrogen N 30-BB bestätigte.

4.6 TEMPERATURFÜHLER

Hersteller:	Thermokon
Artikel Nr.:	93408
Typ:	AF 2560006 PT 1000, 150°C
Messeinsatz:	PT1000
Temperatur Bereich:	-35...+150°C
Leitung:	Silikon, 2x0.25mm ²
Kabellänge:	6m
Hülse:	FH 6x35mm
Material:	Messing mit Anlegelasche, sechskant verpresst
DIN Klasse:	B
Grenzabweichung +/- in K:	$0.3 + 0.005 \times t$; Beispiel: $0.3 + (0.005 \times 140^\circ\text{C}) = 1\text{K}$

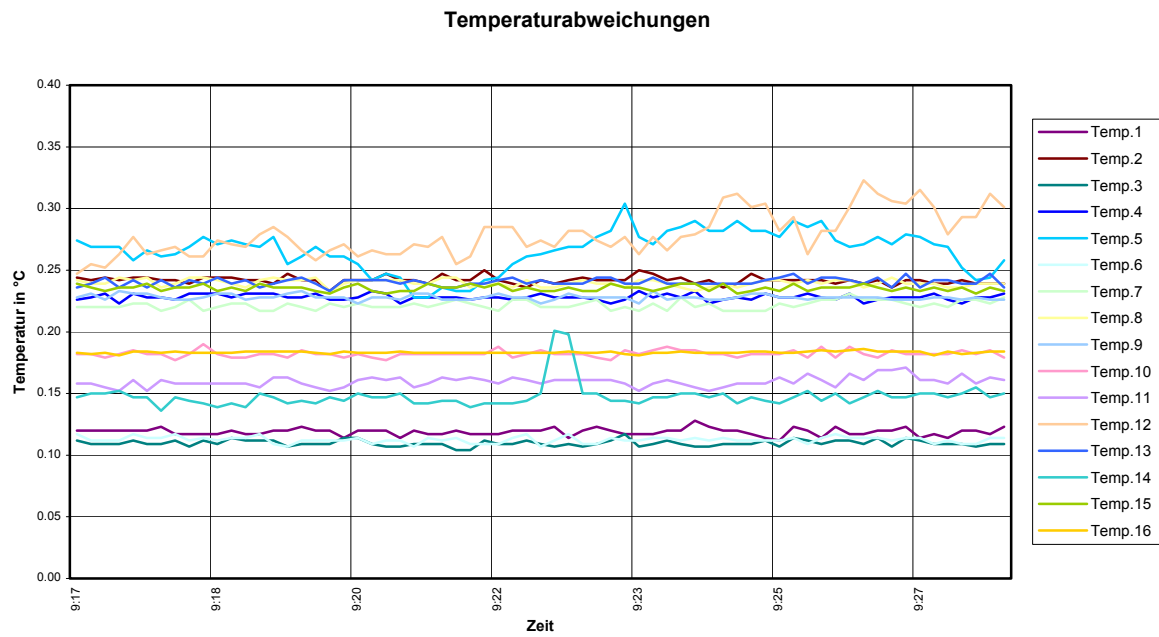
4.6.1 Eichen

Alle Fühler müssen zuerst geeicht werden. Am einfachsten geschieht dies bei Eiswasser welches sehr genau bei 0°C liegt. Die angezeigten Werte müssen jetzt als Offset im Datenlogger eingetragen werden, damit alle Fühler bei 0°C auch so viel anzeigen.

Bei PT1000 Temperaturfühlern entspricht 1K ca. 4.00Ohm. Der Widerstand bei 0°C ist bei 6m Kabellänge 1000.842Ohm was einer Anzeige von 0.2°C entspricht. Der Offset für den Kabelwiderstand von 0.842Ohm (6m Länge; 2x0.25mm² Kupferleitung) liegt somit bei -0.2K.

Da alle Temperaturfühler bereits eingebaut waren ohne diesen Offset Test durchzuführen wurden 16 gleiche Temperaturfühler genommen und gemäss obigem Beschrieb getestet.

4.6.2 Temperaturabweichung



Von allen 16 Temperaturfühlern war die grösste Abweichung 0.2K nämlich von Temp.3 zu Temp.12.

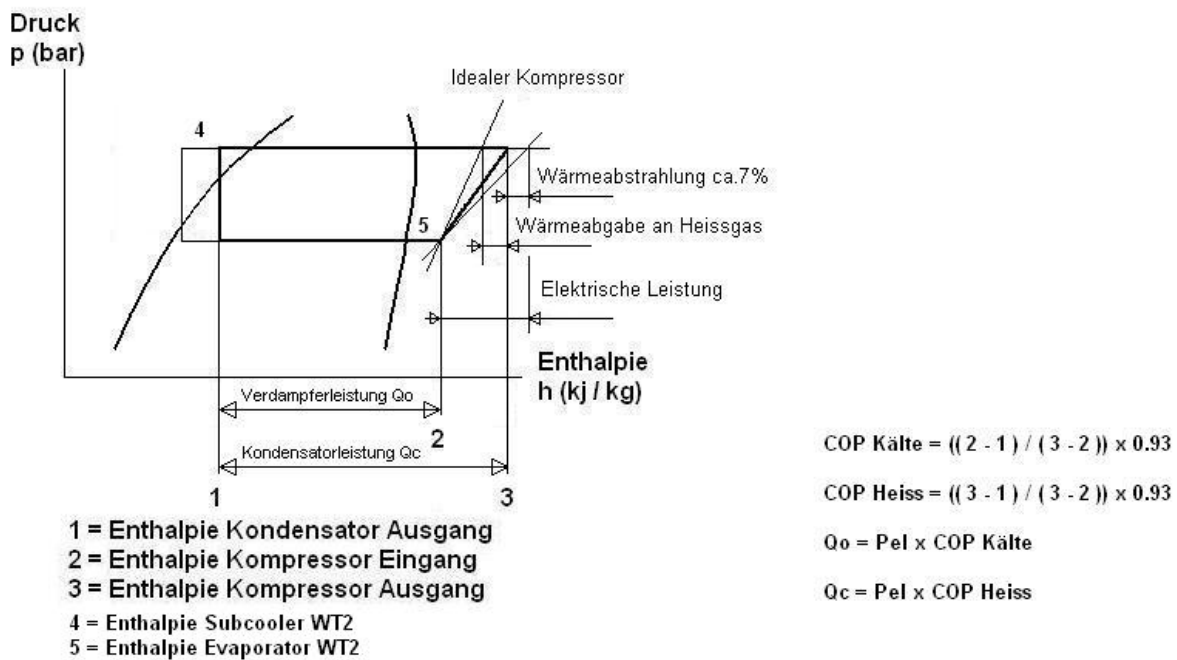
Nicht berücksichtigt in dieser Grafik ist ein Offset des Kabelwiderstandes von -0.2K. Somit liegen alle Temperaturfühler zwischen -0.1 und +0.1°C.

Es liegen alle Fühler im Grenzbereich von +/- 0.305K bei 0°C.

4.7 CLIMA CHECK

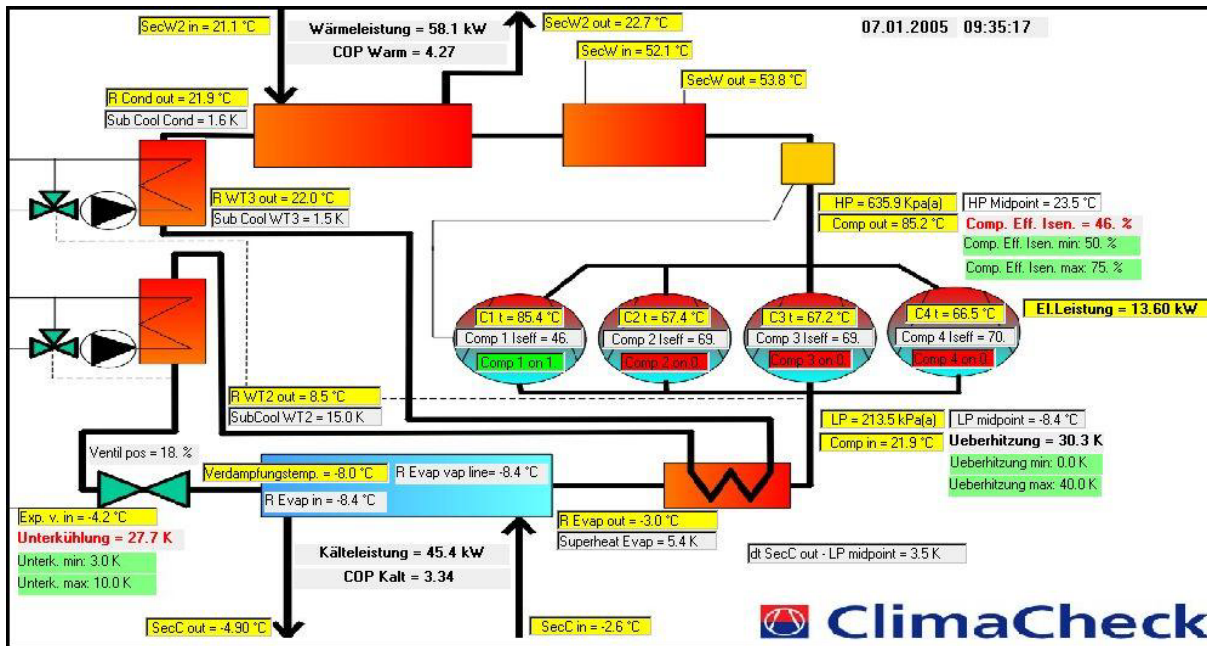
Die Analyse-Software Clima Check wurde ausgewählt wegen der einfachen praktischen Inbetriebnahme und Leistungsbestimmungs-Methode einer Kälteanlage. Es ist uns nicht bekannt, dass es eine effizientere Methode gibt um die Kälteleistung Q_o und das COP Online zu sehen ohne dass ein Eingriff in den Kältekreislauf, sprich Durchflussmessung, vorgenommen werden muss.

4.7.1 Berechnungsmethode



Die meisten Kompressoren haben eine Wärmeabstrahlung von 3 – 10%. In unserer Testanlage sind vier Bock Verdichter vom Typ HGX6/1410-4 eingebaut. Der thermische Wirkungsgrad liegt bei > 92.5% gemäss Hersteller Angaben. Also liegt ein thermischer Verlust von < 7.5% vor. Somit liegen wir richtig mit einer Wärmeabstrahlung von 7% welche in der Software von Clima Check eingestellt wird.

4.7.2 Schema mit Messdaten



Alle wesentlichen Daten sind direkt im Schema eingetragen und dienen zur besseren Uebersicht. Die Daten werden alle 10 Sekunden in einer Datenbank erfasst und können somit in einer Grafik beliebig miteinander verglichen werden.

4.8 ENERGIEVERGLEICH ZU HERKÖMMLICHER ANLAGE

Es wurde während 2 x 14 Tagen gemessen wieviel Soleenergie erzeugt wurde und wieviel elektrische Energie die Verdichter dazu benötigten. Da die Situation auf der Sekundärseite (Sole) sehr schnell ändern kann, bedingt durch:

- Warenanlieferung
- Auffüllen von Kühlmöbeln
- Ladentemperatur
- Ladenfeuchte
- Ladenbelüftung
- etc.

wurden beide Verdampfer-Systeme mit der gleichen Soleenergie, unabhängig davon, in welcher Zeit diese erzeugt wurde, verglichen, d.h., die Sekundär-Seite wurde als Blackbox angeschaut ungeachtet der oben aufgeführten Parameter. Somit kann die Aussage auf der Primär-Seite (Kältemittelkreis) gemacht werden, welche Energie die Verdichter für eine herkömmliche Verdampfung und für eine zweistufige Verdampfung aufnehmen.

Es müssen jetzt die Faktoren berücksichtigt werden, die einen Einfluss auf die Primär-Seite (Kältemittel) haben. Da die durchschnittliche Aussentemperatur um 4K höher war als die herkömmlichen Verdampfer gemessen wurden, musste dies bei der Nachkalkulation berücksichtigt werden.

4.8.1 Vergleichsmessung

4.8.1.1 Messgenauigkeit

Da es sich in erster Linie um eine Vergleichsmessung handelt und bei beiden Messungen die gleichen Instrumente an der gleichen Stelle eingesetzt werden, können wir die Genauigkeit vernachlässigen. Für eine Zustandsmessung jedoch ist die Genauigkeit der Messinstrumente von grösster Bedeutung.

4.8.1.2 Messdaten

Zweistufen Verdampfer ZSV				Herkömmlicher Verdampfer			
Datum	Minuten	kWh		Datum	Minuten	kWh	
30.6.04 – 15.7.04	22860	6620	Energieverbrauch elektrisch Verdichter	03.8.04 - 17.8.04	20075	7028	Energieverbrauch elektr. Verdichter
30.6.04 – 15.7.04	21460	22888	Energieverbrauch Sole	03.8.04 - 17.8.04	20075	22963	Energieverbrauch Sole

Dies sind die Energiedaten von Sole und Verdichtern, die in diesen zwei Perioden gemessen wurden.

Die Soletemperatur- und Abtauungs-Regelung war während den beiden Messungen identisch. Was jedoch berücksichtigt werden muss ist die um durchschnittlich 4K höhere Aussentemperatur bei der Messung mit herkömmlichen Verdampfern.

4.8.1.3 Berechnung

Zweistufen Verdampfer ZSV				Herkömmlicher Verdampfer			
Datum	Minuten	kWh		Datum	Minuten	kWh	
Berechnet	21530	22963	ZSV benötigt für 22963 kWh Sole 21530 Minuten	03.8.04 - 17.8.04	20075	22963	Energieverbrauch Sole
Berechnet	21530	6235	Energieverbrauch Verdichter bei gleicher Sole-Energie.	03.8.04 - 17.8.04	20075	7028	Energieverbrauch elektr. Verdichter
Berechnet		- 793	Energievergleich zu herkömmlicher Verdampfung –11.28%	Berechnet		793	Energievergleich zu ZSV 11.28% mehr el.Energie

Aus den oben angeführten Argumenten werden die Sole Energien gleichgesetzt, ungeachtet, in welcher Zeit diese Energie erbracht wurde, (Soleenergie ist zum Vergleich bei beiden Systemen gleich).

Um eine Sole-Energie von 22963kWh zu erzeugen, braucht es mit einem Zweistufenverdampfer 793kWh oder 11.28% weniger elektrische Energie.

4.8.1.4 Nachkalkulation mit der Verdichter-Software

Wie schon oben erwähnt herrschte bei der Messung mit herkömmlicher Verdampfung eine um durchschnittlich 4K höhere Aussentemperatur, welche bei den Kalkulationen berücksichtigt werden muss. Die Messdaten wurden für Sole- und Aussentemperatur im Bock Kompressor Programm eingegeben. Die Verdampfungstemperatur (t_o) wurde in der Berechnung mit -7.5°C eingegeben.

Zweistufen Verdampfer ZSV				Herkömmlicher Verdampfer			
Datum	tc	COP		Datum	tc	COP	
30.6.04 – 15.7.04	27	4.26	Gemessene Daten	03.8.04 - 17.8.04	31	3.72	Gemessene Daten
30.6.04 – 15.7.04	31	4.08	Kondensationstemperatur wurde angepasst	03.8.04 - 17.8.04	31	3.72	Gemessene Daten COP ist um 9,7% tiefer
30.6.04 – 15.7.04	27	4.26	COP ist um 9,8% höher	03.8.04 - 17.8.04	27	3.88	Kondensationstemperatur wurde angepasst

Die Nachkalkulation hat unsere Messungen bestätigt. Wenn wir die Kondensationstemperatur am Zweistufenverdampfer anpassen, gibt uns das Verdichter-Programm immer noch ein um 9.7% höheres COP als bei der herkömmlichen Verdampfung.

Gleichen wir die Kondensationstemperatur auf der herkömmlichen Verdampfung an, gibt uns das Verdichter-Programm wieder ein um 9.8% höheres COP mit dem Zweistufenverdampfer.

4.9 ABTAUUNG

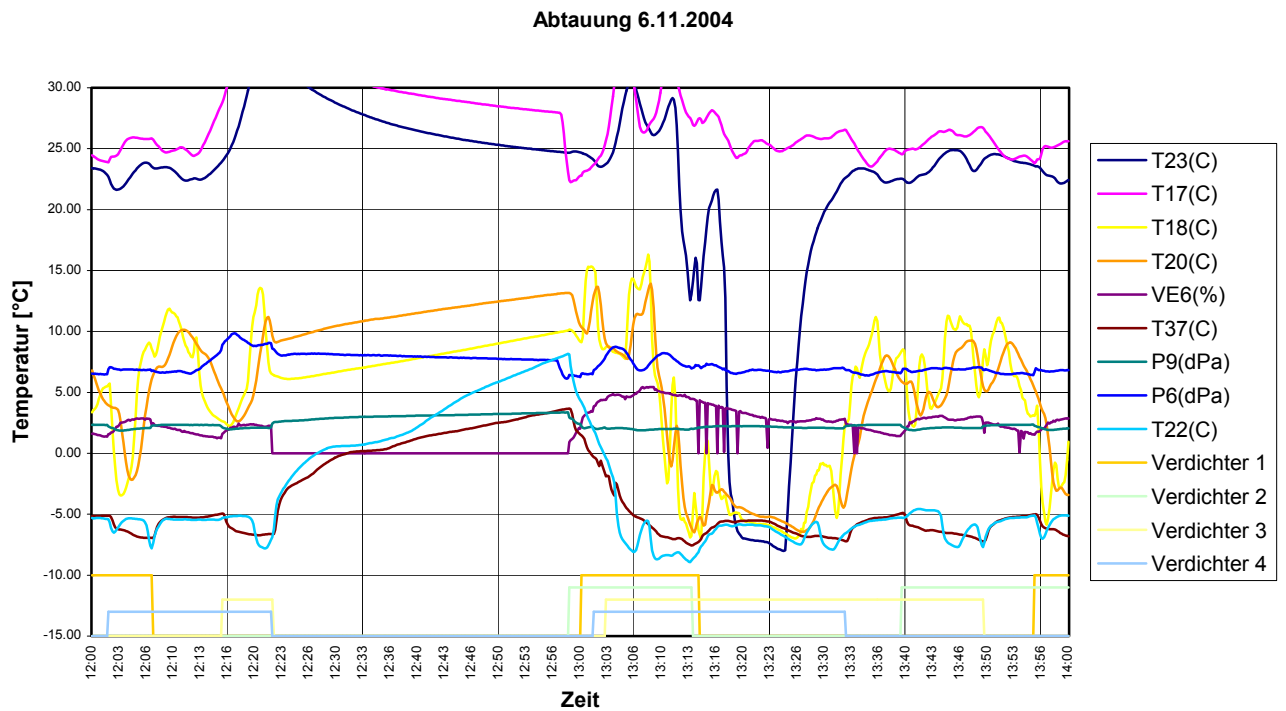
Grundvoraussetzung zu einem optimalen Betrieb ist, dass die Anlage in jedem Betriebszustand stabil läuft. Während den Messungen haben wir festgestellt, dass der Wiederanlauf der Kälteanlage nach der Abtauung der extremste Moment des ganzen Betriebs einer Kälteanlage darstellt. In diesem Moment muss die Kälteanlage die aufgewärmte Sole, in unserem Fall $+3^{\circ}\text{C}$, wieder auf eine Betriebstemperatur von -7°C herunter führen.

Da die Verdichtersteuerung alle 75 Sekunden einen Verdichter dazu schaltet (siehe Anhang) bis der Sollwert erreicht ist, werden nach der Abtauung alle vier Verdichter kurz eingeschaltet.

Die Folge davon ist, dass die Sauggastemperatur sehr stark sinkt. Die einfachste Variante um dies zu verhindern ist die Ueberhitzungstemperatur soweit anzuheben bis die Sauggastemperatur nicht mehr unter Null $^{\circ}\text{Celsius}$ sinkt.

Folgende Grafiken zeigen, dass im Sommer bei Semifloated Betrieb (P8/T22) eine Ueberhitzung von 2K meistens genügen um die Sauggastemperatur über dem Nullpunkt zu halten. Im Winter muss die Ueberhitzung jedoch auf 3.5K angehoben werden. Bei dem Ueberflutungsbetrieb oder auch ZSV-Betrieb genannt (P7/T20) muss ein Δt von 4K eingestellt werden um eine Sauggastemperatur über dem Nullpunkt das ganze Jahr garantieren zu können.

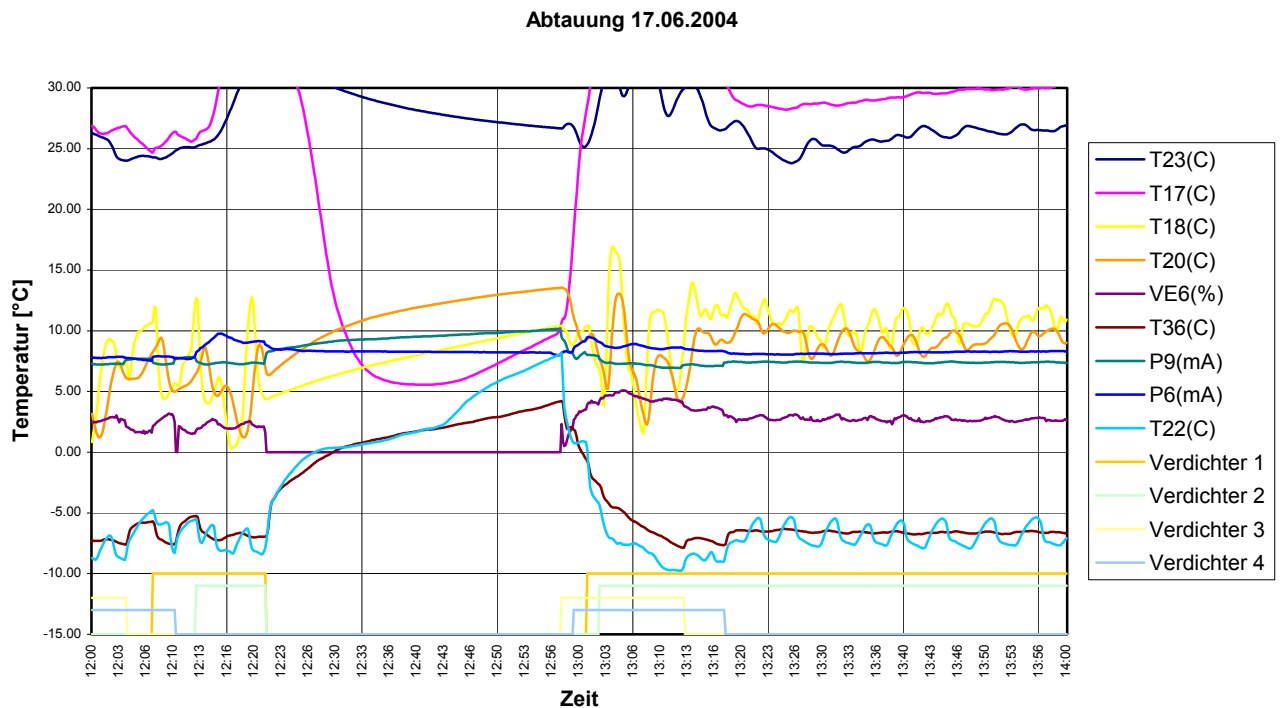
4.9.1 Abtauung am 6.11.2005



Die Sauggastemperatur (T23) sinkt bis auf -8°C bei Semifloated Betrieb mit 2K Ueberhitzung. Aussentemperatur um 13Uhr 8.2°C .

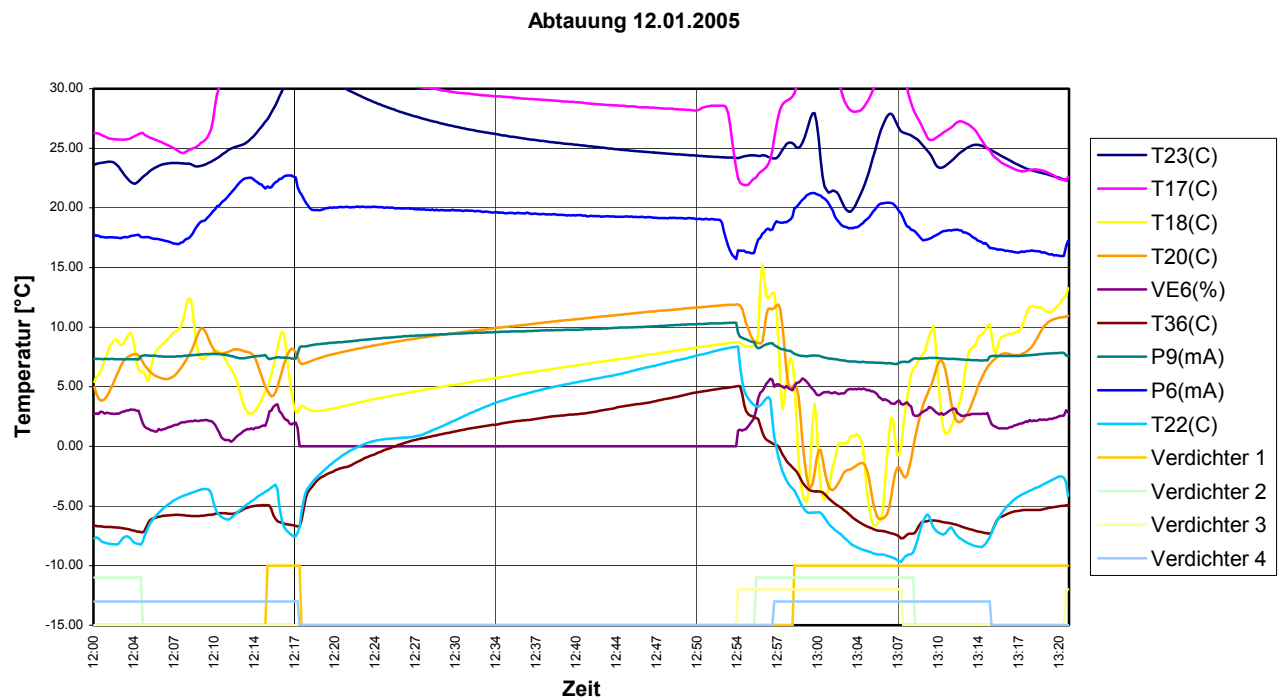
Für die Abkürzungen siehe Text zu Prinzipschema im Anhang.

4.9.2 Abtauung am 17.06.2004



Die Sauggastemperatur (T23) bleibt auf $+25^{\circ}\text{C}$ bei Semifloated Betrieb mit 2K Ueberhitzung im Sommer. Aussentemperatur um 13Uhr 20°C .

4.9.3 Abtauung am 12.01.2005



Die Sauggastemperatur (T23) bleibt auf +20°C bei Semifloated Betrieb mit 3.5K Ueberhitzung im Winter. Aussentemperatur um 13Uhr 7°C.

4.10 COP DURCHSCHNITTSWERTE

Hier einige COP Durchschnittswerte von Messungen im Semifloated- (vgl.4.11) und Ueberflutungs – Betrieb (vgl.4.12) mit Verdampfer (WT1) im Gleich – wie im Gegenstrom.

Was	Wann	COP	Bemerkung
Semifloated, Gleichstrom	17.06.2004	3.2	Vormittag
Semifloated, Gleichstrom	18.06.2004	3.0	Vormittag
Semifloated, Gleichstrom	30.06.2004	3.0	Vormittag
Semifloated, Gleichstrom	30.06.2004	2.7	Tag
Semifloated, Gleichstrom	30.06.2004	3.6	Nacht
Semifloated, Gleichstrom	17.08.2004	3.7	Nacht
Semifloated, Gleichstrom	17.08.2004	3.1	Tag
Semifloated, Gleichstrom	18.08.2004	2.7	Tag
Semifloated, Gleichstrom	19.08.2004	3.6	Nacht
Semifloated, Gleichstrom	19.08.2004	3.2	Tag
Semifloated, Gleichstrom	23.09.2004	3.1	Tag
Semifloated, Gleichstrom	05.11.2004	3.1	Tag
Semifloated, Gleichstrom	09.11.2004	3.5	Tag
Semifloated, Gleichstrom	06.01.2005	3.6	Tag
Semifloated, Gleichstrom	11.01.2005	3.4	Tag
Semifloated, Gegenstrom	14.07.2004	3.5	Tag
Semifloated, Gegenstrom	15.07.2004	3.3	Tag
Semifloated, Gegenstrom	15.07.2004	3.7	Nacht
Semifloated, Gegenstrom	12.01.2005	3.4	Tag
Semifloated, Gegenstrom	20.01.2005	3.5	Tag
Ueberflutung, Gleichstrom	23.09.2004	3.4	Tag
Ueberflutung, Gleichstrom	09.11.2004	3.9	Tag
Ueberflutung, Gegenstrom	09.11.2004	3.9	Tag
Ueberflutung, Gegenstrom	11.01.2005	3.5	Tag
Ueberflutung, Gegenstrom	20.01.2005	3.5	Tag
Ueberflutung, Gegenstrom	21.01.2005	3.5	Tag

Alle COP Werte sind Durchschnittswerte über eine Zeitspanne von 5 bis 20 Minuten gemessen und ohne den Internen Wärmetauscher (WT2) berechnet worden. Der COP ist stark abhängig von der Kondensationstemperatur t_c , also indirekt von der Aussentemperatur was bei Nachtmessungen klar ersichtlich ist.

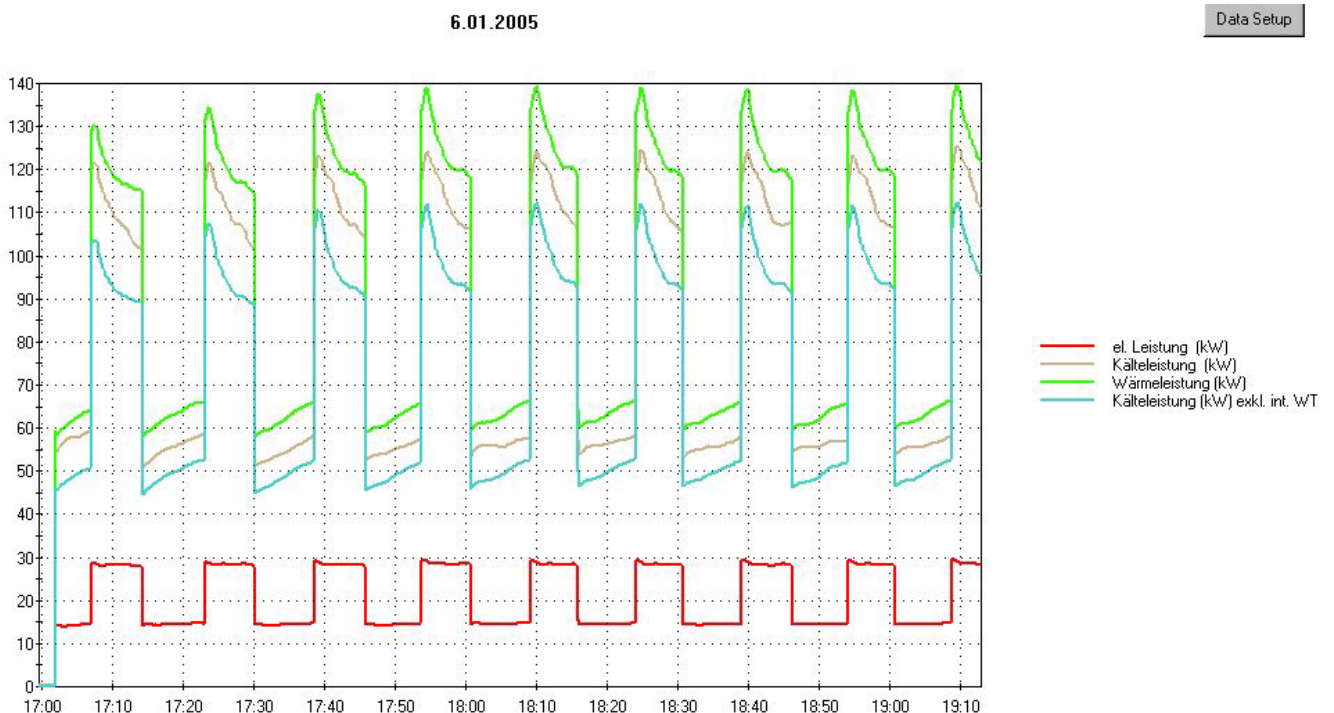
4.11 SEMIFLOATED BETRIEB

4.11.1 Allgemein

Messungen mit Trockenexpansionsventilsteuerung (VE6) oder auch Semifloated Betrieb genannt, herkömmlich nach MSS (minimalstem stabilem Signal) (P8/T22) mit IWT (interner Wärmeaustauscher) (WT2) betrieben. Die beiden IWT (interner Wärmeaustauscher) (WT3+4) sind ausser Betrieb. Der Verdampfer (WT1) ist im Gleichstrom geschaltet.

4.11.2 Messdaten mit ClimaCheck

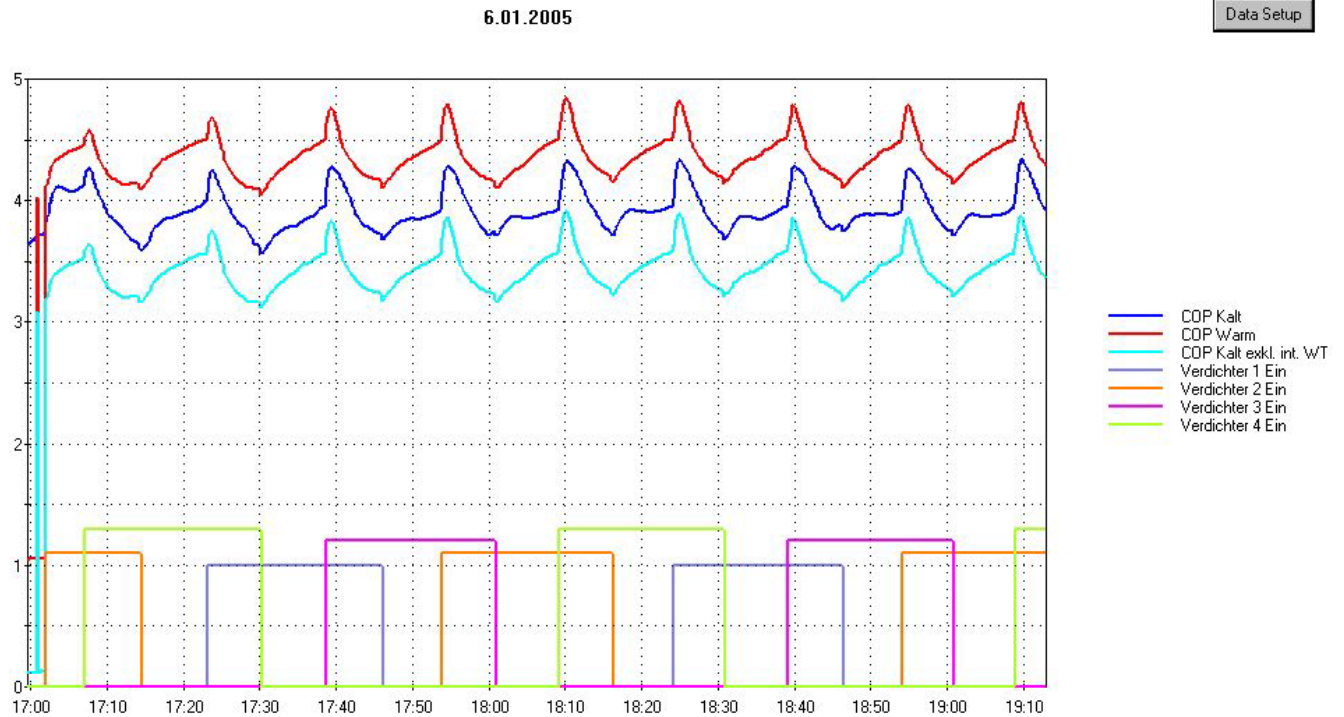
4.11.2.1 Kälteleistung



Es kann hier deutlich gesehen werden, dass durch ein ständiges Ein- und Ausschalten der Verdichter kein stabiler Zustand erreicht werden kann.

Die Kälteleistung in kW (grau) stammt aus dem Standard ClimaCheck Programm und ist hier falsch. Die Kälteleistung in kW exkl. int. WT (blau) ist richtig.

4.11.2.2 COP

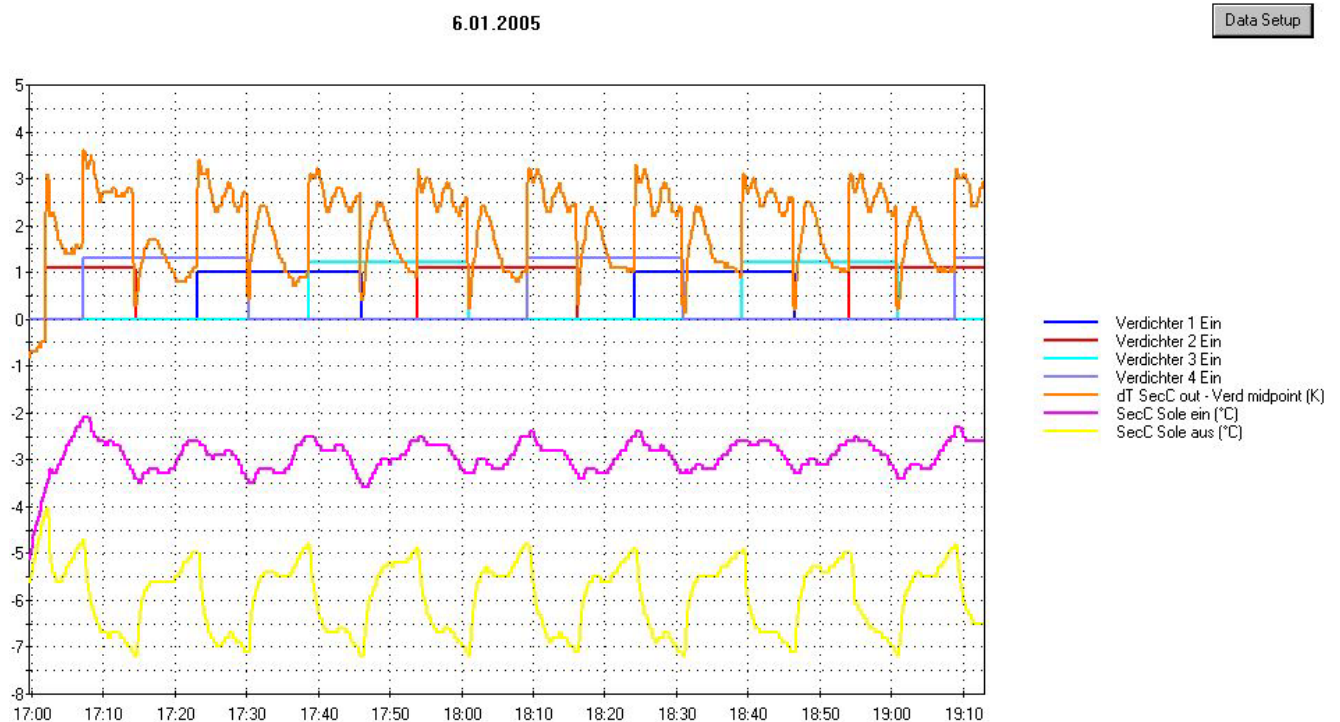


Auch das COP passt sich den ständig veränderten Betriebszuständen an. Die Verdichter werden auf unterschiedlicher Höhe dargestellt damit sie besser ersichtlich sind.

Dies stellt einen ganz normalen Betrieb dar mit einer Verdichterschaltfrequenz von durchschnittlich sieben Minuten. Diese Schaltfrequenz könnte drastisch reduziert werden durch den Einsatz eines Frequenzumrichters.

Der COP Kalt (blau) stammt aus dem Standard ClimaCheck Programm und ist hier falsch. Der COP Kalt exkl. int. WT (hellblau) ist richtig.

4.11.2.3 Sole



Hier wird die Ursache der ständigen Veränderung klar ersichtlich. Die Soletemperatur kann mit nur einem Verdichter nicht auf dem Sollwert gehalten werden deshalb muss ein zweiter Verdichter zugeschaltet werden. Zwei Verdichter bringen jedoch eine zu grosse Leistung deshalb

wird nach ein paar Minuten der zweite Verdichter wieder ausgeschaltet und das gleiche Spiel beginnt wieder von vorne.

Weiter stellt man fest, dass die Temperaturdifferenz zwischen Sole Austritt und to (orange) bei einem Verdichter um 1K kleiner ist als bei zwei Verdichtern.

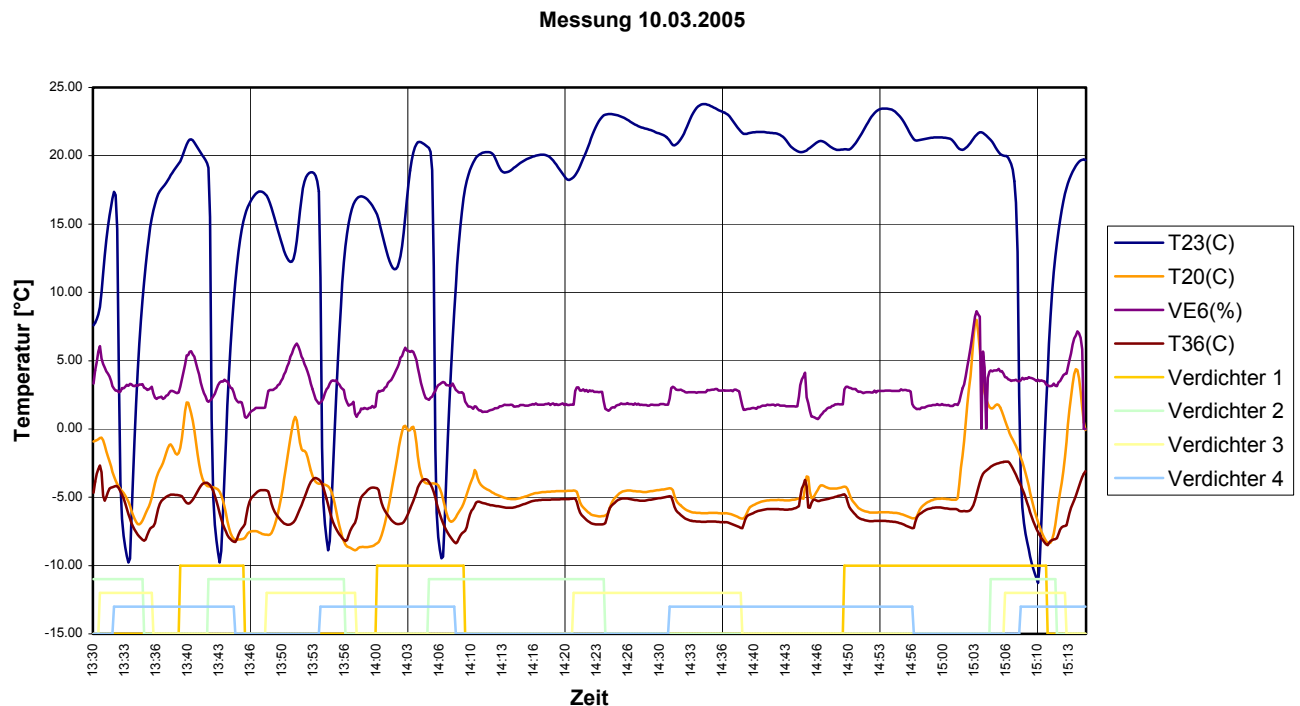
4.12 UEBERFLUTUNGSBETRIEB

4.12.1 Allgemein

Das Einspritzventil wird mit der Temperaturdifferenz zwischen Flüssigkeitsleitung vor dem Einspritzventil (VE6) (T20) und Druckmessung nach dem Einspritzventil (VE6) (P7), dem sogenannten Ueberflutungsbetrieb (T20/P7) geregelt.

Der IWT (interner Wärmeaustauscher) (WT2) und der IWT (WT4) müssen 100% in Betrieb sein. Der Verdampfer (WT1) ist im Gleich- oder im Gegenstrom geschaltet.

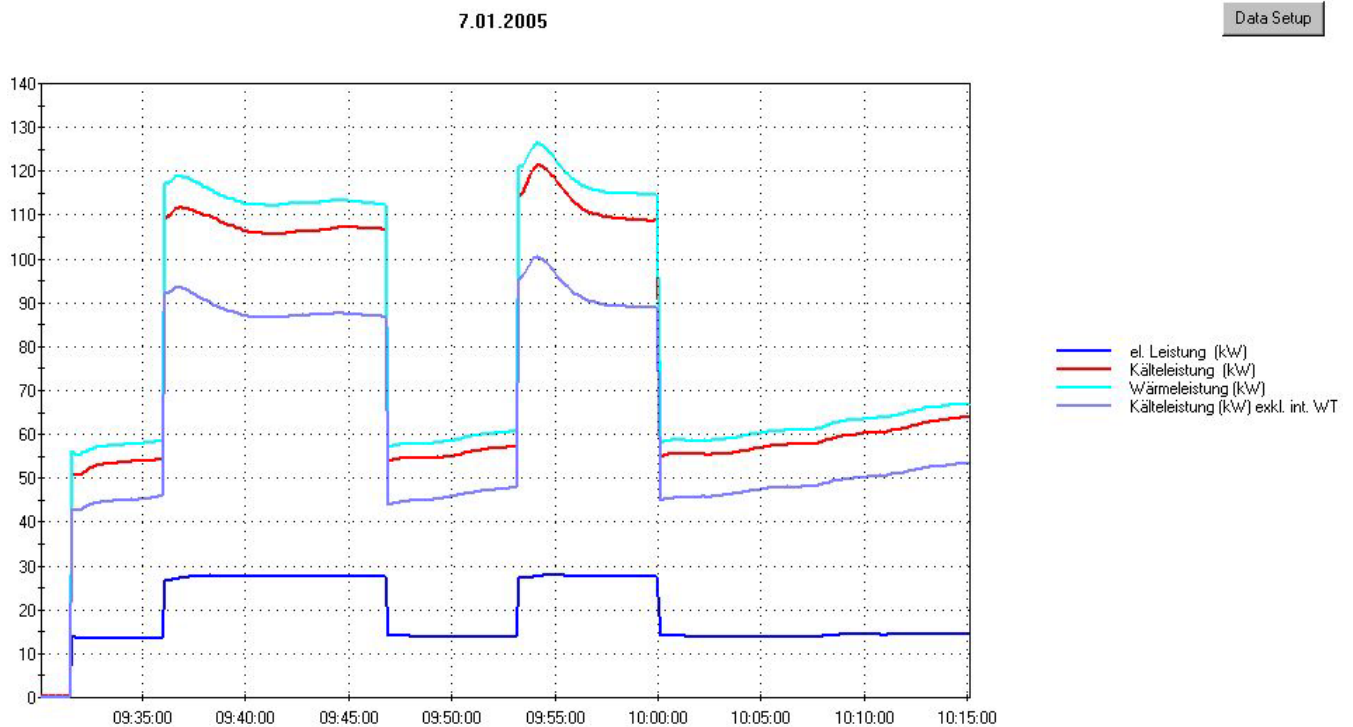
4.12.1.1 Stabilität



Hier wird deutlich, dass der Ueberflutungsbetrieb nur mit einer Flüssigkeitsunterkühlung vor dem Einspritzventil (T20) funktioniert. Sobald T20 unterkühlt wird (ab 14:15 bis 15:00 Uhr) stabilisiert sich das System.

4.12.2 Messdaten mit ClimaCheck

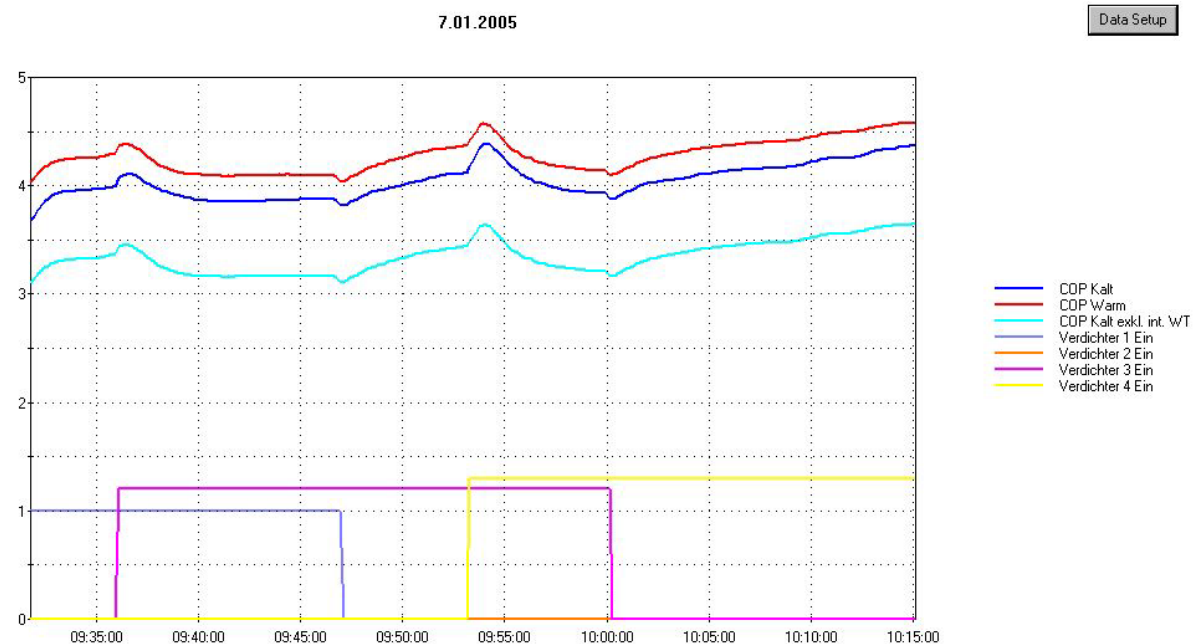
4.12.2.1 Kälteleistung



Die Kälteleistung ohne IWT liegt bei 45kW mit einem Verdichter und bei 90kW bei zwei Verdichtern bei einer Aussentemperatur von 4°C.

Die Kälteleistung in kW (rot) stammt aus dem Standard ClimaCheck Programm und ist hier falsch. Die Kälteleistung in kW exkl. int. WT (blau) ist richtig.

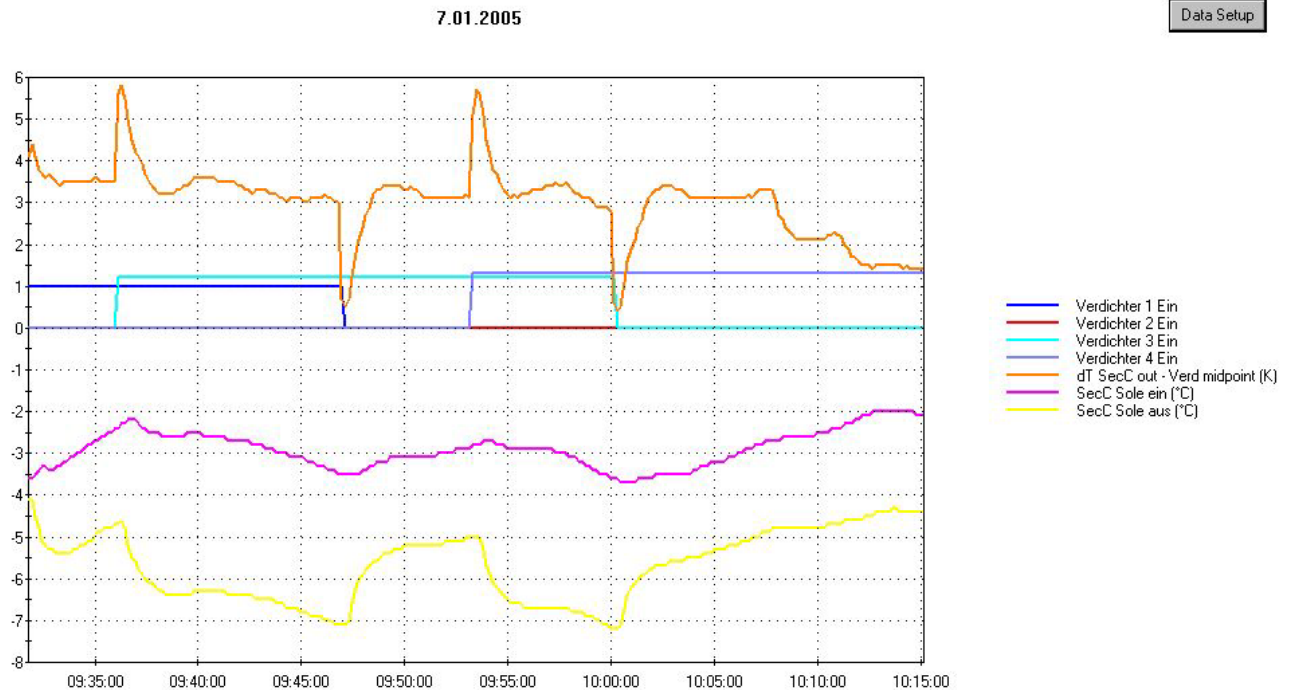
4.12.2.2 COP



Das COP ohne IWT liegt bei 3.2 mit zwei Verdichtern und 3.3 bei nur einem Verdichter. Das Steigen des COP's ab 10:00Uhr resultiert von der höheren Verdampfung (to).

Der COP Kalt (blau) stammt aus dem Standard ClimaCheck Programm und ist hier falsch. Der COP Kalt exkl. int. WT (hellblau) ist richtig.

4.12.2.3 Sole



Hier wird die Ursache der ständigen Veränderung klar ersichtlich. Die Soletemperatur kann mit nur einem Verdichter nicht auf dem Sollwert gehalten werden deshalb muss ein zweiter Verdichter zugeschaltet werden. Zwei Verdichter bringen jedoch eine zu grosse Leistung deshalb wird nach ein paar Minuten der zweite Verdichter wieder ausgeschaltet und das gleiche Spiel beginnt wieder von vorne. Der Automatik Betrieb ist von 9:35 bis 10:05Uhr.

5 Bewertung

Grundsätzlich haben wir das Ziel, besserer COP bei gleichen Kosten, gleicher Qualität und besserem Systemverhalten erreicht.

Ein weiteres Ziel das erfüllt wurde war, einen stabilen Betrieb mit einer Semifloated - und einer Ueberflutungs – Regelung zu erreichen. Bei der Semifloated Regelung kann in den meisten Betriebszuständen mit 2K Ueberhitzung gefahren werden jedoch nach der Abtauung müsste dieser Wert angehoben werden damit die Sauggastemperatur nicht unter den Nullpunkt sinkt. Dies ist einfach mit einer Speicherprogrammierbaren Steuerung (SPS) zu erreichen.

Aus den Messdaten wird ersichtlich, dass der Leistungsindex (COP) oder auf Englisch „coefficient of performance“ im Semifloated Betrieb beträchtlich unter dem Wert des Ueberflutungs Betriebs liegt, da der Wärmedurchgangskoeffizient (k) bei Semifloated Betrieb kleiner ist.

Der Ueberflutungsbetrieb wurde in den eher kalten Monaten getestet und sollte deshalb noch im Hochsommer betrieben werden.

Wir haben festgestellt, dass die Auswertung der enormen Flut von Daten, die wir vom HP-Logger erhalten, ohne eine entsprechende Software nicht zu bewältigen ist. Da wir mit der ClimaCheck Analyse-Software auch Excel-Dateien einlesen können, ist es uns möglich, Messreihen zu analysieren, welche mit irgendeinem Datenlogger gespeichert wurden. Dies heisst auch, dass wir „alte“ Messreihen die mit dem HP-Logger aufgezeichnet wurden nun mit ClimaCheck ausgewertet werden können.

6 Referenzen

6.1 VERDICHTER SOFTWARE

Bock Kompressoren Software. Version: VAP 7.1.d.

Dieses Berechnungsprogramm kann hier heruntergeladen werden.

http://www.bock.de/index_deutsch.html

6.2 CLIMA CHECK SOFTWARE

ClimaCheck Analyse-Software. Weitere Angaben sind auf der Homepage ersichtlich.

http://www.berglof-kylteknologi.se/ClimaCheck_Eng/index.html

6.3 SWEP SOFTWARE

SWEP ist der Hersteller unserer Plattenwärmetauscher die wir in diesem Projekt eingesetzt haben. Weitere Angaben sind auf der Homepage ersichtlich.

<http://www.swep.se>

6.4 COOLPACK SOFTWARE

CoolPack-Software ist ein Berechnungsprogramm für den Kältekreislauf im Allgemeinen. Weitere Angaben sind auf der Homepage ersichtlich.

<http://www.et.dtu.dk/CoolPack>

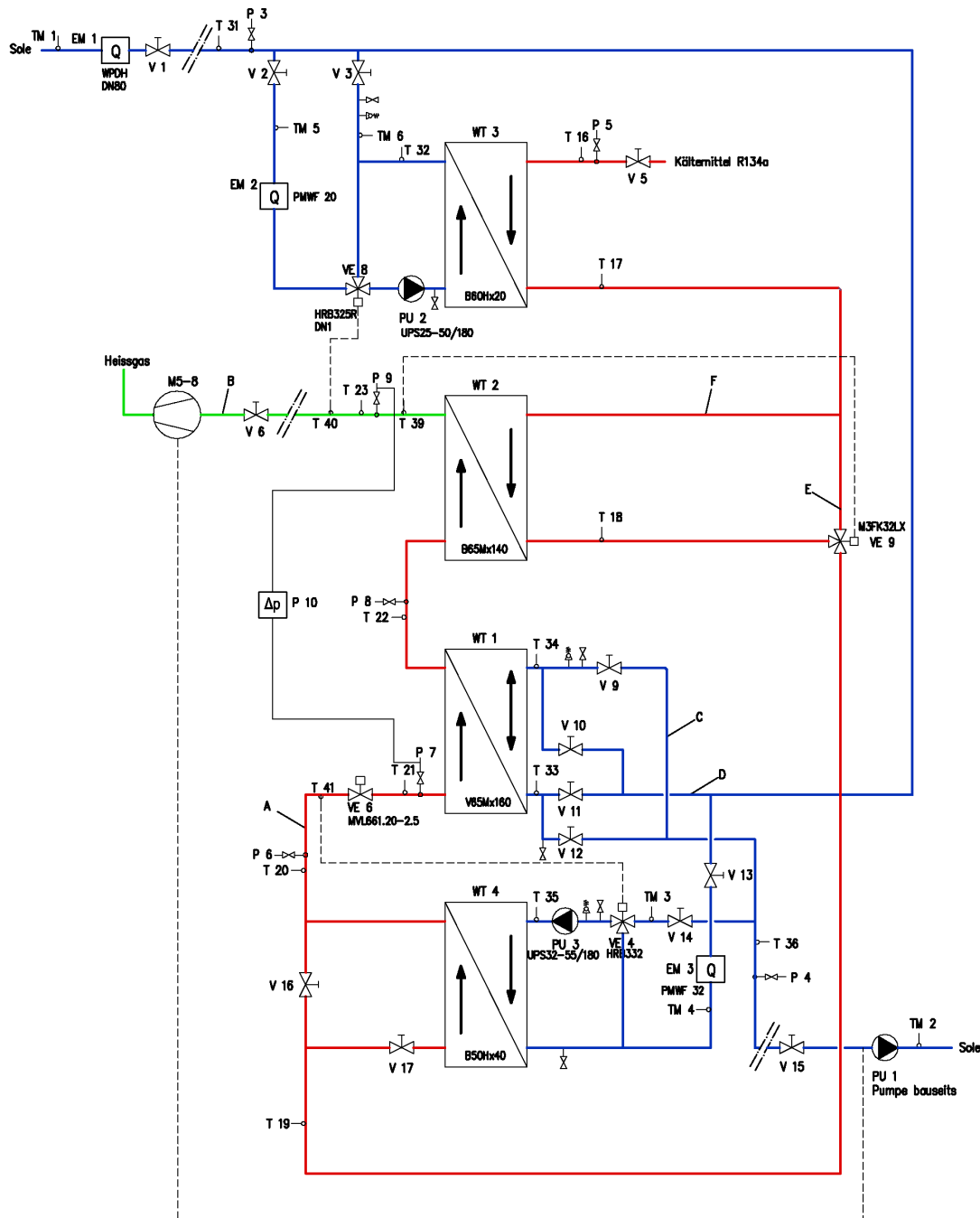
6.5 HP-LOGGER SOFTWARE

HP-Logger-Software ist ein Aufzeichnungsprogramm für beliebige Daten welche der Logger lesen kann. Weitere Angaben sind auf der Homepage ersichtlich.

<http://www.home.agilent.com/USeng/nav/-11250.536881544/pd.html>

7 Anhang

7.1 PRINZIPSCHEMA



Projekt
Migros Seebach

Plan-Nr.:	712-04-003 / A
Datum:	12.01.2003 RA
Geändert:	26.04.2004 SB

Prinzipschema

BMS-Energieanlagen AG im Rosshaag CH-3812 Wilderswil Tel. +41 (0)33/826 00 10 Fax +41 (0)33/826 00 15
info@bms-ch.com www.bms-ch.com

7.2 TEXT ZU PRINZIPSHEMA

Name	Beschrieb	Name	Beschrieb
TM1	Sole Eintritt zu Energiemessung EM1	PU1	Solepumpe
TM2	Sole Austritt zu Energiemessung EM1	PU2	Solepumpe
TM3	Sole Eintritt zu Energiemessung EM3	PU3	Solepumpe
TM4	Sole Austritt zu Energiemessung EM3	P3	Soledruck Eintritt
TM5	Sole Eintritt zu Energiemessung EM2	P4	Soledruck Austritt
TM6	Sole Austritt zu Energiemessung EM2	P5	Hochdruck vor WT3
EM1	Energiemessung Sole Total	P6	Hochdruck vor elektronischem Einspritzventil VE6
EM2	Energiemessung Sole zu WT3	P7	Niederdruck nach elektronischem Einspritzventil VE6 vor Wärmetauscher1
EM3	Energiemessung Sole zu WT4	P8	Niederdruck zwischen Wärmetauscher1+2
WT1	Verdampfer	P9	Sauggasdruck nach Wärmetauscher2
WT2	Restverdampfer und Flüssigkeitsunterkühler	T16	Kältemittel R134A Eintritt Wärmetauscher3
WT3	Flüssigkeitsunterkühler	T17	Kältemittel R134A Austritt Wärmetauscher3
WT4	Flüssigkeitsunterkühler	T18	Kältemittel R134A Austritt Wärmetauscher2
V1	Absperrventil	T19	Kältemittel R134A Eintritt Wärmetauscher4
V2	Absperrventil	T20	Kältemittel R134A vor elektronischem Einspritzventil VE6
V3	Absperrventil	T21	Kältemittel R134A nach elektronischem Einspritzventil VE6 vor Wärmetauscher1
V5	Absperrventil	T22	Kältemittel R134A zwischen Wärmetauscher1+2
V6	Absperrventil	T23	Sauggas nach Wärmetauscher2
V9	Absperrventil	T31	Sole Eintritt
V10	Absperrventil	T32	Sole Austritt Wärmetauscher3
V11	Absperrventil	T33	Sole Wärmetauscher1 unten
V12	Absperrventil	T34	Sole Wärmetauscher1 oben
V13	Absperrventil	T35	Sole Eintritt Wärmetauscher4
V14	Absperrventil	T36	Sole Austritt
V15	Absperrventil	T39	Sauggastemperatur Istwert zu VE9
V16	Absperrventil	T40	Sauggastemperatur Istwert zu VE8
V17	Absperrventil	T41	Flüssigkeitstemperatur Istwert zu VE4
VE4	Dreiwegventil mit Danfossregler	M5	Verdichter 1
VE6	Elektronisches Einspritzventil mit Wurmregler	M6	Verdichter 2
VE8	Dreiwegventil mit Danfossregler	M7	Verdichter 3
VE9	Dreiwegventil mit Wurmregler	M8	Verdichter 4

7.3 UMRECHNUNGSTABELLE HOCHDRUCKTRANSMITTER

mA	°C	mA	°C	mA	°C	mA	°C	mA	°C
4	-27	6	9.6	8	27.8	10	40.6	12	50.9
4.1	-23.7	6.1	10.8	8.1	28.5	10.1	41.2	12.1	51.3
4.2	-20.7	6.2	11.9	8.2	29.2	10.2	41.8	12.2	51.8
4.3	-18.1	6.3	12.9	8.3	29.9	10.3	42.3	12.3	52.2
4.4	-15.6	6.4	13.9	8.4	30.6	10.4	42.8	12.4	52.7
4.5	-13.4	6.5	15	8.5	31.3	10.5	43.4	12.5	53.1
4.6	-11.2	6.6	15.9	8.6	32	10.6	43.9	12.6	53.6
4.7	-9.2	6.7	16.9	8.7	32.7	10.7	44.4	12.7	54
4.8	-7.4	6.8	17.8	8.8	33.3	10.8	45	12.8	54.4
4.9	-5.6	6.9	18.8	8.9	34	10.9	45.5	12.9	54.9
5	-3.9	7	19.7	9	34.6	11	46		
5.1	-2.3	7.1	20.5	9.1	35.3	11.1	46.5		
5.2	-0.8	7.2	21.4	9.2	35.9	11.2	47		
5.3	0.7	7.3	22.2	9.3	36.5	11.3	47.5		
5.4	2.1	7.4	23.1	9.4	37.1	11.4	48		
5.5	3.5	7.5	23.9	9.5	37.7	11.5	48.5		
5.6	4.8	7.6	24.7	9.6	38.3	11.6	49		
5.7	6.1	7.7	25.5	9.7	38.9	11.7	49.4		
5.8	7.3	7.8	26.3	9.8	39.5	11.8	49.9		
5.9	8.5	7.9	27	9.9	40.1	11.9	50.4		

Die Berechnungen der Verflüssigungstemperatur (t_c) gelten nur für den Hochdrucktransmitter Teko DAI25.

7.4 UMRECHNUNGSTABELLE NIEDERDRUCKTRANSMITTER

mA	°C	mA	°C	mA	°C	mA	°C	mA	°C
4	-40	6	-18.6	8	-6	10	3.2	12	10.5
4.1	-39.8	6.1	-17.8	8.1	-5.4	10.1	3.6	12.1	10.9
4.2	-38.1	6.2	-17.1	8.2	-4.9	10.2	4	12.2	11.2
4.3	-36.5	6.3	-16.3	8.3	-4.4	10.3	4.4	12.3	11.5
4.4	-35	6.4	-15.6	8.4	-3.9	10.4	4.8	12.4	11.9
4.5	-33.7	6.5	-14.9	8.5	-3.4	10.5	5.2	12.5	12.2
4.6	-32.4	6.6	-14.2	8.6	-2.9	10.6	5.6	12.6	12.5
4.7	-31.1	6.7	-13.6	8.7	-2.5	10.7	5.9	12.7	12.8
4.8	-29.9	6.8	-12.9	8.8	-2	10.8	6.3	12.8	13.1
4.9	-28.8	6.9	-12.3	8.9	-1.5	10.9	6.7	12.9	13.4
5	-27.7	7	-11.7	9	-1.1	11	7	13	13.7
5.1	-26.6	7.1	-11	9.1	-0.6	11.1	7.4	13.1	14.1
5.2	-25.6	7.2	-10.4	9.2	-0.2	11.2	7.8	13.2	14.4
5.3	-24.6	7.3	-9.8	9.3	0.3	11.3	8.1	13.3	14.7
5.4	-23.7	7.4	-9.2	9.4	0.7	11.4	8.5	13.4	15
5.5	-22.8	7.5	-8.7	9.5	1.1	11.5	8.8	13.5	15.3
5.6	-21.9	7.6	-8.1	9.6	1.6	11.6	9.2	13.6	15.5
5.7	-21	7.7	-7.6	9.7	2	11.7	9.5	13.7	15.8
5.8	-20.2	7.8	-7	9.8	2.4	11.8	9.9	13.8	16.1
5.9	-19.4	7.9	-6.5	9.9	2.8	11.9	10.2	13.9	16.4

Die Berechnungen der Verdampfungstemperatur (t_o) gelten nur für den Niederdrucktransmitter Teko DAI07.

7.5 VERDICHTERSTEUERUNG

Die vier Verdichter von der Pluskühlung 1 (PK1) werden ausschliesslich über die Sole-Austrittstemperatur gesteuert.

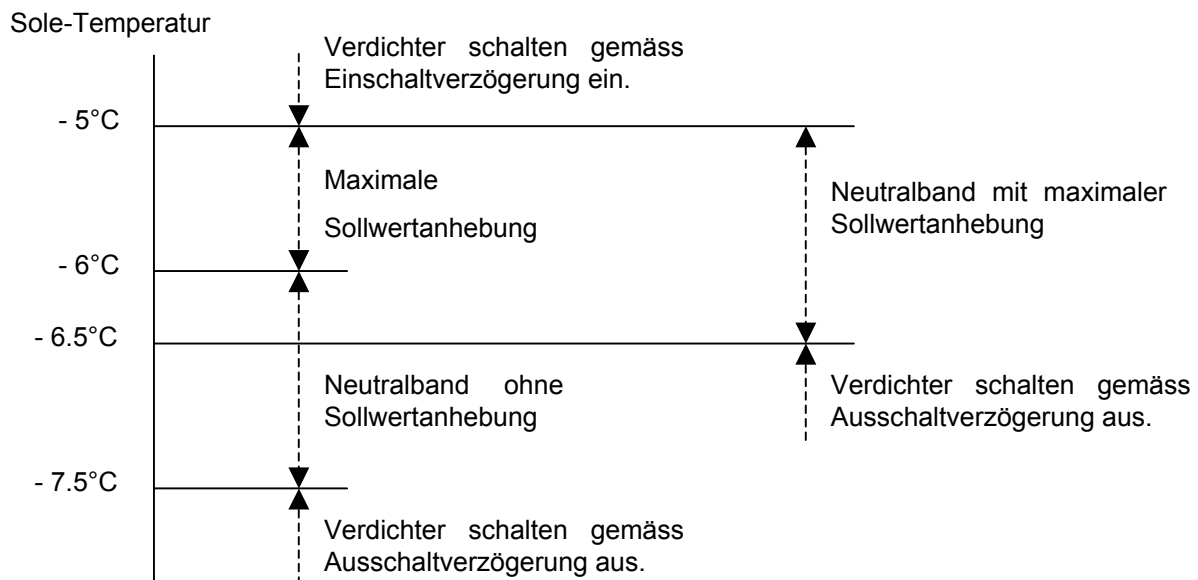
Sollwert Tag:	- 7.5°C (bei maximaler Sollwertanhebung noch - 6.5°C)
Sollwert Nacht:	- 5.5°C (bei maximaler Sollwertanhebung noch - 4.5°C)
Abtausollwert:	3.0°C
Neutralband:	1.5°K
Sollwertanhebung:	> 25°C Ladentemperatur oder > 60% Ladenfeuchte = 0°K (keine Sollwertanhebung). < 25°C Ladentemperatur oder < 60% Ladenfeuchte = bis max. 1°K Sollwertanhebung.

Einschaltverzögerung der Verdichter: 1.5 Minuten

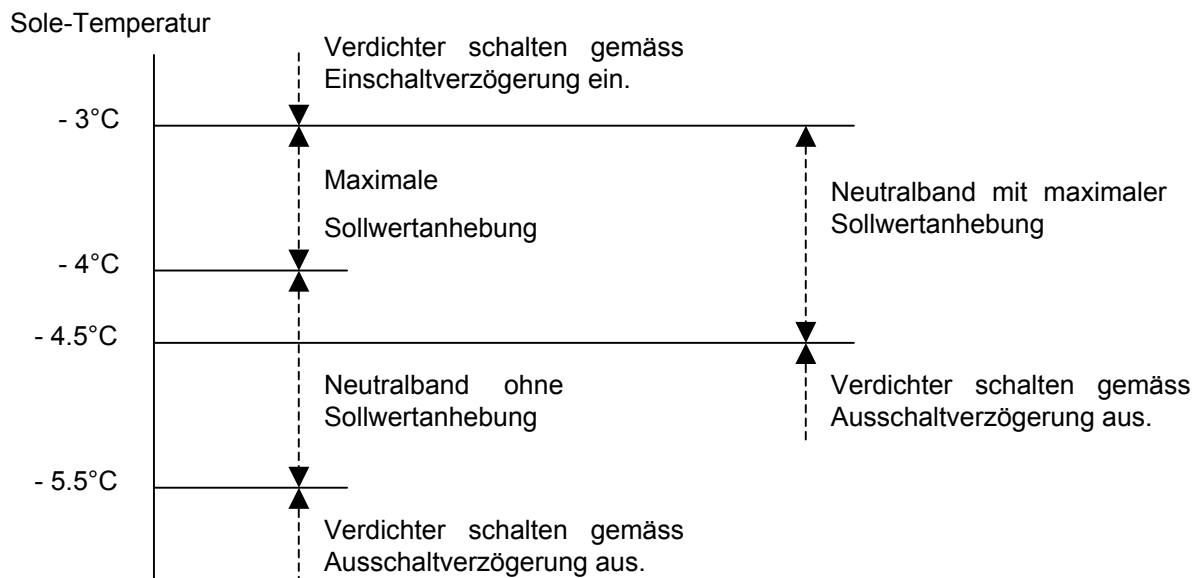
Ausschaltverzögerung der Verdichter: 1.0 Minuten

Abtauzeiten: 2x / Tag. Jeweils von 12:20h bis 13:10h (50min.)
und von 21:10h bis 21:50h (40min.).

7.5.1 Verdichter-Steuerung Tag



7.5.2 Verdichter-Steuerung Nacht



7.6 NATIONALE ZUSAMMENARBEIT

Genossenschaft Migros Zürich, Technik, Pfingstweidstrasse 101, 8021 Zürich.

Die ganze Testanlage ist in einer Migrosfiliale in Zürich aufgebaut.

Truttmann AG, Zürichstrasse 71, 4665 Oftringen.

Die Firma Truttmann AG hat die Kälteanlage montiert und ist für deren Betrieb verantwortlich.

Schmutz, Starkl + Partner AG, Ingenieurbüro Kältetechnik, Bifangweg 30, 4702 Oensingen.

Schmutz, Starkl + Partner AG ist das Planungsbüro.

Wurm (Schweiz) AG, Zinzikerweg 5, 8404 Reutlingen/Winterthur.

Die Regelung dieser Anlage erfolgt über Wurm-Systeme.

7.7 INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT

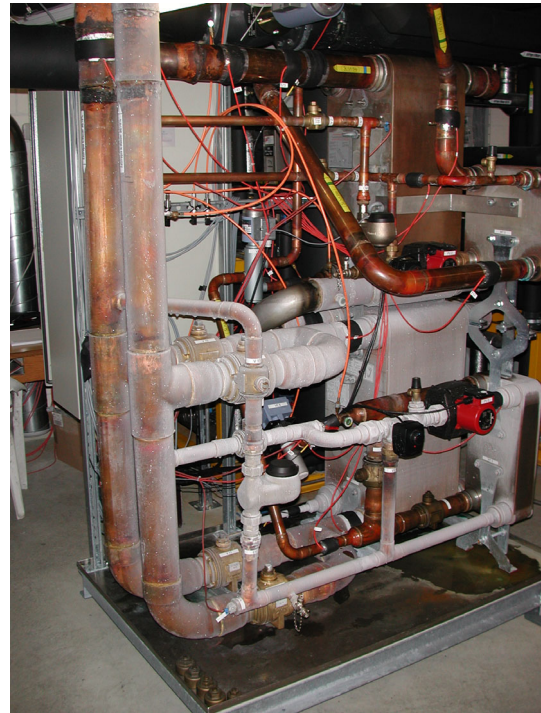
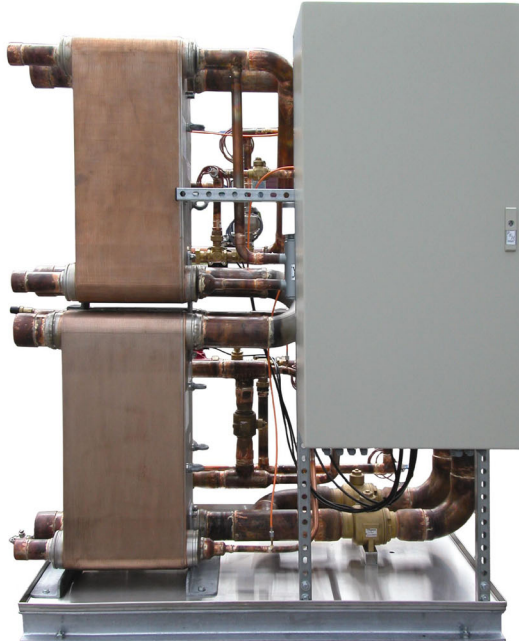
Clima Check, Berglöv Refrigeration Technology Ltd, Nysätravägen 24, 13133 Nacka, Sweden.

Klas Berglöv ist der Entwickler der ClimaCheck Analyse – Software, mit welcher die Anlage ausgemessen wird.

Mit der neuen Analyse-Software ist vieles einfacher. Eine damit vergleichbare Software ist uns nicht bekannt.

Messungen an Kälteanlagen erfolgten bis heute immer unter grossem Aufwand. Die Resultate haben meist einen erheblichen Interpretationsspielraum zugelassen.

7.8 BILD VOM ZWEISTUFENVERDAMPFER



Dieser Zweistufenverdampfer wurde in unserem Test eingesetzt.

7.9 BILD VOM STANDARD ZWEISTUFENVERDAMPFER



Bereits eingesetzter Zweistufenverdampfer mit Sammler und elektronischem Einspritzventil.

7.10 BILD VON BESTEHENDER ANLAGE



Kälteanlage der Firma Truttmann AG nach neustem Stand der Technik mit herkömmlicher Verdampfung.

7.11 BILD VON BEIDEN ANLAGEN



So sieht die Testanlage aus mit dem hocheffizienten Zweistufenverdampfer. Mit Absperrventilen kann ausgewählt werden welcher Verdampfer eingesetzt werden soll.