

---

# SIMULATION UND 3 JAHRE BETRIEBSERFAHRUNG DER HIGHCOMBI ANLAGE IM RATHAUS UND SERVICECENTER GLEISDORF

Dipl. Ing. Dr. Alexander Thür, DI (FH) Martin Vukits, DI Florian Altenburger  
AEE - Institut für Nachhaltige Technologien  
Feldgasse 19, A-8200 Gleisdorf  
Tel.: +43-3112 / 5886-226, Fax: DW -18  
E-Mail: a.thuer@aee.at

## 1 Einleitung

Im Rathaus und Service Center der oststeirischen Stadt Gleisdorf, siehe Abb. 1, wurde im Juni 2008 eine Anlage zum solaren Heizen und Kühlen in Kooperation mit dem EU-Projekt HighCombi in Betrieb genommen. Kühlenergie wird zum einen mittels einer Absorptionskältemaschine (AKM) und zum anderen in einer sorptionsgestützten Lüftungszentrale (Desiccant Evaporative Cooling – DEC) generiert.



Abb. 1 – Im Vordergrund 4 Solarbäume und 1 PV-Baum, dahinter das Service Center mit Dachkollektoren und in dessen Hintergrund das Rathaus (Quelle: S.O.L.I.D. GmbH)

Das Rathaus weist ca. 1.300m<sup>2</sup> Nutzfläche auf und ist mit rund 25 Personen belegt. Die Heizlast beträgt ca. 94kW (109.000kWh/a Heizenergie) und die Kühllast ca. 38kW (29.000kWh/a Kühlenergie).

Das neu gebaute Servicecenter weist ca. 1.200m<sup>2</sup> Nutzfläche auf und ist ebenfalls mit rund 25 Personen belegt. Die Heizlast beträgt ca. 31kW (59.000kWh/a Heizenergie) und die Kühllast ca. 24kW (42.000kWh/a Kühlenergie). Im Servicecenter wurde auch eine Lüftungsanlage mit ca. 6.250m<sup>3</sup>/h Nennvolumenstrom installiert, während im Rathaus über die Fenster gelüftet wird.

## 2 Anlagenbeschreibung

In Abb. 2 ist das Prinzipschema der Energieversorgung dargestellt. Die Solaranlage besteht insgesamt aus 304m<sup>2</sup> Kollektorfläche, welche sich auf 136m<sup>2</sup> Hochtemperaturflachkollektoren Gluatmugl HT (Neigung: 21°; Azimut: +31°) mit integrierter Teflonfolie auf dem Flachdach des Servicecenters und (seit Sep 2009) auf vier

---

„Solarbäume“ mit jeweils 42m<sup>2</sup> Standard-Flachkollektoren Gluatmugl GV (Neigung: 30°; Azimut: -30°) aufteilt. Der fünfte „Baum“ ist mit einer 5 kW<sub>peak</sub> Photovoltaikanlage ausgestattet, welche in der Jahresbilanz in etwa die gleiche Elektrizitätsmenge erzeugt, wie die Solare Kühlung mit der Absorptionkältemaschine verbraucht.

Für die Speicherung der thermischen Energie der Solaranlage wird ein 4,6m<sup>3</sup> Schichtladepufferspeicher der Firma Pink verwendet, der in das Gebäude integriert ist und mit eingblasener Zellulose mind. 20cm gedämmt ist. Dies entspricht einem spezifischen Speichervolumen von nur 15 Liter pro Quadratmeter Kollektorfläche. Die Beladung durch die Solaranlage erfolgt zur optimalen Temperaturschichtung über Schichtladelanzen und soll den Pufferspeicher im gegebenen Fall voll durchladen. Die Einspeisung der Nachheizung erfolgt im obersten Drittel des Pufferspeichers. Die Solltemperatur des Pufferspeichers wurde im Kühlfall mit 88°C und im Heizfall mit mindestens 61°C bzw. in Abhängigkeit der Außentemperatur mit 5K über die höchst benötigte Vorlauftemperatur, höchsten jedoch 75°C eingestellt.

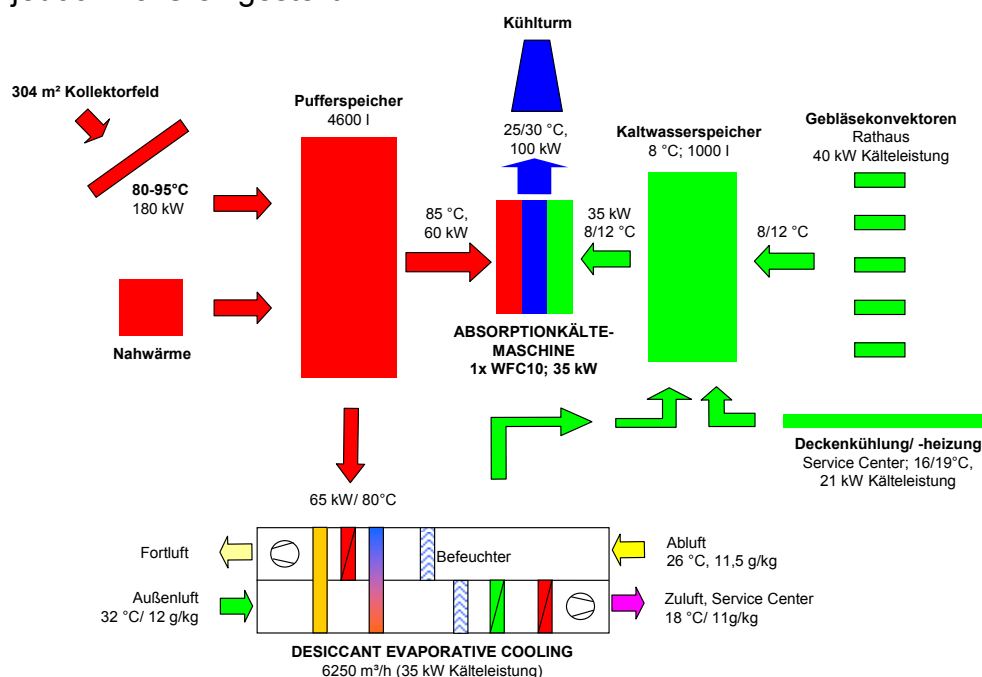


Abb. 2 – Prinzipschema der Energieversorgung

Zur Kaltwassererzeugung ist eine Absorptionkältemaschine (AKM) vom Typ Yazaki WFC SC10 mit einer Nennkälteleistung von 35 kW und einem Nenn COP von 0,7 installiert. Zur kurzfristigen Speicherung des Kaltwassers dient ein 1m<sup>3</sup> Kaltwasserspeicher, von dem aus die Verteilung zu den Gebläsekonvektoren im Rathaus und zu den Deckenkühlelementen und Nachkühlregistern der Lüftungsanlage im Servicecenter erfolgt. Die Rückkühlung der thermisch angetriebenen Kältemaschine erfolgt mittels einem externen 100kW Nasskühlturm vom Typ Baltimore FXT27.

Die Lüftungsanlage des Servicecenters ist in Form einer Desiccant Evaporative Cooling (DEC) Anlage mit einer Nennkälteleistung von ca. 35kW und einem maximalen Volumenstrom von 6250m<sup>3</sup>/h zur Luftkonditionierung bzw. zur kontrollierten Be- und Entlüftung des Servicecenters, sowie eines Archivs und Museumsdepots von der Firma Troges ausgeführt. Die Anlage ist mit einem Klingenburg Silicagel Sorptionsrad Typ SECO RRS- HYSG 1500/1360 versehen. Im Winterfall dienen das Sorptions- und das Wärmerückgewinnungsrad als Heizungsunterstützung mit einer 80%igen Wärmerückgewinnung.

Das dem Kühlturm zugeführte Wasser wird über eine BWT Rondomat DUO 3 Enthärtungsanlage geleitet und zusätzlich mit Korrosionsinhibitoren und Biozid versetzt. Für den Zu- und Abluftbefeuchter der DEC- Anlage wird das enthärtete Wasser weiters über eine BWT Profil ECO Umkehrosmoseeinheit und einer BWT Bewades 58C UV-Desinfektion geführt. Das enthärtete Wasser wird auch für einen Dampfzubeuchter (Museumsarchiv) und der Heizungsnachfüllung bzw. zur Warmwasserversorgung über ein Frischwassermodul verwendet.

Die gesamte Anlage wurde mit einem umfangreichen Monitoringsystem gemäß IEA SHC Task 38 Monitoring Prozedur ausgestattet [1]. Sämtliche Messwerte, wie Temperaturen und Volumenströme sowie Zählerstände diverser Strom-, Wasser- und Wärmemengenzähler werden in 5 Minuten Intervallen erfasst und dann ausgewertet und analysiert.

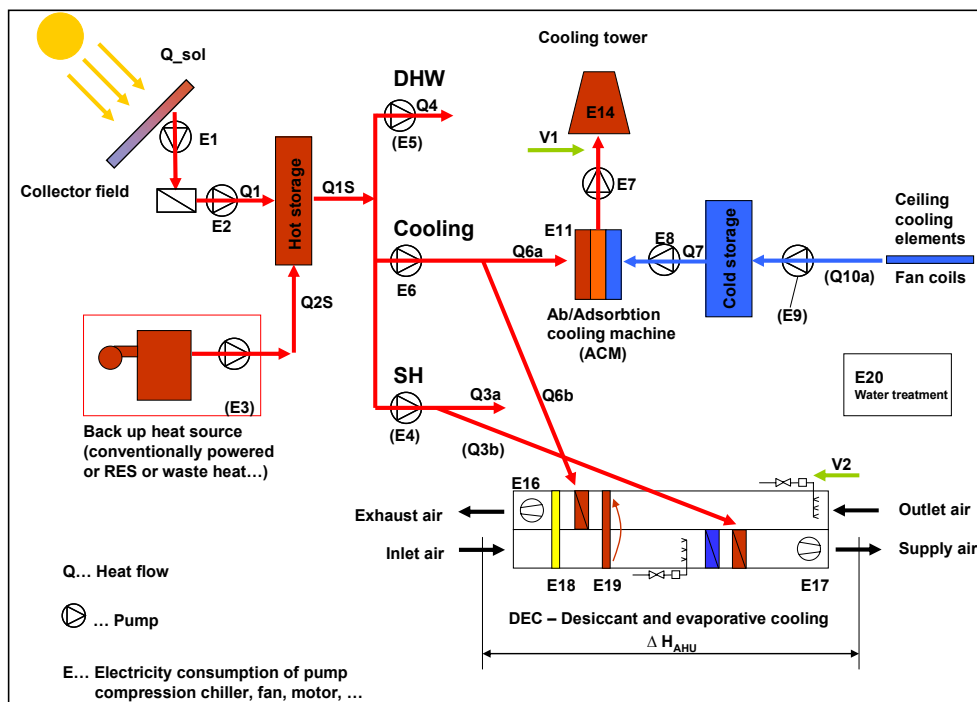


Abb. 3 – Energieflussschema gemäß IEA SHC Task38 Monitoring Prozedur.

### 3 Energiebilanz nach drei Jahren Monitoring

Die Energiebilanz über den zentralen Pufferspeicher ist in Abb. 4 auf Monatsbasis für drei Jahresperioden (jeweils Okt-Sep) von Okt 2008 bis Sep 2011 dargestellt. In den Monaten Juni und Juli 2010 ist der solare Deckungsgrad 100% (SF), es wurde die Anlage also ohne Nachheizung betrieben. Insgesamt betrug der Gesamtjahreswärmeverbrauch für die Heizung beider Gebäude 227, 228 bzw. 230 MWh, der Wärmeverbrauch für die thermische Kühlung (AKM und DEC) betrug 95, 46 und 100 MWh und die benötigte Nachheizenergie betrug 293, 221 und 270 MWh. Der Warmwasserverbrauch mit ca. 0,4 MWh pro Jahr ist wie in den meisten Bürogebäuden vernachlässigbar.

Der solare Jahresdeckungsgrad für die 12 Monatsperioden liegt bei 18% (nur 136 m<sup>2</sup> Brutto-Kollektorfläche) bzw. 26% und 25%. Die Jahressolarerträge lagen bei 62.800 kWh (455 kWh/m<sup>2</sup> mit 136m<sup>2</sup>) bzw. 79.500 kWh (280 kWh/m<sup>2</sup>) und 91.900 kWh (323 kWh/m<sup>2</sup>), wobei die spezifischen Werte jeweils auf die Aperturfläche von 123 m<sup>2</sup> bzw. 284 m<sup>2</sup> bezogen sind.

Dank des relativ kleinen und gut gedämmten Pufferspeichers sind die Speicher- und Systemverluste vergleichsweise sehr gering. Die Gesamtjahresverluste lagen bei 9,3% (33.200 kWh), 9,0% (27.000 kWh) und 8,6% (31.100 kWh). Im Hochwinter betragen die Verluste ca. 4% bzw. knapp 9.000 kWh von November bis März. Typische und oft gemessene Werte sind im Winter 10% und bis zu 20% bei schlechten Anlagen, das wären also 22.500 bis 45.000 kWh in den 4 Wintermonaten. Der Solarertrag dieser Anlage beträgt in derselben Periode 13.700 bzw. 14.500 kWh (mit 304 m<sup>2</sup>). Dies zeigt deutlich, wie immens wichtig sämtliche Maßnahmen zur Minimierung der Speicherverluste sind, da der Speicher ja typischerweise nur wegen der Solaranlage installiert wird, aber in der Winterperiode hauptsächlich die konventionelle Nachheizung den Speicher heizt. Auch dienen die Speicherverluste nur in den seltensten Fällen der Gebäudeheizung, nämlich nur dann wenn die Energie auch in die Nutzräume gelangen kann, was aber aus architektonischen oder bautechnischen Gründen meistens nicht oder nur eingeschränkt der Fall ist.

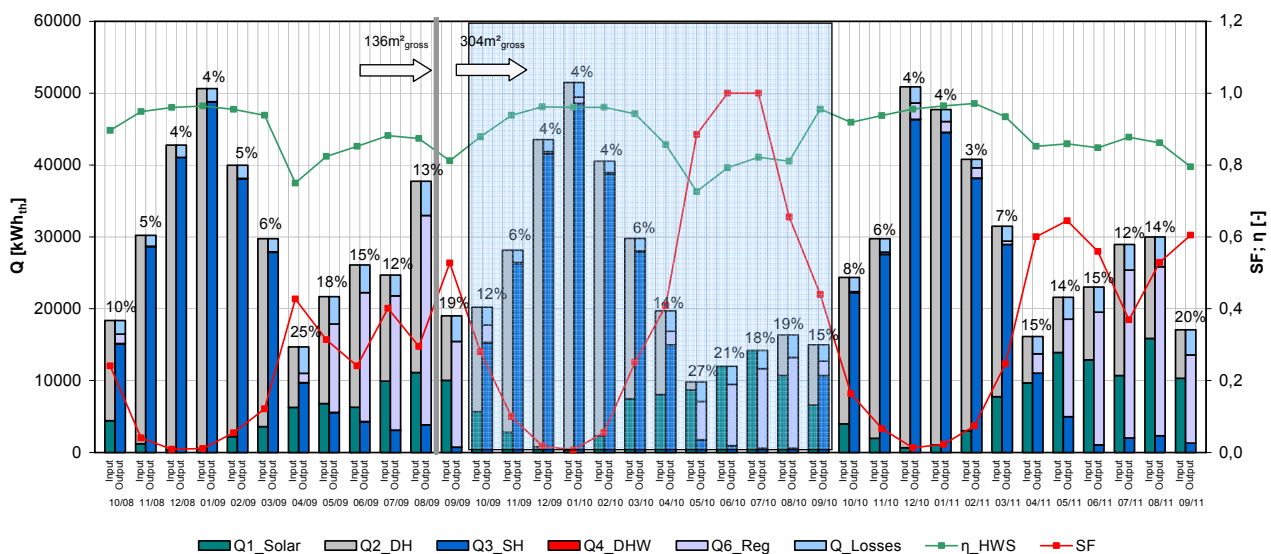


Abb. 4 – Monatliche Energiebilanz um den Pufferspeicher über 3 Jahre.

(Q1\_Solar...Solarertrag, Q2\_DH...Fernwärme, Q3\_SH...Heizenergieverbrauch, Q4\_DHW...Warmwasser, Q6\_Reg...Regenerationsenergie für DEC und Austreiberenergie für AKM, Q\_Losses...Speicher- und Systemverluste, η<sub>HWS</sub>...Speicherwirkungsgrad, SF...Solarer Deckungsgrad)

Die Effizienz der Solar/Thermischen Kälteerzeugung ist in Abb. 5 dargestellt. Deutlich zu erkennen ist die wesentlich geringere erzeugte Kälte im Sommer 2010, da in den Monaten Juni und Juli auf die Nachheizung verzichtet wurde und damit versuchsweise eine 100% solare Kühlung realisiert wurde.

Eine wesentliche Kennzahl ist die elektrische Arbeitszahl (SPF<sub>el</sub>) im Vergleich zu konventionellen Kompressionskältemaschinen. Die elektrische Arbeitszahl für die gesamte Sommerperiode in dieser Anlage hat sich laufend von 4,49 über 5,13 auf 5,56 verbessert. Im Vergleich zu anderen Anlagen die im Rahmen der IEA SHC Task 38 vermessen wurden [2] ist dieser Wert als vergleichsweise gut einzuordnen. Als typischer Vergleichswert kann im Schnitt für Kompressionskältemaschinen von ca. 2,8 ausgegangen werden, was auch bei Messungen im Rahmen des Projektes Solar Cooling Monitor ermittelt wurde [3]. Im Sommer 2011 wurde also vergleichsweise um 50% weniger elektrischer Strom verbraucht.

Die thermische Arbeitszahl (SPF<sub>th</sub>) als Saisonarbeitszahl konnte ebenfalls von 0,43 im ersten Sommer auf 0,51 bzw. 0,49 in den Folgejahren gesteigert werden. In Anbetracht der tiefen geforderten Kaltwassertemperatur von 7°C ist dieser Wert akzeptabel. Bei

reinem Deckenkühlbetrieb mit möglichen Kaltwassertemperaturen von 16°C wäre sicher ein höherer Wert erreichbar.

### Vergleich Sommer 2009 / 2010 / 2011

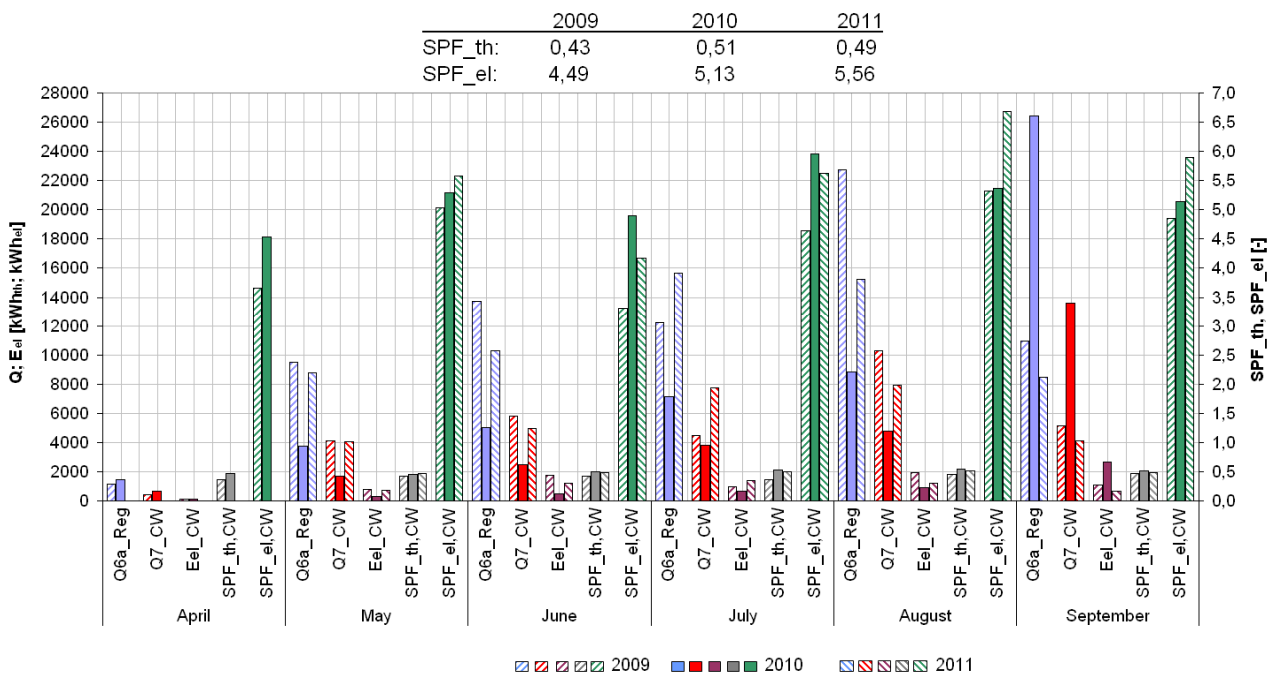


Abb. 5 – Kennzahlen der Kälteerzeugung durch die Absorptionskältemaschine  
 (Q6a...Ausstreiberenergie für AKM, Q7...erzeugte Kälte, Eel...Gesamtstromverbrauch zur Kälteerzeugung, SPF\_th...thermische Arbeitszahl: Q7/Q6, SPF\_el...elektrische Arbeitszahl: Q7/Eel)

Die erreichte Primärenergieeinsparung für die gesamte Anlage ist in Abb. 6 monatsweise dargestellt. Die Auswertung gilt jedoch nur für Heizen und Kühlen mit der Absorptionskältemaschine, da die Messungen für die Lüftungsanlage mit Dessicant Evaporative Cooling (DEC) wegen Problemen mit der Messtechnik bzw. deren hoher Ungenauigkeit leider nicht einwandfrei verwertbar sind.

Analog zur IEA SHC Task 38 wurde zur Berechnung des Primärenergieaufwandes für elektrischen Strom der Primärenergiefaktor 2,5 bzw. für Erdgas der Primärenergiefaktor 1,1 kWh<sub>Primärenergie</sub>/kWh<sub>Endenergie</sub> angenommen. Als Nutzungsgrad für den Referenzgaskessel wurde 0,9 kWh<sub>Nutzenergie</sub>/kWh<sub>Endenergie</sub> bzw. als Referenz-Arbeitszahl für die Kompressionskältemaschine 2,8 kWh<sub>Nutzenergie</sub>/kWh<sub>Endenergie</sub> angenommen.

Damit ergibt sich für das Referenzsystem im reinen Heizbetrieb mit dem Gaskessel ein Primärenergieverhältnis (PER<sub>ref</sub> = Nutzenergie/Primärenergieeinsatz) von 0,82 (0,9/1,1) kWh<sub>Nutzenergie</sub>/kWh<sub>Primärenergie</sub> (rote Linie in Abb. 6) bzw. im reinen Kühlbetrieb mit der Kompressionskältemaschine von 1,12 (2,8/2,5) kWh<sub>Nutzenergie</sub>/kWh<sub>Primärenergie</sub> (blaue Linie in Abb. 6).

Eine Primärenergieeinsparung (f<sub>save</sub>) ergibt sich demnach, wenn der PER der gemessenen Anlage größer ist als der PER<sub>ref</sub> der Referenzanlage. Für die 3 Jahresperioden ergaben sich damit bei dieser Anlage Primärenergieeinsparungen von -22%, +9% bzw. -1% für Heizen und Kühlen. Wie auch in Abb. 6 deutlich zu sehen, ist der Hauptgrund für die negativen Ganzjahreswerte das thermische Kühlen im Sommer mit beträchtlichem Nachheizenergieaufwand durch den Gaskessel, da der solare Deckungsgrad mit rund 40% (Sommer 2009) bzw. rund 60% (Sommer 2011) nicht hoch genug ist.

Wie im Sommer 2010 deutlich zu sehen ist, kann mit 100% solarer Kühlung (Juni und Juli) jedoch sehr wohl eine Primärenergieeinsparung von über 50% erreicht werden. Gegebenenfalls fehlende Kälteleistung darf aus primärenergetischen Gründen eben nicht thermisch durch Nachheizen ausgeglichen werden, sondern sollte (wenn tatsächlich notwendig und unvermeidbar) durch eine konventionelle Kompressionskältemaschine bereitgestellt werden. Wenn die Nachheizenergie aus Abwärme oder Biomassekesseln stammt, die (fast) gratis oder sehr billig und auf Basis erneuerbarer Energien erzeugt wird, kann die Situation natürlich anders beurteilt werden.

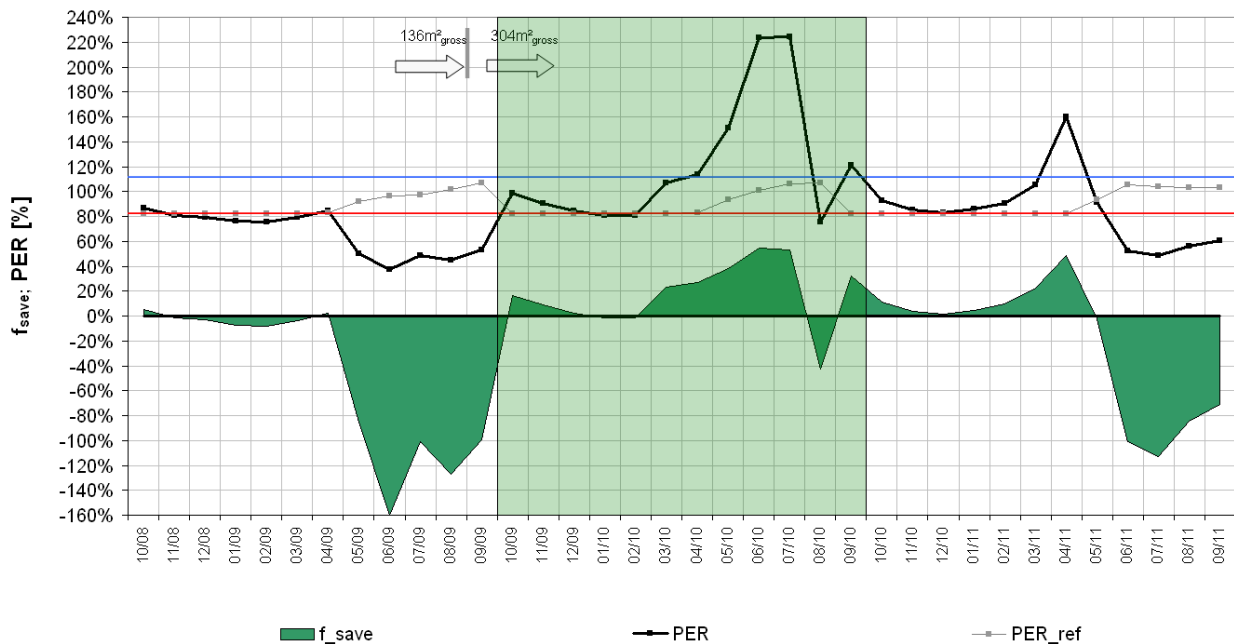


Abb. 6 – Primärenergieeinsparung für Heizen und Kühlen (ohne DEC Anlage).  
 (f\_save...Primärenergieeinsparung, PER...Nutzenergie zu Primärenergieaufwand der Messanlage,  
 PER\_ref...Nutzenergie zu Primärenergieaufwand der definierten Referenzanlage)

#### 4 Simulationsstudien der gemessenen Anlage

Mit dem Simulationstool TRNSYS wurde die Anlage zum solaren Heizen und Kühlen nachmodelliert und die Energieverbraucher als Lastprofile entsprechend den Messdaten vorgegeben. Es wurden weder die 2 Gebäude noch die Lüftungsanlage im Servicecenter mit der integrierten DEC Anlage modelliert. Der Regenerationsheizenergieverbrauch der DEC (Q6b, siehe Abb. 3) wurde dem Heizenergieverbrauch als Last („Bui\_DHW“ in Abb. 8 bzw. „Demand“ in Abb. 9) hinzugezählt. Das Prinzipschema des TRNSYS Simulationsmodells ist in Abb. 7 dargestellt. In Abb. 8 ist das letztendlich validierte Ergebnis der Jahressimulation mit monatlichen Energiebilanzen dargestellt.

Als wesentliches Problem hat sich das verfügbare TRNSYS Modell für die Absorptionskältemaschine herausgestellt, welches im Prinzip für den aktuellen Betriebszustand aus einem Kennlinienfeld für stationäre Betriebszustände den thermischen  $COP_{th}$  ausliest und für die Startphase eine Reduktion der Kälteleistungsabgabe entsprechend einer parametrierbaren e-Funktion annimmt. Wie in Abb. 8 zu sehen, ergaben die Simulationen aber deutlich zu hohe  $COP_{th}$  im Bereich von 0,7 bis 0,75 ( $COP_{w\_tm}$ ), während die Messungen Werte im Bereich von 0,45 bis 0,55 ( $COP_{th\_Ms}$ ) ergaben. Dementsprechend deutlich zu niedrig war der Energiebedarf im Austreiberkreis (Generator\_Sim). Durch hinzufügen eines „virtuellen“ völlig durchmischten Wasserspeichers im Austreiberkreis mit einer thermischen Kapazität von 150 Liter Wasser

und vergleichsweise schlechter Dämmung konnte eine verhältnismäßig gute Nachbildung der Absorptionskältemaschine erreicht werden, wie die letztendlich erreichten Werte für den  $COP_{th}$  ( $COP_{th\_Sim}$ ) und die damit erzielten Energiebilanzen zeigen.

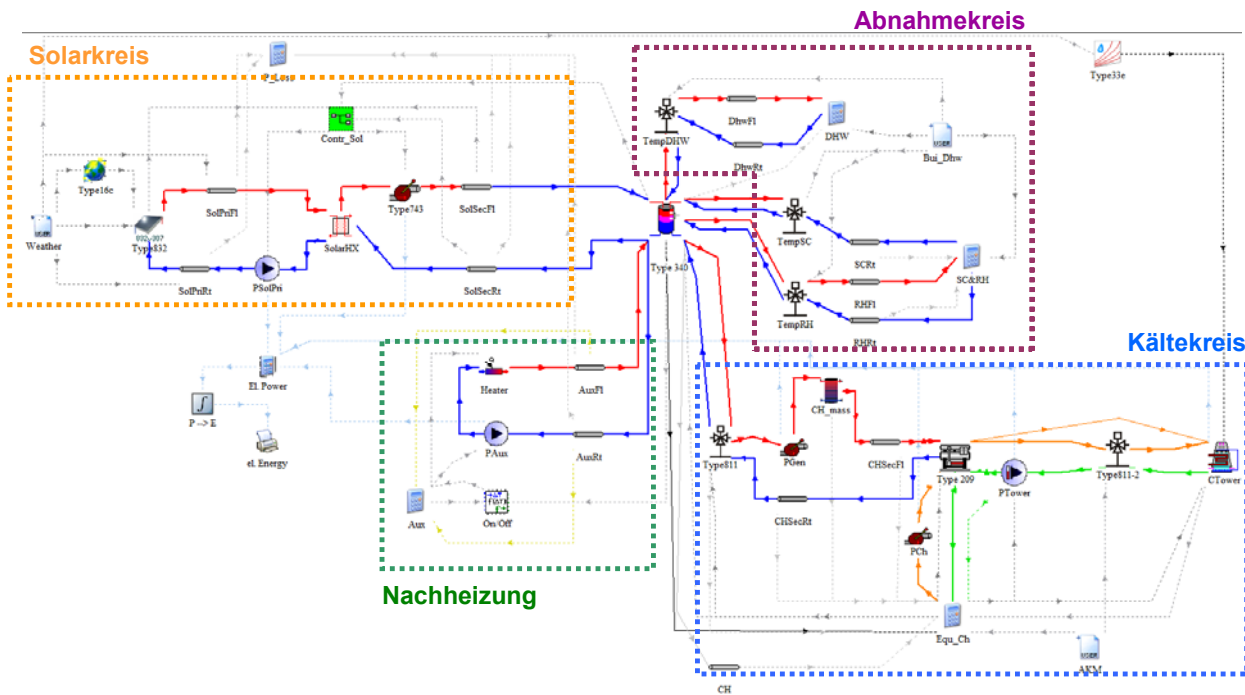


Abb. 7 – Prinzipschema des TRNSYS Simulationsmodells.

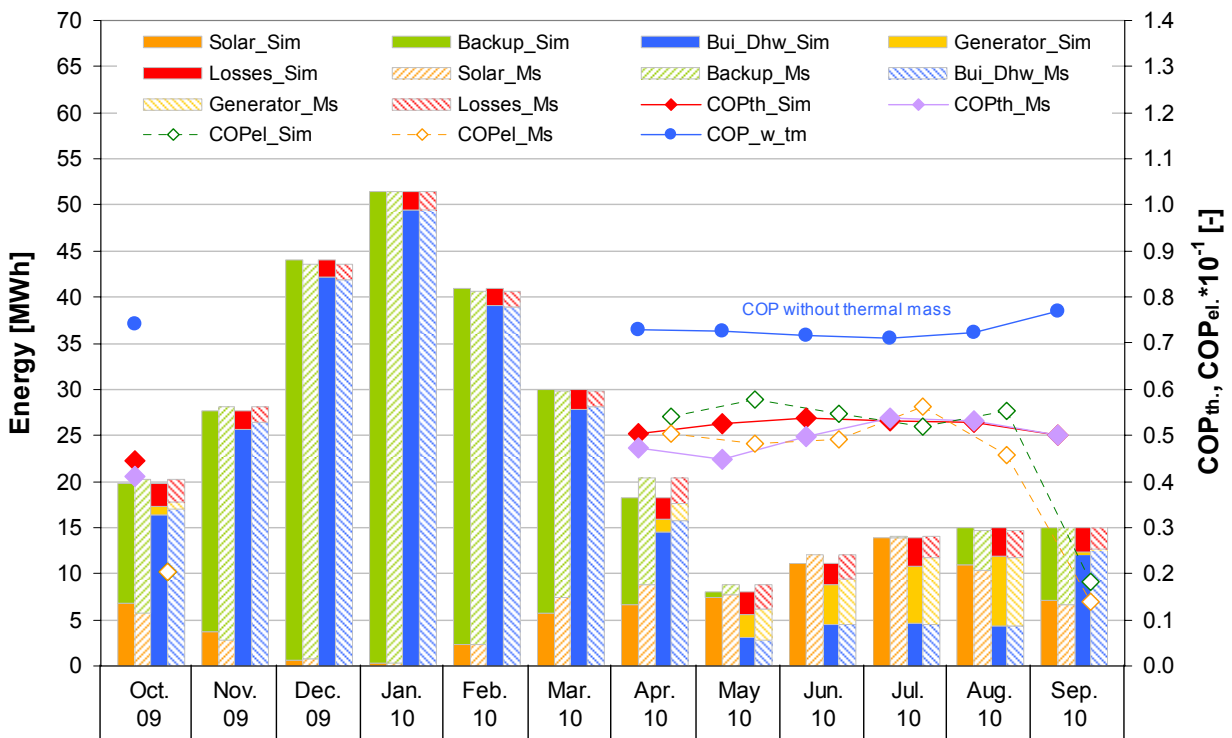


Abb. 8 – Jahressimulation im Vergleich zu den Messdaten. ( $_{Sim}$ ...Simulationenwerte,  $_{Ms}$ ...Messwerte)

---

Basierend auf diesem so validierten Simulationsmodell wurden 16 Variationsrechnungen durchgeführt, in welchen folgende Parameter variiert wurden:

- |             |   |
|-------------|---|
| 1) Ref.     | gemessene Anlage, keine Nachheizung im Juni und Juli (4,6m <sup>3</sup> Speichervolumen, 284m <sup>2</sup> Kollektor Aperturfläche, Rückkühltemperatur 27°C)                    |
| 2) Opt.00   | gemessene Anlage, mit Nachheizung im Juni und Juli  |
| 3) Opt.01a  | Speichervolumen 10m <sup>3</sup>  |
| 4) Opt.01b  | Speichervolumen 15m <sup>3</sup>  |
| 5) Opt.01c  | Speichervolumen 30m <sup>3</sup>  |
| 6) Opt.01d  | Speichervolumen 50m <sup>3</sup>  |
| 7) Opt.02a  | Rückkühltemperatur konstant 24°C  |
| 8) Opt.02b  | Rückkühltemperatur konstant 26°C  |
| 9) Opt.03a  | Kollektor Aperturfläche 150m <sup>2</sup>   |
| 10) Opt.03b | Kollektor Aperturfläche 200m <sup>2</sup>   |
| 11) Opt.03c | Kollektor Aperturfläche 250m <sup>2</sup>   |
| 12) Opt.03d | Kollektor Aperturfläche 350m <sup>2</sup>   |
| 13) Opt.03e | Kollektor Aperturfläche 400m <sup>2</sup>   |
| 14) Opt.03f | Kollektor Aperturfläche 450m <sup>2</sup>   |
| 15) Opt.04a | maximale Kälteproduktion: AKM ist ein wenn T_Aussen > 22°C und T_Speicher > 75°C, Massenflüsse um die AKM konstant wie gemessen: ca. 55% der Nennwerte laut Datenblatt der AKM. |
| 16) Opt.04b | wie Opt.04a, Massenflüsse um die AKM laut Datenblatt, also fast doppelt so viel wie zuvor.  |

In Abb. 9 sind die Simulationsergebnisse für die Sommerperiode April bis September 2010 dargestellt.

Die Variante Opt.00 zeigt deutlich, dass bei gleicher Kälteerzeugung durch das laufende heiß halten des Pufferspeichers über 24 Stunden in den Monaten Juni und Juli die Nachheizenergie um über 20% gestiegen ist. Ein flexibles Regelkonzept, welches nur nachheizt, wenn auch Kühlbedarf zu erwarten ist hat also beträchtliches Einsparpotential.

Die Varianten Opt.2 zeigen in der Simulation nur marginale Auswirkungen auf den Nachheizenergiebedarf, aber auch eine leichte Erhöhung des elektrischen COP<sub>el</sub>.

Die Variation der Kollektorflächen (Opt.3a-f) bei bestehendem Speichervolumen von 4,6m<sup>3</sup> zeigt, dass die realisierten 284m<sup>2</sup> Aperturfläche (304m<sup>2</sup> Bruttofläche) bereits am oberen Ende des sinnvollen Bereiches liegen. Bei Variante Opt.3b mit 200m<sup>2</sup> (-30% Fläche) ist der Nachheizenergiebedarf im Sommer um nur 4% höher, bei 150m<sup>2</sup> (-50% Fläche) aber bereits um fast 10%. Eine Erhöhung der Aperturfläche auf 450m<sup>2</sup> (+60%) bringt nur mehr eine Reduktion der Nachheizung um 5%.

Die Varianten Opt.1a-d zeigen, dass eine Vergrößerung des Speichers bis 30m<sup>3</sup> im Sommer eine doch deutliche Reduktion der Nachheizenergie um 40% bringen würde. Eine weitere Vergrößerung erhöht nur die Verluste im Speicher. Wenn allerdings eine gesamte Jahressimulation betrachtet wird (siehe Abb. 10), dann erkennt man, dass die Variante mit 15m<sup>3</sup> (Opt.1b) zu einer Erhöhung der jährlichen Einsparung an Nachheizenergie von 3% führt, größere Speicher aber wegen der dann deutlich steigenden Verluste sogar wieder weniger vorteilhaft sind. Die realisierten 4,6 m<sup>3</sup> scheinen also eine recht gute Wahl gewesen zu sein, auch wenn dieser kleine Speicher letztendlich aus architektenplanerischen Gründen mangels größeren verfügbaren Raumes so gewählt wurde.

---



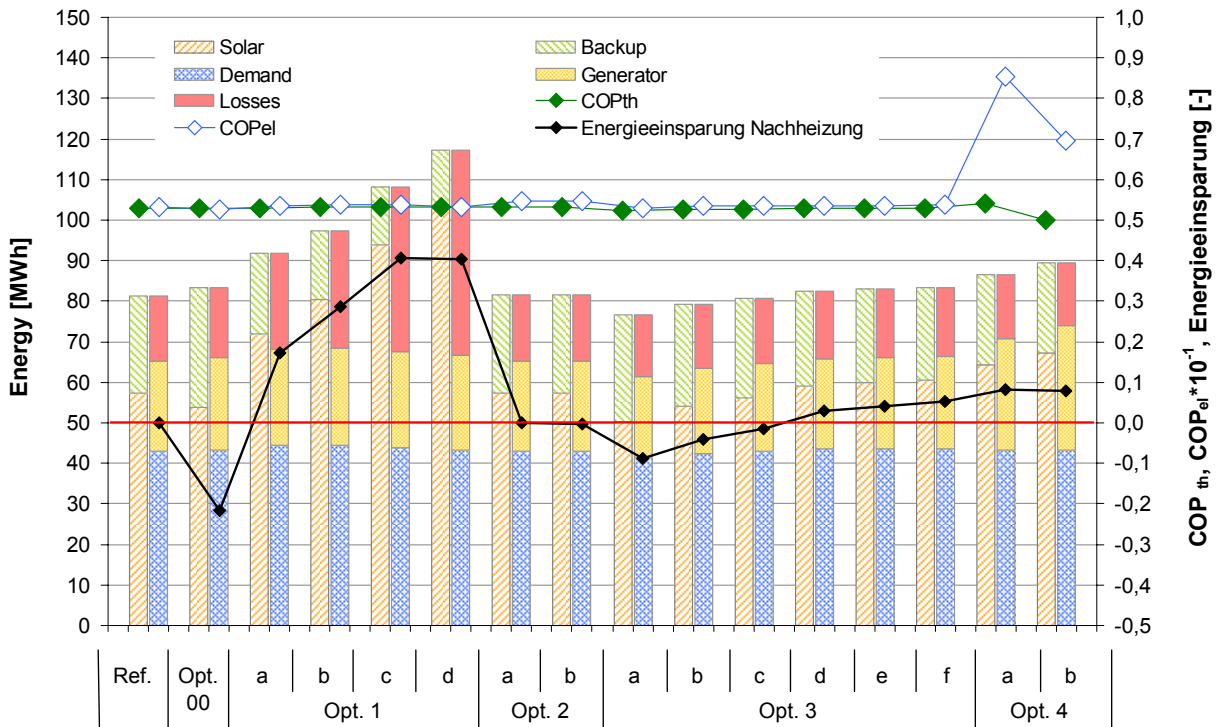


Abb. 9 – Variantensimulation (April – September 2010)

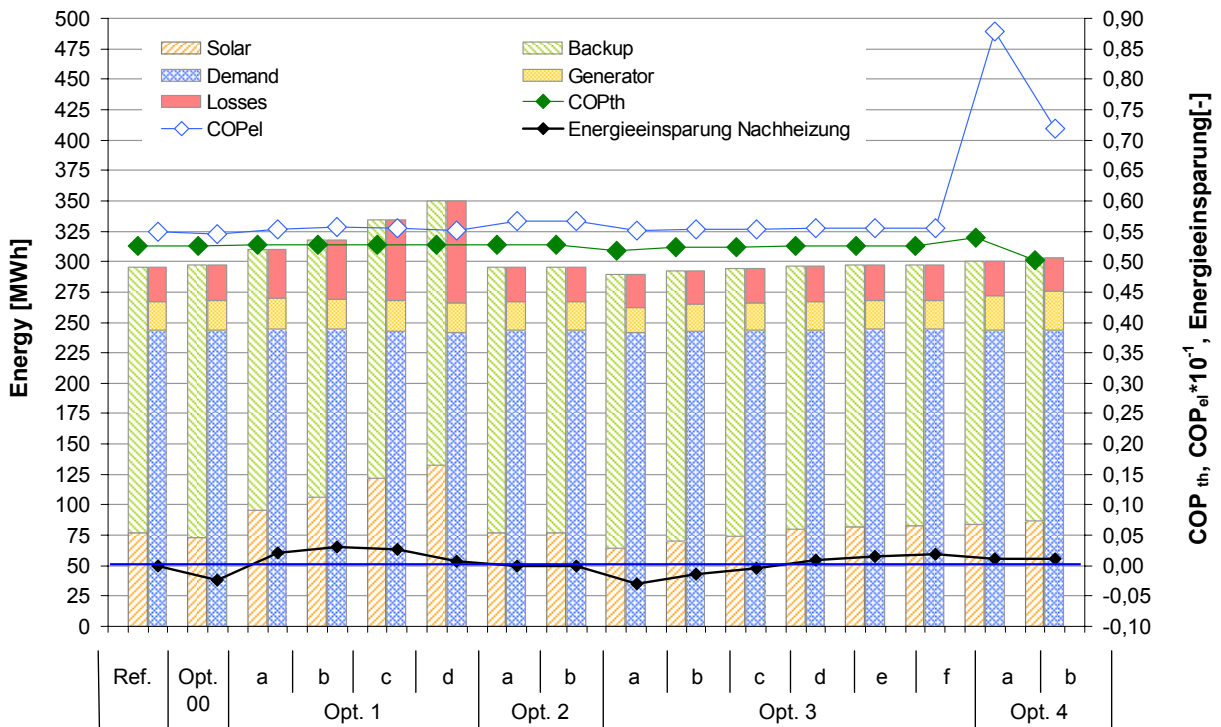


Abb. 10 – Variantensimulation 12 Monate: Okt 2009 bis Sep 2010

Die Varianten Opt.4 wurden simuliert, um zu sehen inwieweit sich möglichst konstante und durchgehende Betriebsbedingungen im Simulationsergebnis auswirken. Im Gegensatz zu allen anderen Varianten wurde in Opt.4 mehr Kälteenergie erzeugt als im Referenzfall, da die Betriebszeiten (Außentemperaturen über 22°C) deutlich länger sind als die

Betriebsstunden im Referenzfall mit Zeitfenster. Ebenfalls kommen die Wochenenden dazu, an welchen Kälte „erzeugt“ wird. In Summe wurde in Opt.4a 28% und in Opt.4b 32% mehr Kälte erzeugt. Gleichzeitig wurde aber um rund 8% weniger nachgeheizt. Der Solarertrag erhöhte sich um 12% (Opt.4a) bzw. sogar um 18% (Opt.4b). Der Grund dafür liegt einerseits in zusätzlichem Solarertrag an den Wochenenden aber auch an durchschnittlich deutlich niedrigeren Betriebstemperaturen der Solaranlage. Durch die längeren Betriebslaufzeiten wird mehr Austreiberenergie angefordert und der Pufferspeicher dadurch auf niedrigerem Temperaturniveau gehalten, da die Nachheizung nur mit 78°C Vorlauftemperatur simuliert wird.

Als Simulationsergebnis ist in Opt.4a ein signifikanter Anstieg des elektrischen COP<sub>el</sub> von sonst rund 5,4 auf 8,5 zu erkennen. Da bei jedem Abschalten der Absorptionskältemaschine die Kaltwasserpumpe und der Rückkühlkreis nachlaufen und dabei deutlich weniger bis gar keine Kälte erzeugt wird, hat dies bei häufigem Ein/Aus-Betrieb natürlich einen stark negativen Einfluss. In Abb. 11 und Abb. 12 sind für zwei exemplarische Tage das Betriebsverhalten der Absorptionskältemaschine dargestellt.

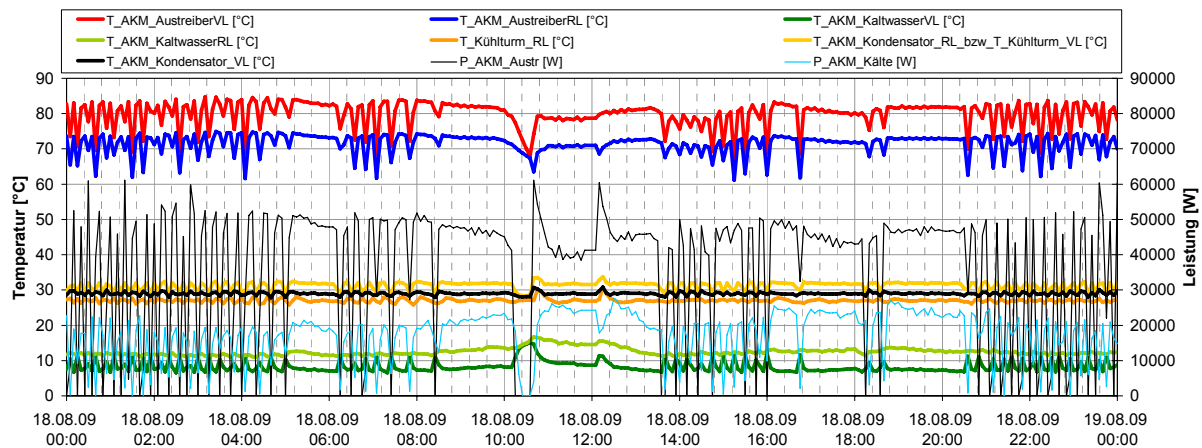


Abb. 11 – Betriebsverhalten der AKM am 18.08.2009

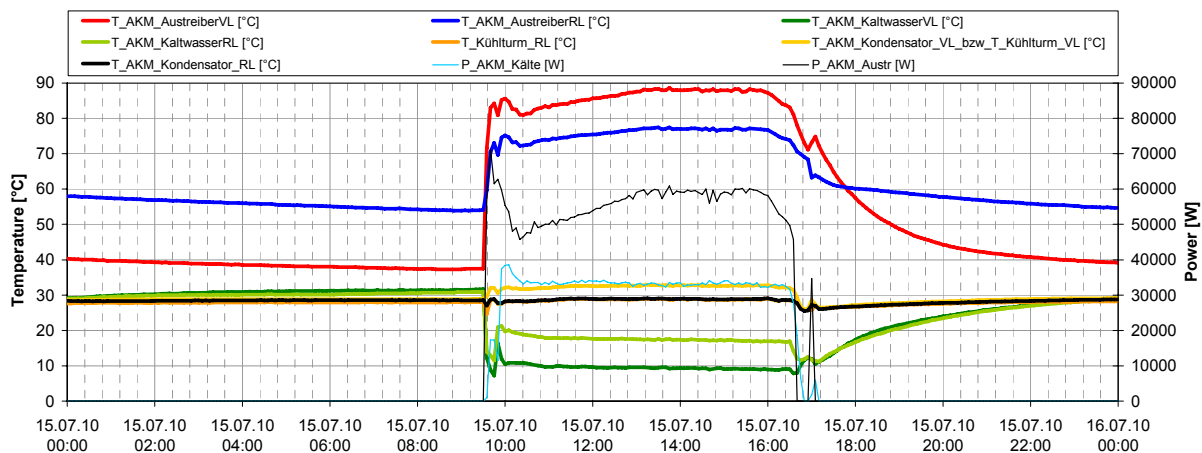


Abb. 12 – Betriebsverhalten der AKM am 15.07.2010

## 5 Betriebserfahrungen der DEC Anlage

In Abb. 13 ist das Schema der Lüftungsanlage mit dessicant evaporative cooling (DEC) abgebildet wie es auf der Online-Visualisierung zu sehen ist. Die Anlage liefert einwandfrei entsprechend den Planungsdaten bei einer Außentemperatur von 31,5°C mit 38% relativer

Luftfeuchte eine Zulufttemperatur von 19,1°C bei 78% relativer Feuchte. Da die Genauigkeit der Messtechnik der Regelung für energetische Auswertungen nicht die ausreichende Genauigkeit aufweist, können hier leider keine Angaben über die Effizienz gemacht werden.

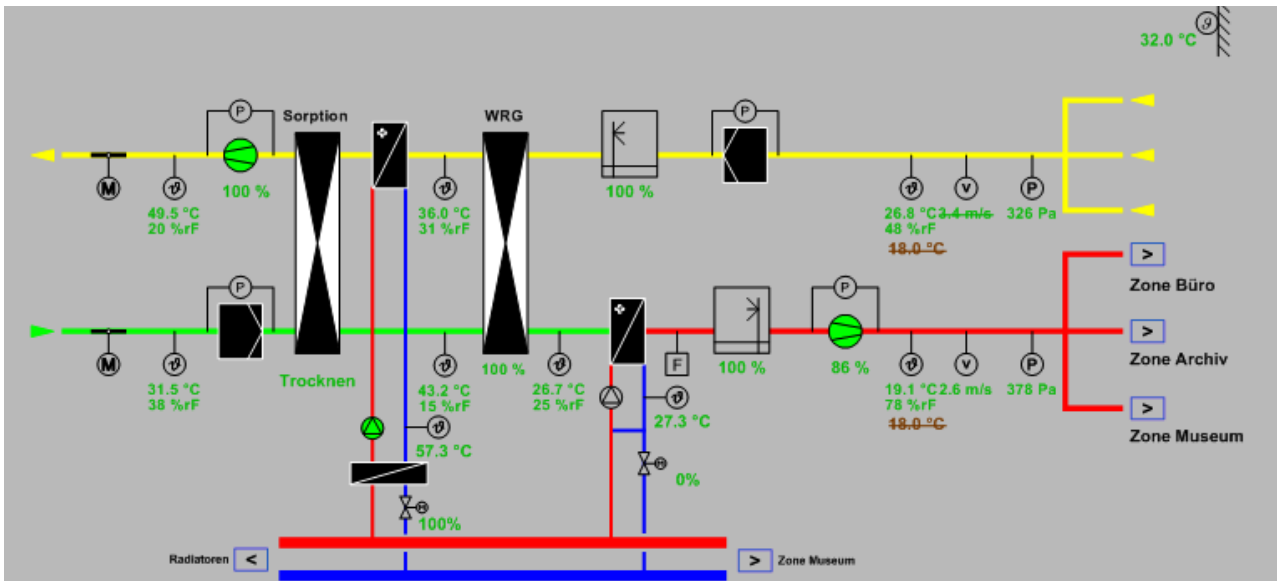


Abb. 13 – Screenshot der Online-Visualisierung der DEC

Hinsichtlich betriebstechnischer Erfahrungen sind 2 wesentliche Punkte zu berichten:

1) In unserem Klima wäre das „adiabate Kühlen“ ein wesentlicher Betriebspunkt. Dies bedeutet, dass die Abluft durch den Abluftbefeuchter gekühlt wird und diese „Kälte“ über das Wärmerückgewinnungsrad (WRG) auf die Zuluft übertragen und damit gekühlt wird. Bei entsprechenden Klimabedingungen reicht dies zur Luftkonditionierung aus und es muss die Lufttrocknung mittels Sorptionsrad nicht aktiviert werden und es kann auf das Trocknen des Sorptionsrades mittels Regenerationserhitzer im Abluftstrang verzichtet werden.

Das Sorptionsrad in dieser Anlage ist ein Silika-Gel Rad, welches zumindest in dieser Anlage leider zu Geruchsproblemen führt, wenn das Regenerationsheizregister die Abluft nicht beheizt und das Sorptionsrad nicht getrocknet wird. Damit war es in dieser Anlage bisher nicht möglich den sehr effizienten Betriebsmodus „adiabates“ Kühlen zu nutzen. Als Alternative wäre es möglich ein LiCl-Rad zu verwenden, von dem solche Geruchsprobleme bisher nicht bekannt sind oder im Zuluftstrang einen Bypass um das Sorptionsrad zu installieren. Inzwischen werden auch Silika-Gel Räder angeboten, welche mit Aktivkohle versehen sind, um dieses Problem zu vermeiden.

2) Für die Befeuchter in der DEC Anlage ist es notwendig technisch und hygienisch einwandfrei aufbereitetes Wasser zu verwenden um einerseits Gesundheitsprobleme zu vermeiden (so wie in jeder konventionellen Lüftungsanlage mit Befeuchtung) bzw. um einen zuverlässigen Betrieb zu gewährleisten, der nicht durch jegliche Ablagerungen oder Korrosion gestört wird. Die in dieser Anlage installierte Wasseraufbereitungsanlage besteht aus Enthärtung, Rückkehr-Osmosefilter und UV-Lampe. Die Standardeinstellung der Wasseraufbereitung war 24-Stundenbereitschaft mit dem Ergebnis, dass die Umwälzpumpe für die UV-Lampe durchgehend mit ca. 800W elektrischer Leistungsaufnahme in Betrieb war. Durch die dabei entstehende Erwärmung des Wassers wurde die Maximaltemperatur für die UV-Lampe relativ schnell erreicht und es musste zur

Kühlung Wasser durch ein automatisches Ventil abgelassen werden, welches durch frisches Wasser über die Rückkehr-Osmose (ca. 800W zusätzliche elektrische Leistungsaufnahme) wieder ersetzt wurde.

Aufgrund dieser mangelhaften Programmierung, verbrauchte die Wasseraufbereitung von Oktober 2008 bis März 2009 rund 144m<sup>3</sup> Wasser, wovon 46m<sup>3</sup> (nach Herstellerangaben berechnet, nicht gemessen) für die Zwangsregeneration der Enthärtungsanlage und für die Spülung der Umkehrosmoseanlage benötigt wurden, und 3470 kWh Strom, obwohl während der Heizperiode kein Bedarf an aufbereitetem Wasser besteht.

Nach erfolgter Adaption der Programmierung konnte für den Zeitraum Dezember 2009 bis Februar 2010 der Wasserverbrauch von 81 auf 6m<sup>3</sup> (Zwangsregeneration, Spülung, Warmwasser) und der Stromverbrauch von 1690 auf 41kWh reduziert werden. Im Vergleich zum Vorjahr konnte dadurch 93% des Wasser- und 98% des Stromverbrauchs eingespart werden. Abb. 14 zeigt den Wasserverbrauch und die elektrische Leistungsaufnahme der Wasseraufbereitung vor und nach den erfolgten Optimierungsmaßnahmen am 20.11.2009 um 11:00 Uhr.

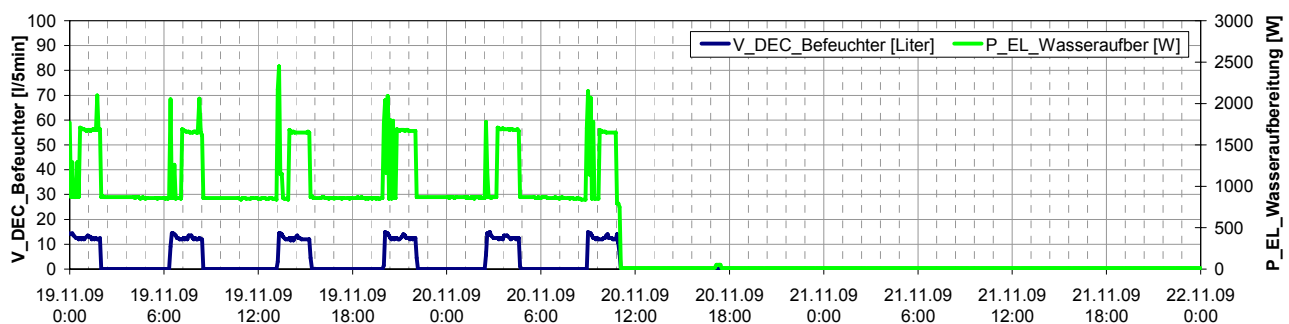


Abb. 14 – Wasseraufbereitung im Winter vor und nach der Umprogrammierung

## 6 Referenzen

- [1] Napolitano A., et.al., "D-A3a bzw. D-B3b: Monitoring Procedure for Solar Cooling Systems - A joint technical report of subtask A and B"; <http://iea-shc-task38.org/reports>
- [2] Jähmig D., Thür A., "D-A3b: Monitoring Results - A technical report of subtask A (Pre-engineered systems for residential and small commercial applications)", 2011, <http://iea-shc-task38.org/reports>
- [3] Focke H., Hofstätter R., „BETRIEBSERFAHRUNGEN UND VERGLEICH VON 3 SOLAREN ABSORPTIONSKÜHLANLAGEN IN OBERÖSTERREICH“, Seminarbeitrag Solares Heizen und Kühlen, 2011, Hotel Europa, Graz
- [4] Thür A., et.al., Solares Heizen und Kühlen für die Stadt Gleisdorf, 19. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Deutschland, 2009
- [5] Vukits, M., Thür, A., (2010) Solares Heizen und Kühlen für die Stadt Gleisdorf – Optimierung der Regelstrategie, OTTI 20.Symposium Solar Thermie, Bad Staffelstein, Germany
- [6] Projekt Homepage High-Combi: "HIGH solar fraction heating and cooling systems with COMBination of innovative components and methods", 6. Rahmenprogramm der EU, Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft – FFG, [www.highcombi.eu](http://www.highcombi.eu)
- [7] Amtmann D., „Solares Heizen und Kühlen in Bürogebäuden - Auswertung, Analyse und Dokumentation einer solarbasierten Kühlung mittels Absorptionskältemaschine und DEC-Anlage“, Diplomarbeit, 2011, FH-Pinkafeld