
HIGH COMBI ANLAGE – SOLARES HEIZEN UND KÜHLEN IM BÜROGEBÄUDE DER FEISTRITZWERKE GLEISDORF

Dipl. Ing. (FH) Martin Vukits, Dipl. Ing. Dr. Alexander Thür, DI Florian Altenburger
AEE – Institut für Nachhaltige Technologien
Feldgasse 19, A-8200 Gleisdorf
Tel.: +43-3112 / 5886-261, Fax: DW -18
E-Mail: m.vukits@aee.at

1 Einleitung

Die solarthermische Heiz- und Kühlanlage des im Jahre 1996 renovierten Bürogebäudes der Feistritzwerke wurde im Juni 2010 im Rahmen des EU-Projektes HighCombi realisiert und mit einem umfangreichen Monitoring ausgestattet [1]. Das Gebäude weist eine Grundfläche von 1000 m² auf. Das System ist Bestandteil der beiden nationalen Projekte „SolarCoolingMonitor“ und „SolarCoolingOpt“, welche zukünftige Verbesserungen von solaren Kühlanlagen zum Ziel haben. In [2], [3] und [4] erfolgten erste Veröffentlichungen zu dieser Anlage.

1.1 Energiekonzept

In Abb. 1 ist das Energiekonzept des Systems dargestellt. Die Kaltwassererzeugung für das Bürogebäude der Feistritzwerke erfolgt mit einer PINK PC19 Absorptionskältemaschine (AKM). Diese weist eine Nennkälteleistung von 19 kW auf und nutzt Ammoniak als Kältemittel und Wasser als Lösungsmittel. Als Rückkühlung des Kälteprozesses fungiert ein offener Nasskühlturm. Solarthermische Energie wird durch ein Kollektorfeld mit einer Fläche von 64 m² generiert und in einen Hochtemperaturspeicher mit einem Volumen von 2 m³ mittels einer Lanze eingeschichtet. Vier weitere 2 m³-Speicher sind untereinander parallel verschaltet und dienen als Niedertemperaturspeicher zur Aufnahme überschüssiger Energie. Sie sind zum Hochtemperaturspeicher hydraulisch in Serie geschaltet. Auf Grund der Tatsache, dass neben dem Bürogebäude und Lagerhallen auch ein Nahwärmenetz mit Wärme versorgt wird, stehen dem System mehrere Energieerzeuger zur Verfügung. Es sind dies zwei mit Pflanzenöl und ein mit Erdgas (Lion) betriebene Blockheizkraftwerke (BHKW), ein Gas-Brennwertkessel und ein Prototyp einer Tiefensonden-Hochtemperaturwärmepumpe.

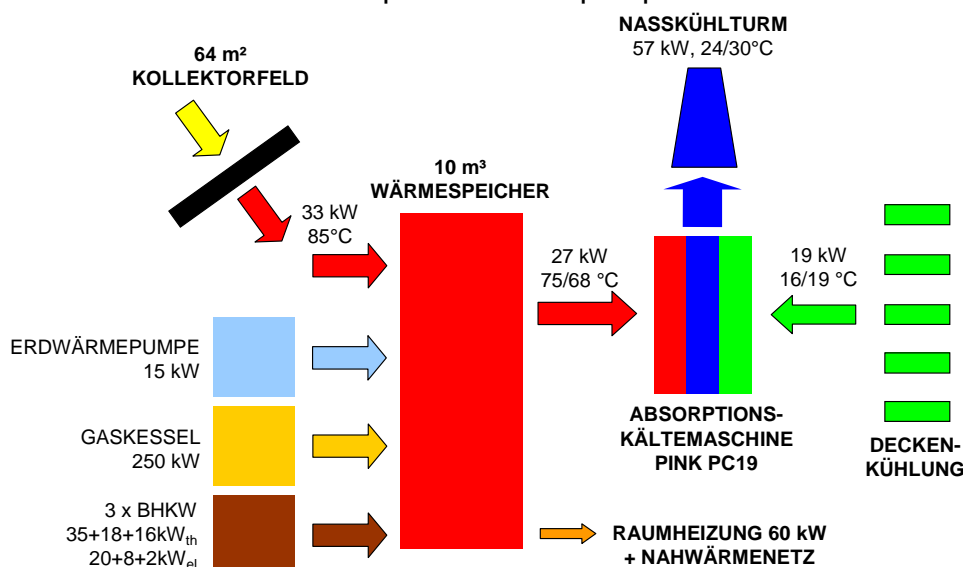


Abb. 1 - Energiekonzept des Feistritzwerke Systems.

Neben der solarthermischen Energie wird während der Kühlperiode primär die Abwärme der mit Pflanzenöl betriebenen BHKWs zur Nachheizung der AKM herangezogen. Die erzeugte thermische Energie wird in die Pufferspeicher geladen, woraus die Kältemaschine ihre Antriebsenergie bezieht. Das von der PC19 produzierte Kaltwasser wird direkt dem Kälteverteilsystem zugeführt. Dies erfolgt ohne Kaltwasserspeicher und einer ansonsten benötigten zweiten Kaltwasserpumpe, mit dem Vorteil von reduzierten Verlusten und geringerem Stromverbrauch. Die Büroräume werden über Deckenelemente mit Heiz- bzw. Kühlenergie versorgt. Diese Elemente bestehen aus abgehängten Gipskartonplatten mit integrierter Verrohrung. Zur Behaglichkeitssteigerung stehen während der Heizperiode zusätzlich noch Radiatoren zur Verfügung.

1.2 Regelstrategie

Das Systemkonzept basiert auf einer dynamischen Regelstrategie der Kälteleistung der Absorptionskältemaschine und der Kaltwasserverteilung ohne Kaltwasserspeicher. Die Kälteleistung der AKM wird an die aktuell geforderte Kühllast des Gebäudes angepasst. Dies erfolgt durch die Regelung der Volumenströme und der Temperaturen in den hydraulischen Kreisen rund um die Maschine (Austreiber- und Rückkühlkreis) als auch durch die Regelung der Drehzahl des Kühlturmventilators. Mit dieser Strategie werden ein Kaltwasserspeicher und eine zweite Kaltwasserpumpe entbehrlich, mit dem Vorteil eines geringeren Energieaufwands für die Kaltwassererzeugung (keine Speicherverluste, kein Stromverbrauch einer zweiten Pumpe).

Die einzelnen Raumtemperaturen werden mit Regelventilen über den Durchfluss der raumseitigen Deckenelemente geregelt. Eine Kälteverteilpumpe dessen Drehzahl auf einen Konstantdruck geregelt wird, versorgt die Deckenelemente mit Kaltwasser.

2 Monitoring des Systems

Sämtliche Temperaturen, Volumenströme und Wärmemengen werden innerhalb des Systems gemessen und in 5-Minuten Intervallen aufgezeichnet. Das Monitoringkonzept entspricht den Vorgaben der IEA SHC Task 38 der Internationalen Energieagentur in der detailliertesten Ebene: Level 3 [5]. Die Analyse der Monitoringdaten ergab nachfolgende Resultate.

2.1 Arbeitszahlen

In Abb. 2 sind die aus dem Monitoring erhaltenen thermischen Arbeitszahlen (thermal coefficient of performance – COP_{th}) und elektrischen Arbeitszahlen (electrical coefficient of performance – COP_{el}) als Monatswerte von Juli bis August für die Kühlperiode 2010 und von Mai bis September für die Kühlperiode 2011 dargestellt. Der COP_{th} liegt zwischen 0,53 und 0,64 und der COP_{el} zwischen 4,6 und 5,9. Es ist eine negative Tendenz beider Kennzahlen in den letzten Monaten zu erkennen - der COP_{th} nimmt seit Juni 2011 und der COP_{el} seit Juli 2011 stetig ab.

Als Ursache für diese Verschlechterung der Performance konnte eine Fehlfunktion der Wasseraufbereitung detektiert werden. Durch das nicht einwandfrei aufbereitete bzw. entkalkte Wasser des Rückkühlkreises verschmutzte ein Plattenwärmetauscher in der Kältemaschine in erhöhtem Ausmaße. Dadurch verschlechterte sich der Wärmeübergang im Wärmetauscher und der Prozess konnte weniger effektiv gekühlt werden, sodass die Arbeitszahlen kontinuierlich abnahmen.

Dies stellt zum wiederholten Male dar, dass die Wasseraufbereitung des Rückkühlkreises ein zentral wichtiger Bestandteil für den zuverlässigen Betrieb des Rückkühlkreises einer thermisch angetriebenen Kühlung ist. Es sei hier angemerkt, dass die in diesem System verwendete neuartige Wasseraufbereitung vom Hersteller des Kühlturmes als Prototyp zum Einsatz gekommen ist und offensichtlich noch nicht ausgereift ist.

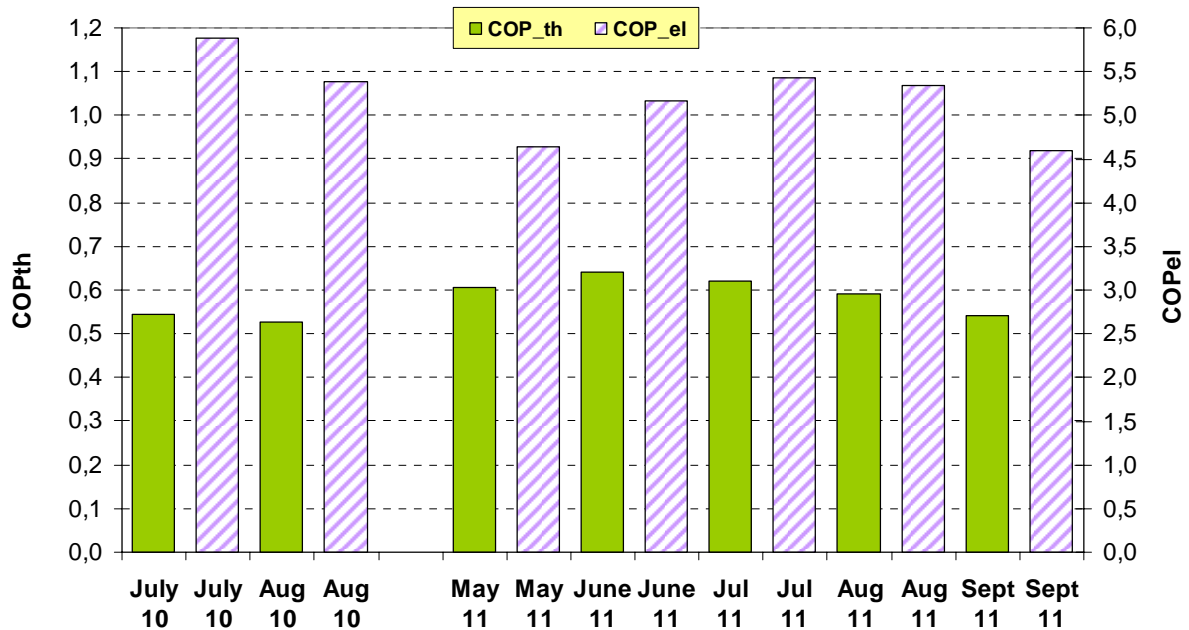


Abb. 2 - Thermische und elektrische Arbeitszahlen der PINK PC19.

2.2 Betriebsverhalten der Absorptionskältemaschine

Das Betriebsverhalten der AKM vom 17. Juli 2010 ist in Abb. 3 dargestellt. Es sind sowohl die Temperaturen des Austreiberkreises (T-AKM_HT-VL/RL), des sekundären Solarkreises (T-Solar_sek-VL/RL), des Rückkühlkreises (T-AKM_MT-VL/RL) und des Kaltwasserkreises (T-AKM_LT-VL/RL) dargestellt. Auch die aufgewendete Austreiberleistung (P-ACM_HT) und die erzeugte Kälteleistung (P-coldwater), sowie die gesamte aufgewendete elektrische Leistung der Kaltwasserproduktion (Pel-overall) sind in Abb. 3 enthalten. „Pel-overall“ inkludiert die elektrische Stromaufnahme der AKM selbst inklusive Lösungsmittelpumpe, den Kühlturmventilator, die Wasseraufbereitung sowie die Austreiber- und Rückkühlkreispumpen.

Ein Freecooling mittels der Tiefenbohrungen der Wärmepumpe als Wärmesenke und der Deckenkühlung als Wärmequelle ist während den Nachtstunden zwischen 18:00 und 6:45 mit einer Kälteleistung („P-coldwater“) von ca. 4 kW aktiv.

Im Laufe des Tages wird Kaltwasser mit Hilfe der AKM erzeugt, ausgenommen von zwei kurzen Unterbrechungen um 11:50 und 13:30. Durch das Umschalten der Solarbeladung vom Hochtemperaturspeicher in die Niedertemperaturspeicher sinkt unmittelbar „T-Solar_sek_RL“ und als dessen Resultat auch „T-Solar_sek_VL“. Unvorteilhafter Weise wird gleichzeitig auch die Kaltwasserproduktion der AKM gestoppt. Vermutlich geschieht dies durch eine Fehlfunktion in der übergeordneten Regelung und muss noch weiter analysiert werden. Der Grund für die relativ hohe Temperaturdifferenz zwischen „T-Solar_sek-VL“ und „T-AKM_HT-VL“ ist im hydraulischen Anschluss der beiden Kreise an den Hochtemperaturspeicher zu finden, zumal im Austreiberkreis kein Mischventil integriert ist.

Um 14:30 beträgt die von der AKM erzeugte Kälteleistung „P-coldwater“ 13,3 kW, die dafür aufgewendete Austreiberleistung „P-ACM_HT“ 21,2 kW und die dafür notwendige elektrische Leistung 2,34 kW. Dies resultiert in einer thermischen Arbeitszahl (COP_{th}) von 0,63 und einer elektrischen Arbeitszahl (COP_{el}) von 5,68. Zu diesem Zeitpunkt betragen die Temperaturen des Austreiberkreises 76,6/67,5 °C, die des Kaltwasserkreises 16,6/19,4 °C, die des Rückkühlkreises 27,5/31,9 °C und die des sekundären Solarkreises 84,5/69,8 °C.

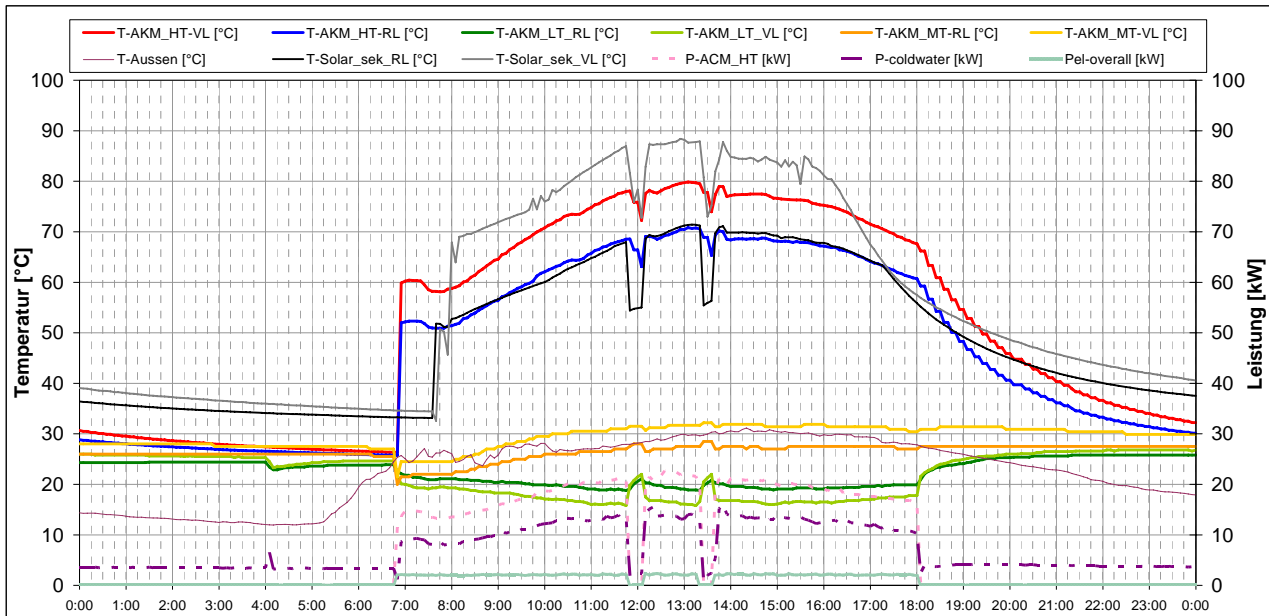


Abb. 3 - Betriebsverhalten der Kältemaschine am 17. Juli 2011.

2.3 Dynamische Leistungsregelung

Im Gegensatz zur geplanten dynamischen Regelstrategie der von der AKM erzeugten Kälteleistung zeigt die elektrische Stromaufnahme (Pel-overall) aktuell kein nennenswertes dynamisches Verhalten, siehe Abb. 3. Einzig die Austreiberpumpe variiert zwischen 90 und 140W, was aber bei insgesamt rund 2000W kaum ins Gewicht fällt.

Eine detaillierte Analyse stellte folgenden Umstand dar: Sobald die AKM startet, beginnt die Kaltwasserproduktion mit voller Leistung. Würde nun die Kaltwasservorlauftemperatur der AKM den hier fix eingestellten Sollwert von 16 °C erreichen, würde die dynamische Leistungsregelung der AKM in Erscheinung treten und die erzeugte Kaltwassertemperatur auf 16 °C regeln.

In dieser Anlage ist jedoch eine übergeordnete Regelung installiert, welche der AKM das Signal zum Kühlen gibt oder eben nicht. Wenn während der Kaltwassererzeugung die Temperaturdifferenz zwischen dem Vor- und Rücklauf der Deckenkühlung unter 2 K sinkt, schaltet diese übergeordnete Regelung auf Freecooling um, noch bevor die Maschine in den dynamischen Regelbereich gelangen konnte. Dieses Umschalten auf den Freecooling Betrieb geschah unter der Annahme, dass die Kühllast des Gebäudes gekennzeichnet durch diese Temperaturdifferenz, so gering ist, dass sie mit dem Freecooling abgedeckt werden kann. Die vom Anlagenbetreiber zur Umschaltung gewählte Temperaturdifferenz von 2 K stellte sich jedoch als zu groß heraus und beschränkte als Konsequenz die Betriebsweise und Betriebszeit der AKM. Dies resultierte in einer zu häufigen Umschaltung zwischen AKM- und Freecooling- Betrieb wie in Abb. 4 zu sehen ist.

Zusätzlich musste festgestellt werden, dass wegen der Ablagerungen im Wärmetauscher des Kondensators die Rückkühlpumpe durchwegs mit 100% Leistung betrieben wurde. Auch der Kühlturmventilator lief bisher durchwegs auf voller Leistung. Es wurde entdeckt, dass durch einen Montagefehler des Kühlturmherstellers der Ventilator aktuell durch einen viel zu großen Ringspalt Falschluff ansaugt und dadurch entsprechend eine deutlich reduzierte Förderleistung aufweist. Dies sind ebenfalls Gründe die dazu beitragen, dass bisher kein signifikanter Effekt durch das dynamische Regelkonzept zu erkennen war.

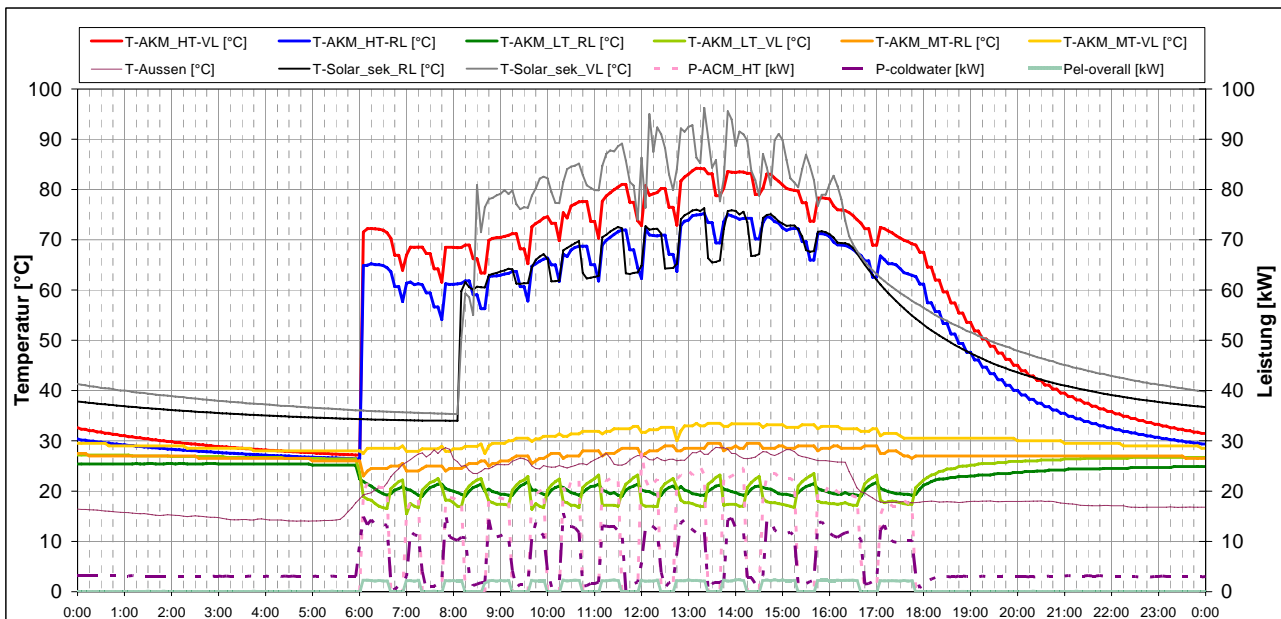


Abb. 4 - Betriebsverhalten der Kältemaschine am 15. August 2011.

2.4 Kälteverteilungssystem

Es konnte beobachtet werden, dass die erzeugte bzw. abgegebene Kälteleistung der AKM kaum über 15 kW stieg, wobei die Nennkälteleistung der AKM 19 kW betragen würde. Im Gebäude wurden 400 m² Deckenkühlelemente verbaut. Diese weisen unter den gegebenen Umständen eine Flächenleistung von ca. 40 W/m² auf. Die daraus resultierende mögliche Abgabeleistung des Kälteverteilungssystems beträgt damit unter günstigsten Umständen 16 kW. Folglich wird mit dieser installierten Fläche der Deckenkühlung die Kälteleistung der AKM durch das Verteilungssystem selbst begrenzt.

2.5 Monatliche Energiebilanzen

In Abb. 5 sind monatliche Energiebilanzen der Solaren Heiz- und Kühlanlage des Bürogebäudes der Feistritzwerke von Juli 2010 bis Oktober 2011 dargestellt. Die Wärmeverluste des Systems liegen zwischen 18 % und 35 % während der Heizperiode und zwischen 35 % und 50 % während der Kühlperiode. Diese relativ hohen Verluste sind grundsätzlich auf das Mehrspeicherkonzept mit 5 Speichern zu je 2 m³ zurückzuführen, wobei im Speziellen diese verwendeten Speicher alte Bestandsspeicher waren und inzwischen einen schlechten Dämmstandard aufweisen. Die durch die Pflanzenöl BHKW erzeugte Wärmemenge wird ca. 150 m vom Speicher entfernt erzeugt und gemessen und demnach gehen diese nicht unerheblichen Leitungsverluste auch in die Systemverluste mit ein.

Abb. 6 zeigt die Aufteilung des Stromverbrauches der Kälteerzeugung während der Kühlperiode Mai 2011 bis September 2011 mit einem saisonalen elektrischen COP_{el} von 5,1 für die thermische Kälteerzeugung bzw. 4,9 inkl. der Solarpumpen. Der elektrische Energieaufwand für die Rückkühlung beträgt 67,9 % des gesamten Stromverbrauches (Kühlturmventilator und Rückkühlpumpe). In diesem konkreten Fall hat auf Grund der Probleme mit der Wasseraufbereitung und der daraus resultierenden Verschlechterung des Wärmeübergangs im Kondensator-Wärmetauscher der Stromverbrauch der Rückkühlpumpe noch deutliches Reduktionspotential. Auch der Stromverbrauch des

Kühlturmventilators sollte noch deutlich reduziert werden können, wenn der Montagefehler korrigiert und die Falschlufansaugung damit unterbunden ist. Dies zeigt auch deutlich die Wichtigkeit einer sorgfältigen Auslegung und Dimensionierung dieser beiden Komponenten und deren großen Einfluss auf die elektrische Arbeitszahl der Kaltwassererzeugung.

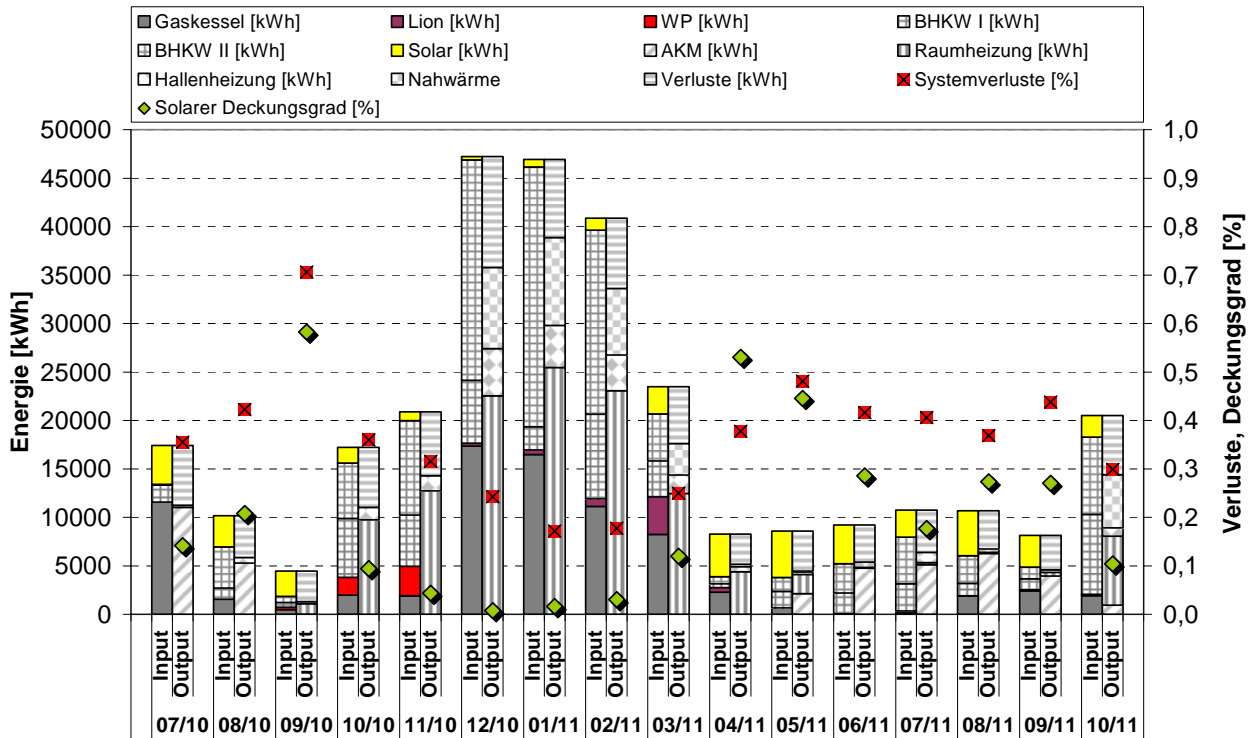


Abb. 5 - Energiebilanz der Solaren Heiz- und Kühlanlage.

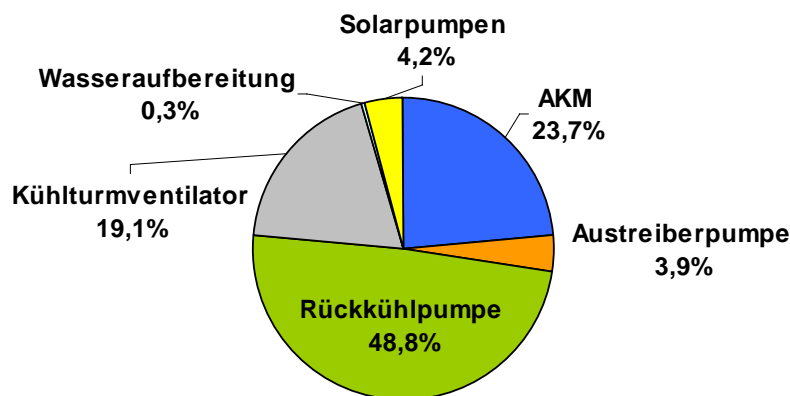


Abb. 6 - Aufteilung des Stromverbrauchs der Kaltwassererzeugung (Mai – Sep 2011).

3 Simulation - Optimierungen

Das solare Heiz- und Kühlsystem und seine Komponenten wurden in TRNSYS abgebildet und mit den vorhandenen Messdaten validiert. Mit diesem digital abgebildeten System konnten verschiedene Simulationsvarianten durchgeführt bzw. theoretische Optimierungsmaßnahmen betrachtet werden.

3.1 Simulationsvarianten

Abb. 7 zeigt die verschiedenen Systemkonfigurationen der Simulationsvarianten. Diese unterscheiden sich grundsätzlich in der Größe des Speichervolumens und dessen Dämmqualität, in der Höhe der Rückkühltemperatur und in der Größe des Kollektorfeldes. Die Kollektorflächen aller Varianten (außer Opt.3a-e und Opt.4) betragen wie beim Referenzsystem 64 m² und das Speichervolumen aller Varianten (außer Opt.1a-c und Opt.4) betragen ebenfalls wie beim Referenzsystem 10 m³. Die Rückkühltemperatur entspricht für alle Optionen (außer Opt.2a,b) der tatsächlich gemessenen Temperatur.

| Variante | Erklärung | |
|----------|---|--|
| Opt.00 | AKM ohne thermische Masse | |
| Opt.1a | Speichervolumen 5m ³ | ⇒ Speichervolumen |
| Opt.1b | Speichervolumen 2m ³ | |
| Opt.1c | Speichervolumen 2m ³ & 30cm Isolierung | |
| Opt.2a | Rueckkuehltemperatur 24°C | ⇒ Rückkühltemp. const |
| Opt.2b | Rueckkuehltemperatur 26°C | |
| Opt.3a | Kollektorflaeche 40m ² | ⇒ Kollektorfeldgröße |
| Opt.3b | Kollektorflaeche 80m ² | |
| Opt.3c | Kollektorflaeche 100m ² | |
| Opt.3d | Kollektorflaeche 150m ² | |
| Opt.3e | Kollektorflaeche 200m ² | |
| Opt.4 | Kombination Opt.1c & Opt 3c | ⇒ Kollektorfeldgröße + Speichervolumen+ perfekte Dämmung |

Abb. 7 - Simulationsvarianten.

3.2 Simulationsergebnisse

Abb. 8 zeigt die Simulationsergebnisse der verschiedenen Optimierungsvarianten für die Sommerperiode April bis August. In diesem Diagramm ist die Energiebilanz und die Einsparung der Nachheizenergie gegenüber der gemessenen Referenzanlage für die einzelnen Optionen dargestellt.

Die Variante ohne thermische Masse der AKM (Opt.00) zeigt, dass das aktuell verwendete TRNSYS Modell (Type 209) zur Simulation der Absorptionskältemaschine ohne Adaptierung und Abgleich mit Messergebnissen deutlich zu optimistische Ergebnisse errechnet.

Da die Speicherbatterie von 10 m³ (5 x 2m³) bereits beim Bau der Anlage vorhanden war, ergibt sich ein sehr großes spezifisches Speichervolumen von 156 l/m² Kollektorfläche. In Kombination mit der alten und damit nicht mehr guten Dämmung führt dies zu relativ hohen Verlusten, wie in der Variante Ref zu sehen ist. Um in der Simulation für die Variante Ref zu annähernd gleichen Verlusten zu kommen, musste für die 10 m³ Speicherbatterie eine Verlustrate von 105 W/K (!!) angenommen werden.

Es zeigt sich, dass die Reduktion des Speichervolumens (Opt1a-c) mit bis zu 38 % und die Erhöhung der Kollektorfläche (Opt3b-e) mit bis zu 74 % höheren Energieeinsparungen führen als das gemessene Referenzsystem. Die Optionen mit konstanten Rückkühltemperaturen (Opt.2a,b) führen in den Simulationen jedoch zu leicht erhöhter Nachheizenergie.

Eine einfach zu realisierende Optimierungsmaßnahme des Systems wäre die Reduktion des Speichervolumens auf 2 m³ (Opt1b), da nur der Hochtemperaturspeicher von den Niedertemperaturspeichern per Absperrventile getrennt werden müsste. Diese Maßnahme würde zur Erhöhung der Energieeinsparung um 20 % führen. Würde dieser eine Speicher

noch deutlich besser gedämmt werden (Opt1c: 16 W/K statt 47 W/K, was immer noch ca. doppelt so viel ist wie nach ENV12977), würde sich die Erhöhung der Energieeinsparung auf 38 % nahezu verdoppeln. Kombiniert mit einer Vergrößerung der Kollektorfläche von 64 m² auf 100 m² würde die Erhöhung der Energieeinsparungen nur noch auf 42 % steigen (Opt.4).

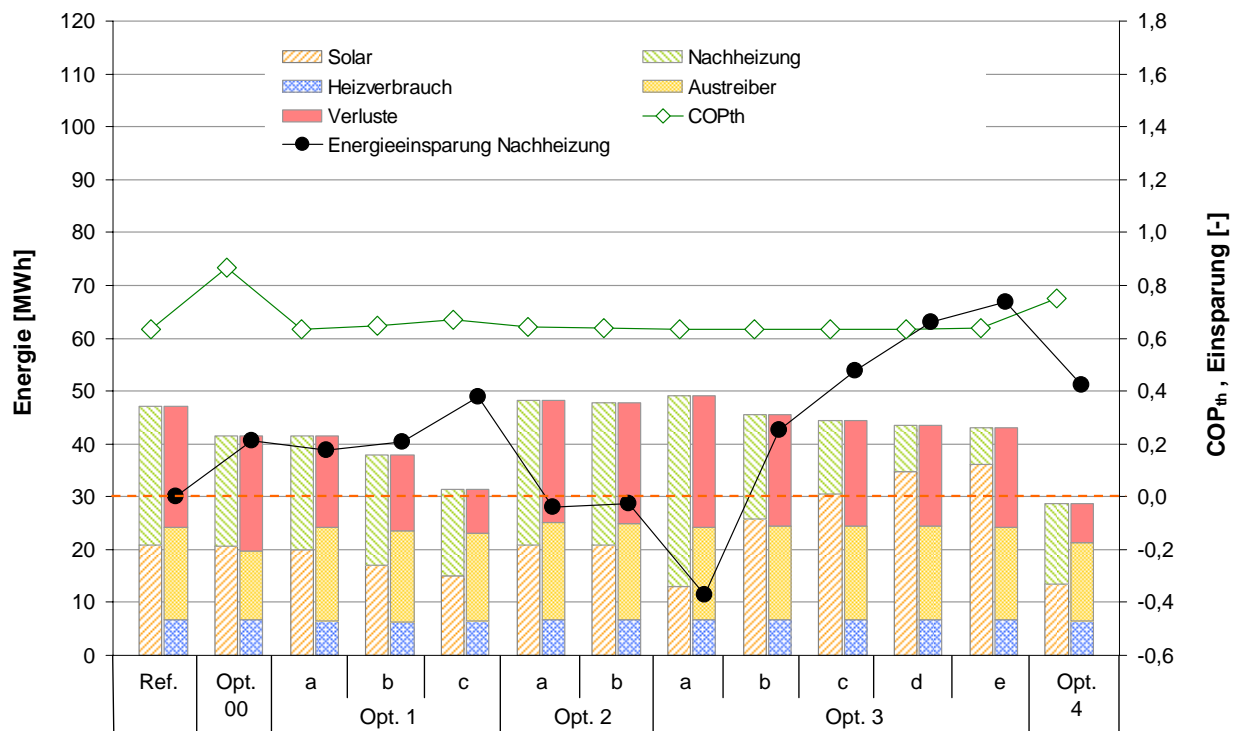


Abb. 8 – Simulationsergebnisse für die Sommerperiode April bis August mit der Energieeinsparung der Nachheizung im Vergleich zur gemessenen Referenzanlage.

4 Zusammenfassung

- Die Wasseraufbereitung ist ein zentral wichtiger Bestandteil der solaren Kühlung in Kombination mit einem offenen Naßkühlturm.
- Kälteverteilssystem und übergeordnete Regelung sind wesentliche Teile des Systems mit großem Einfluss auf die Effizienz.
- Die System- und Speicherverluste sind relativ hoch
 - 5 x 2 m³ Pufferspeicher
 - Lange Leitungen von den BHKWs zu Pufferspeicher
- Verminderung des Speichervolumens auf 2 m³ bei den bestehenden 64 m² Kollektorfläche:
 - Reduktion der Nachheizenergie um 20 %
 - Zusätzliche Dämmung bewirkt weitere Reduzierung auf 40 %

Für die solarthermische Kälteerzeugung sind der COP_{el} mit 5 und der COP_{th} mit 0,6 als saisonale Werte über den gesamten Sommer trotz der beschriebenen Komplikationen in einem guten Bereich und es besteht Potential besonders den COP_{el} durch Beseitigung der vorhandenen Probleme im Rückkühlkreis noch deutlich nach oben verbessern zu können. Der weitere Verlauf des Projektes SolarCoolingOpt wird dies zeigen.

5 Referenzen

- [1] Projekthomepage High Combi: “HIGH solar fraction heating and cooling systems with COMBInation of innovative components and methods”, URL: www.highcombi.eu
 - [2] Thür, A., Jähnig, D., (2011): IEA SHC Task 38 Subtask A – Final Results and Outlook on the Austrian Solar-Cooling-Opt Project, OTTI 4th International Conference Solar Air-Conditioning, Larnaca, Cyprus
 - [3] Thür, A., Jähnig, D., Nunez, T., Wiemken, E., Helm, M., Mugnier, D., Finocchiaro, P., Nocke, B., (2009): Monitoring Program of Small-Scale Solar Heating and Cooling Systems within IEA-SHC Task 38 – Procedure and First Results, Eurosun Conference 2010, Graz, Austria
 - [4] Vukits, M., Altenburger, F., Thür, A. (2011): Operation and Energy Performance as well as Simulation Results of two Solar Cooling Plants in Gleisdorf, OTTI 4th International Conference Solar Air-Conditioning, Larnaca, Zypern
 - [5] 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>
-