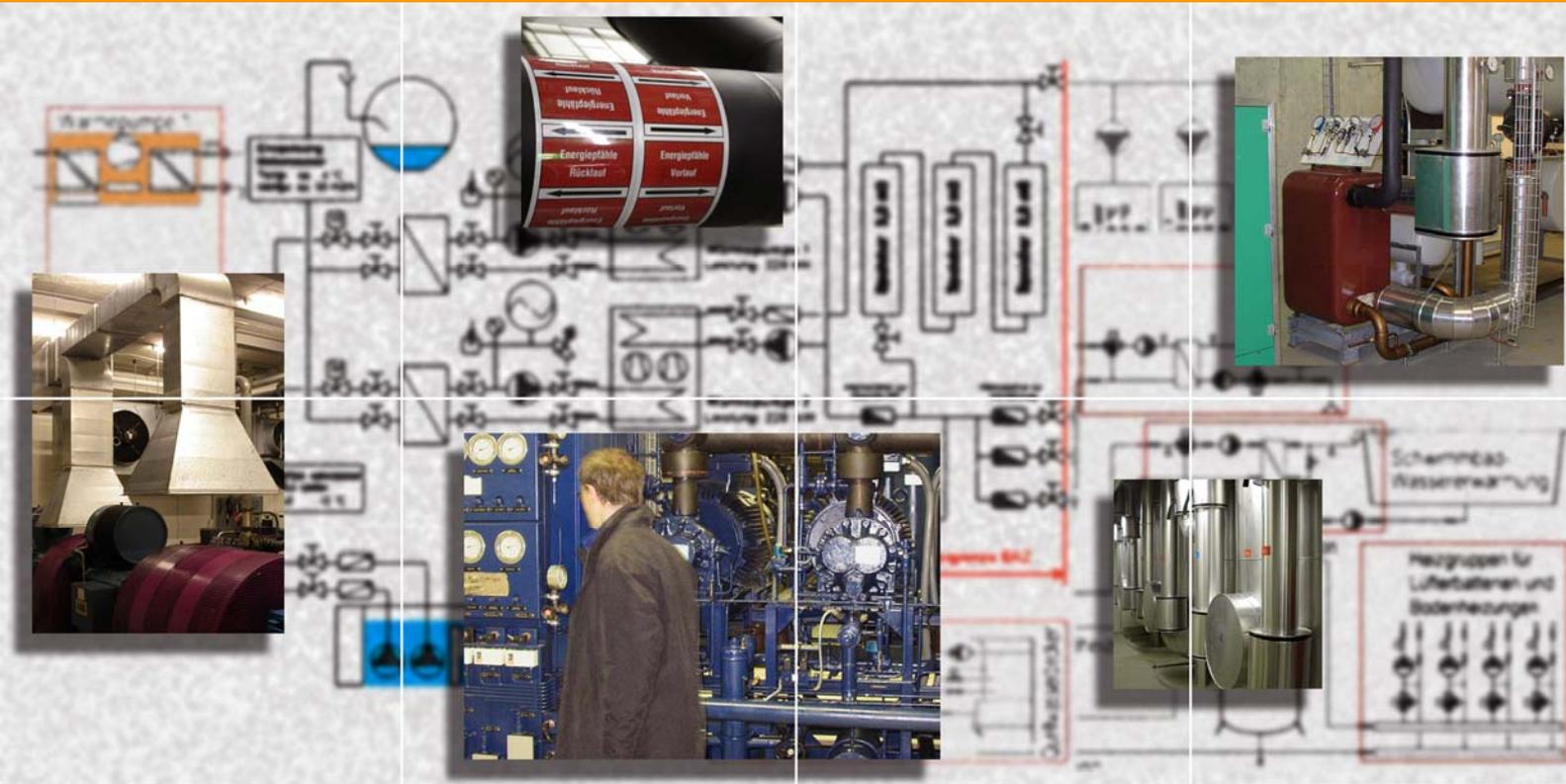


Potenziale von Gross-Wärmepumpen besser nutzen

Konzeption, Anwendungen, Kundensicht

Mittwoch, 14. Juni 2006 HTI Burgdorf



13. Tagung des Forschungsprogramms
Umgebungswärme, Wärme-
Kraft-Kopplung, Kälte des
Bundesamts für Energie (BFE)

Hrsg.:
Max Ehrbar und
Fabrice Rognon



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Bundesamt für Energie BFE

Potenziale von Gross-Wärmepumpen besser nutzen

Konzeption, Anwendungen, Kundensicht

Tagungsband zur
13. Tagung des Forschungsprogramms
Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung,
Kälte des Bundesamts für Energie (BFE)

14. Juni 2006
Bernere Fachhochschule
HTI Burgdorf

Max Ehrbar und Fabrice Rognon (Hrsg.)



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Bundesamt für Energie BFE

Alle Beiträge dieses Tagungsbands können ab Juli 2006 von der folgenden Internet-Adresse heruntergeladen werden:
Forschungsprogramm Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung (UAW) des Bundesamts für Energie (BFE)
www.waermepumpe.ch

Vorwort

Potenziale von Gross-Wärmepumpen besser Nutzen

Die grossen Wärmepumpen kommen! Was vor wenigen Jahren noch eine Fragestellung war, ist heute Tatsache. Die Rahmenbedingungen für leistungsstarke Anlagen haben sich positiv verändert und zu einer Trendwende geführt. Doch was sind eigentlich grosse Wärmepumpen und wo liegen ihre Potenziale? Welche Wärmequellen nutzen diese sinnvollerweise? Welche planerischen Herausforderungen stellen sich bei Gross-Wärmepumpen? Und welche besonderen Vorzüge weisen sie beim Einsatz auf? Mit diesen Fragen hat sich das Programm für Pilot- und Demonstrationsprojekte des Bereichs Umgebungswärme vom Bundesamt für Energie (BFE) in den letzten 14 Jahren beschäftigt.

Die Potenziale für weitere Entwicklungsschritte der Technologie und eine Steigerung des Wirkungsgrads sind vorhanden. Die Fülle an nutzbaren Wärmequellen begünstigt wirtschaftliche Anwendungen, doch sind die Herausforderungen für Planung, Berechnung und Umsetzung nach wie vor gross.

Die Wärmepumpen-Tagung 2006 in Burgdorf beleuchtet diese Themen und stellt zahlreiche bedeutende Praxisbeispiele und anwendungsorientierte Ergebnisse vor. Dabei soll auch der Dialog mit Herstellern, Installateuren, Planern, Architekten und Nutzern gefördert werden. Im Gespräch werden Impulse für die kundengerechte Weiterentwicklung der Wärmepumpen-Technik für hohe Leistungen vermittelt – damit Umgebungswärme zu einem relevanten Faktor der Energieerzeugung werden kann.

Max P. Ehrbar

Programmlinier Pilot- + Demonstrationsprojekte

Fabrice Rognon

*Bereichsleiter Umgebungswärme, WKK, Kälte
Bundesamt für Energie (BFE)*

Avant-propos

Mieux utiliser les potentiels des grosses pompes à chaleur

L'ère des grandes pompes à chaleur est lancée! Ce qui n'était encore qu'une hypothèse il y a quelques années est aujourd'hui un fait. Les conditions-cadres pour les installations à forte puissance se sont améliorées et ont entraîné un renversement de tendance. Mais qu'est-ce qu'une grande pompe à chaleur et quels sont ses potentiels? Quelles sources de chaleur exploiter? Quels avantages particuliers peut-on tirer de son utilisation? Autant de questions que le programme de l'Office fédéral de l'énergie (OFEN) pour les projets pilotes et de démonstration dans le domaine de la chaleur ambiante a traité durant ces 14 dernières années.

Les possibilités d'optimiser la technologie et d'améliorer son efficacité sont bien réelles. L'abondance de sources de chaleur exploitables favorise les applications commerciales. Cependant, la planification, le calcul et la mise en œuvre représentent toujours autant de défis.

Lors du symposium 2006 sur les pompes à chaleur qui se déroulera à Berthoud, nous analyserons cette thématique et vous présenterons de nombreux exemples et résultats significatifs tirés de la pratique. Nous souhaitons également y encourager le dialogue avec les producteurs, les installateurs, les planificateurs, les architectes et les utilisateurs. Cette manifestation vise à stimuler le développement de la technologie des grandes pompes à chaleur en mettant l'accent sur les attentes de la clientèle. Ainsi, la chaleur ambiante tiendra une place déterminante dans la production d'énergie.

Max P. Ehrbar

Chef du programme pour les projets pilotes et de démonstration

Fabrice Rognon

*Responsable du domaine Chaleur ambiante, CCF, froid
Office fédéral de l'énergie (OFEN)*

Referenten

Fabrice Rognon

Dipl. Ing. ETH
Bundesamt für Energie (BFE)
Sektion Erneuerbare Energien
Bereichsleiter Umgebungswärme, WKK, Kälte
CH-3003 Bern
fabrice.rognon@bfe.admin.ch

Peter Hubacher

Dipl. Ing. HTL/HLK
Hubacher Engineering
Tannenbergrasse 2
CH-9032 Engelburg
he-ko@bluewin.ch

Bernhard Eggen

Dipl. Ing. FH
Dr. Eicher + Pauli AG
Zinggstrasse 1
CH-3007 Bern
bernhard.eggen@eicher-pauli.ch

Rolf Löhner

Dipl. Ing. FH
Scheco AG
In der Euelwies 17
CH-8408 Winterthur
rolf.loehner@scheco.ch

Patrice Anstett

Ing. IUT-génie thermique
Tecnoservice Engineering SA
Case postale 433
CH-2074 Marin-Épagnier
patrice.anstett@tecnoservice.ch

Vinicio Curti

Dr. Ing. ETH
Termogamma SA
Via Industria
CH-6710 Biasca
vinicio.curti@termogamma.ch

Beat Wellig

dipl. Ing. ETH/HTL
Projektleiter und Fachexperte Energietechnik
Ernst Basler + Partner AG
Mühlebachstrasse 11
CH-8032 Zürich
beat.wellig@ebp.ch

Jean-Ph. Borel

Dr. ing. méc. EPFZ
Ingénieur Conseil
BEC Borel Energy Consulting
Rue des Cerisiers 5
CH-1530 Payerne
contact@borelenergy.ch

Georg Dubacher

ewz
Leiter Energiedienstleistungen
Beatenplatz 2
CH-8001 Zürich
georg.dubacher@ewz.stzh.ch

Primo Bianchi

dipl. Arch ETH
Schweizerische Rückversicherungs-Gesellschaft
Mythenquai 50/60
CH-8022 Zürich
Primo_Bianchi@Swissre.com

Inhaltsverzeichnis

Bedeutung der Gross-Wärmepumpen in der schweizerischen Energiepolitik Importance des grosses pompes à chaleur dans la politique énergétique Fabrice Rognon	9 18
Dezentrale oder zentrale Wärmeversorgung aus energetischer und wirtschaftlicher Sicht Peter Hubacher	27
Wärmequellenkonzepte für Gross-Wärmepumpen Bernhard Eggen	44
Temperaturgerechte Wärmeauskopplung Rolf Löhner	56
Mesures des données énergétiques d'une pompe à chaleur air/eau au CO2 (R744) pour préparation d'eau chaude sanitaire dans un hôpital Patrice Anstett	66
Installation de production combinée de chaud et de froid du nouveau bâtiment de Grünenfelder SA Vinicio Curti	74
Wege aus der „Stromfalle“ in der Gebäudekühlung: Klimakälteanlagen mit JAZ > 20 Beat Wellig	82
Chaleur et froid: faites-le avec une pompe à chaleur Wärme und Kälte: eine Wärmepumpe kann beides produzieren Jean-Ph. Borel	102 122
Abwicklung von Gross-Wärmepumpen-Projekten aus der Sicht eines Contractors Georg Dubacher	143
Ökologie und Ökonomie – ein Widerspruch ? Primo Bianchi	149
Abkürzungsverzeichnis	157
Nützliche Adressen	158

Fabrice Rognon
Bundesamt für Energie (BFE)
Sektion Erneuerbare Energien
Bereichsleiter BFE-Programm UAW
CH-3003 Bern
fabrice.rognon@bfe.admin.ch
www.waermepumpe.ch
www.bfe.admin.ch/themen/00490/00502/index.html?lang=de

Bedeutung der Gross-Wärmepumpen in der schweizerischen Energiepolitik

Zusammenfassung

Mit „gross“ sind eigentlich komplexe Wärmepumpen-Anlagen gemeint, welche eine Planung verlangen. Die Grossen werden von einem Ingenieur geplant, die Kleinen vom Installateur ausgewählt. Das energetische und wirtschaftliche Potenzial ist sehr gross: Im Jahr 2035 werden wahrscheinlich 500'000 Wärmepumpen etwa die Hälfte des Wärmebedarfs der Schweiz abdecken. Dazu braucht es jedoch eine markante Erhöhung des Marktanteils von Wärmepumpen mit Leistungen über 20 kW_{th}. Die Qualitätssicherung kann aber nicht wie bei Klein-Wärmepumpen mit der Auswahl der Maschine durch den Installateur und dem Einbau gemäss Standardschaltungen erfolgen. Dazu werden vom BFE im Programm Forschung und Entwicklung geeignete Instrumente zur Qualitätssicherung ausgearbeitet. Das Programm für Pilot- und Demonstrationsanlagen – nach 13 Jahren im 2003 als Opfer des Entlastungsprogramms des Bundes gestrichen – hat diese validiert und hat wertvolle Erfahrungen und Hinweise über planerische Aspekte und Verbesserungspotenziale geliefert. Ferner wurden massgebende Impulse für neue Anwendungen gegeben.

Begriffe

Da der Ausdruck „Gross-Wärmepumpe“ nicht eindeutig definiert ist, soll er zuerst geklärt werden. Das massgebende Kriterium ist nicht die Leistung, sondern der Weg bis zum Einsatz und die Anwendungen. Klein-WP sind einfache Anlagen, mit in Serien gefertigten Aggregaten. Klein-WP werden für einen bestimmten Wärmebedarf und/oder Warmwasserbedarf ausgewählt und gemäss Standardschaltungen installiert. Es gibt keine bezahlten Planungsarbeiten, der Endkunde redet nur mit dem Architekten und/oder mit dem Installateur.

Gross-Wärmepumpen hingegen verlangen Berechnungen, echte Planung, Ingenieurarbeit und sogar Simulationen. Sehr oft müssen sie mehrere Bedürfnisse abdecken: Heizen und/oder Kühlen, Entfeuchtung. Die Erschliessung der Wärmequelle kann nicht über einfache, standardisierte Faustregeln erfolgen.

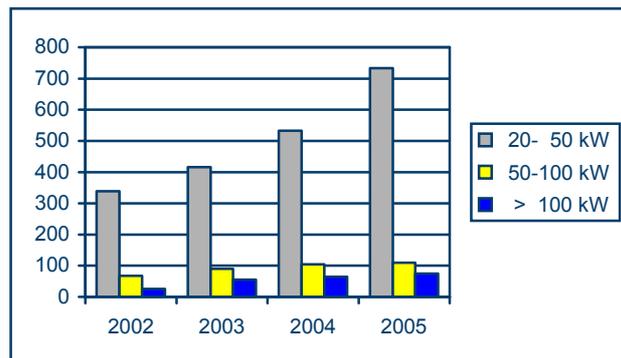
Kurz gefasst: die kleinen Wärmepumpen werden vom Installateur ausgewählt, die grossen vom Ingenieur ausgelegt.

Marktentwicklung

Die Wärmepumpen-Statistik des Jahres 2005 bestätigt die steigende Tendenz der letzten Jahre im Marktsegment über 20 kW_{th}.

Bild 1

Entwicklung der Anzahl der jährlich installierten WP in den Leistungsklassen ab 20kW.



Die gleiche Tendenz bestätigt sich auch in Prozent-Anteilen.

Tabelle 1

Marktanteile der Wärmepumpen nach thermischer Leistung in Prozent.

Anteil in %	2002	2003	2004	2005
< 20kW	94.2 %	93.5 %	92.9 %	92.3 %
> 20kW	5.8 %	6.5 %	7.1 %	7.7 %

Die Massnahmen der Fördergemeinschaft Wärmepumpen Schweiz (FWS) im Auftrag des Bundesamts für Energie im Rahmen des Programms EnergieSchweiz tragen Früchte. Das Maximum von 95 % der jährlich abgesetzten Wärmepumpen unter 20 kW wurde in den 90er-Jahren erreicht und nimmt seither ab.

Energetische Potenziale und Perspektiven

Die energetischen Potenziale sind in [1] und [2] ausführlich beschrieben. Die Quintessenz lautet: Selbst bei vorsichtigen Schätzungen beträgt das Potenzial der WP ca. die Hälfte des Wärmebedarfes des ganzen Landes, d.h. zwischen 60 und 90 PJ im Jahre 2035, oder umgerechnet rund 400'000 bis 600'000 Anlagen.

Ist dies realistisch? Sicher. Heute ist das Segment der Neubauten unter 20 kW bald gesättigt, mit über 60 % Marktanteil im Mittel und lokal bis 90 %. Alle anderen Segmente sind in der Anstiegsphase. Der Heizungsmarkt wird bald durch die Wärmepumpe dominiert, wie damals die Ölkessel in den 80er-Jahren!

Die durchschnittliche, jährlich installierte Heizleistung ist zwischen 2002 und 2005 vom 13 kW auf 14 kW gestiegen. Bei den Kesseln beträgt sie 30 kW gemäss Volkszählung 2000 und Gesamtenergiestatistik (berechnet aus Verbrauchswerten, was dem effektiven Gebäude-Bedarf entspricht). Damit die Wärmepumpen diesen Durchschnitt erreichen, muss der Anteil über 20 kW auf 25 % steigen, siehe Tabelle 2.

Tabelle 2

Marktanteile der WP nach Leistungs-Segmenten in Prozent. Die durchschnittliche Leistung beträgt 14 kW im Jahr 2005 und 29 kW im Jahr 2035.

Leistungs-Segment in kW	< 5	5 à 10	10 à 20	20 à 50	50 à 100	100 à 300	> 300
2005	3.4%	51 %	38 %	6 %	1 %	0.5 %	0.1 %
2035	5 %	40 %	30 %	15 %	5 %	4 %	1 %

Ist dies realistisch? Sicher, 1980 betrug der Marktanteil der WP über 20 kW genau 22 %. Das Ziel von 25 % ist also vernünftig. Im kleinen Leistungsbereich ist ein prozentualer Rückgang zugunsten anderer Systeme im Kauf zu nehmen.

Perspektivarbeiten sind beim BFE im Gange. Zahlreiche Publikationen sind schon verfügbar. Überall ist der Anteil erneuerbarer Energien allgemein bedeutend und Wärmepumpen sind stets präsent. (siehe [4]).

Sehr pessimistisch betrachtet werden WP im 2035 rund 10 PJ Nutzwärme erzeugen, d.h. die kumulierte Anzahl WP nimmt zu auf 140'000 bis 2010-2011 und stagniert nachher. Im besten Fall wird das gesamte Potenzial von 500 bis 600'000 WP realisiert.

Tabelle 3

Reduktion der CO₂-Emissionen gemäss zwei extremen Szenarien.

	Kumulierte Anzahl WP	Erzeugte Nutzenergie (PJ)	Reduktion von CO ₂ (in Tonnen)	Reduktion von CO ₂ in % aller Emissionen
Szenario pessimistisch	140'000	11	1'000'000	2 %
Szenario optimistisch	500'000	90	5'000'000	12 %

Die Wahrheit befindet sich dazwischen. Diese nationalen Schätzungen decken sich erstaunlich gut mit den Schlussfolgerungen der Internationalen Energie-Agentur (IEA), welche die CO₂-Reduktion vorsichtig auf 6 % aller Emissionen geschätzt hat [5].

Für die CO₂-Reduktionen haben wir vorsichtige Werte angenommen. Entsprechend der Strategie des BFE kommt der zusätzliche Strom aus Gas-Kombi-Kraftwerken (GuD) mit einem elektrischen Wirkungsgrad von 58 %, ohne Wärmenutzung, welche WP mit Jahresarbeitszahlen von 4.0 (im Jahre 2035) antreiben. Die Kombination verursacht 125 g CO₂/kWh. Die WP ersetzen Öl- und Gaskessel, welche 260 bis 350 g CO₂/kWh erzeugen. Angesichts der Zusammensetzung des Kesselbestandes nehmen wir einen Durchschnitt von 335 g CO₂/kWh an und erhalten eine Reduktion von 200 g CO₂/kWh, wenn WP installiert werden.

Bei der optimistischen Variante mit 500'000 WP, welche 90 PJ Nutzwärme erzeugen, beträgt die Reduktion von CO₂ 5 Millionen Tonnen, d.h. 21 % des Zieles für Brennstoffe oder 12 % der gesamten Emissionen.

Die Kombination von GuD mit WP eröffnet eine weitere Möglichkeit: Die CO₂-Emissionen konstant halten, aber zusätzlicher Strom erzeugen. Mit gleichem Einsatz von Brennstoffen wie heute können 31 PJ Strom und 90 PJ Nutzwärme erzeugt werden, bei gleichen CO₂-Mengen wie heute. Diese Substitution ist in den Figuren 2 und 3 erläutert.

Klassische Heizungen...



Bild 2

Energiefluss von fossil betriebenen Kesseln.

... können durch effiziente und erneuerbare Technologien ersetzt werden:

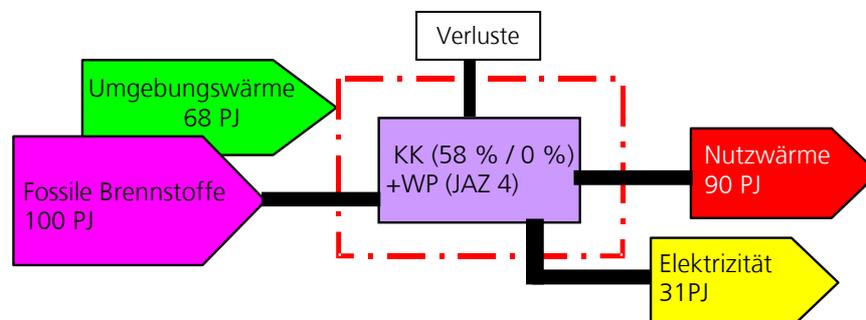


Bild 3

*Energiefluss der Kombination von Wärmepumpen mit Kombi-Kraftwerk(en) (KK):
42 % des Stromes treiben Wärmepumpen (WP) an.*

Die 31 PJ oder 8.6 TWh entsprechen 15 % des Stromverbrauches der Schweiz (2004).

Aktivitäten des BFE

Im Bereich der Gross-Wärmepumpen bzw. der komplexen WP-Anlagen hat das BFE seit Beginn der Förderung im Jahr 1990 ein koordiniertes Bündel von Aktivitäten entfaltet. Die Massnahmen reichen von Forschung und Entwicklung (F+E) über Pilot- und Demonstrationsanlagen (P+D) bis zur Markteinführung durch gezielte Förderung. Flankierend dazu wurden Massnahmen zu Qualitätssteigerung und -sicherung von Aggregaten und Anlagen umgesetzt.

1. **Forschung und Entwicklung**

Das Programm F+E verfolgt seit 1992 konsequent folgende Ziele:

- Verbesserung der energetischen Effizienz der Komponenten und des Systems;
- Erhöhung der Zuverlässigkeit, insbesondere durch bessere Regelung und Diagnose;
- Reduktion der Umweltauswirkungen durch Kältemittel;
- Standardisierung.

Die Intensität der Behandlung der einzelnen Themen hat über die Zeit Änderungen erlebt, je nach Partner und Umfeld. Die Priorisierung hat sich den technischen Fortschritten angepasst.

Zunehmend werden WP erforscht, welche mehrere Aufgaben erfüllen müssen (Heizung, Warmwasser, Kühlung usw.), in allen Leistungsklassen. Die Verwendung umweltneutraler Kältemittel bleibt ein zentrales Thema.

Das Programm F+E läuft im Rahmen des Vier-Jahresprogramms der eidgenössischen Forschungskommission (CORE). Jedes Jahr wird ein Synthesebericht der WP-Forschung publiziert.

2. **Pilot- und Demonstration**

Das Programm für Pilot- und Demonstrationsanlagen (P+D) hat während 13 Jahren die F+E-Aktivitäten ergänzt. Es wurde im Zuge des Entlastungsprogramms des Bundes im 2003 geopfert. 104 Projekte wurden ausgeführt und vom BFE mit 11.5 Millionen Franken unterstützt (78 Anlagen für 10.6 Millionen Fr. und 26 Mess- und Machbarkeitsaufträge für 0.9 Millionen Fr.). Insgesamt wurden mehr als 80 Millionen Franken in Anlagen investiert und jährlich werden über 5'000 Tonnen Öl eingespart.

Das Programm hat sich sehr früh vorwiegend mit komplexeren Anlagen mit Mehrfachnutzungen, also mit Wärmepumpen grösserer Leistungen, befasst. Die Verteilung der Projekte und der jeweiligen besten Wärmegehaltungskosten nach Leistungsklassen sieht folgendermassen aus:

Tabelle 4

Verteilung der Anzahl P+D-Projekte und der jeweils besten Wärmegestehungskosten nach Leistungsklassen. Betrachtet wird die thermische Leistung der WP allein, ohne allfällige Zusatzheizungen zur Spitzendeckung.

Leistungsklasse	< 5	5 bis 10	10 bis 20	20 bis 50	50 bis 100	100 bis 300	> 300
Anzahl Projekte	3	4	5	13	9	17	17
Wärmegestehungskosten in Rp/kWh	14.6	15.9	19.2	13.3	13.2	6.4	7.1

Die Interpretation der Wärmegestehungskosten von Demonstrationsanlagen muss sorgfältig erfolgen. Zwei gegenläufige Faktoren spielen eine Rolle:

- Die Finanzhilfe des BFE reduziert die Kapitalkosten;
- Die Mess-Instrumentierung – welche aufwändiger ist als für den Normalbetrieb – verteuert die Anlagen.

Es darf angenommen werden, dass bei einer Wiederholung dieser Projekte die obigen Kosten um 0 bis 20 % tiefer liegen würden, insbesondere durch eine Standardisierung der Baugruppen und der Anlagenkonzepte.

Das P+D-Programm hat auch Schwachstellen bezüglich der Anlagenkonzepte (gerade bei komplexen WP-Anlagen) und Verbesserungsmöglichkeiten aufgezeigt, also eine wertvolle Basis für Schulungen und Tagungen abgegeben. Diese Erfahrungen fliessen in Planungswerkzeuge und in Informationen an Fachleute ein.

Das P+D-Programm war ein ideales Praxislabor. Es hat wesentliche Impulse für mehrere (viele?) Wärmepumpen-Anwendungen gegeben, indem die technische und die wirtschaftliche Machbarkeit im realen Einsatz ausgewiesen wurden. So sind heute neue Anwendungen, wie Wärme aus Abwasser, Erdwärmesondenfelder für Heizen und Kühlen und generell die kombinierte Erzeugung von Wärme und Kälte, zuverlässig nutzbar. Die realisierten Projekte haben das Vertrauen der Kunden, der Investoren und der Fachleute deutlich gesteigert.

3. Förderung, Markteinführung

Die Fördergemeinschaft Wärmepumpen Schweiz (FWS) ist vom BFE im Rahmen von EnergieSchweiz mit der Förderung der Markteinführung der Wärmepumpen beauftragt. Das Budget 2006 beträgt 900'000 Franken und sinkt jedes Jahr um 10 bis 20 % seit 2001. Zur Zeit wirken zusätzlich Synergien mit den Aktivitäten vom Verein Minergie positiv für die Wärmepumpenförderung.

Die Kantone können auch – unter anderen – die Wärmepumpe im Rahmen der Globalbeiträge fördern. 2004 wurden 5 % davon für WP ausgegeben, also rund 700'000 Franken aus einem Globalbudget von 14 Millionen Franken.

4. **Qualitätssicherung**

Für einfache („kleine“) Anlagen hat das BFE in Zusammenarbeit mit der FWS eine vollständige Reihe von Massnahmen entwickelt und umgesetzt:

Prüfungen nach Norm EN14511, Gütesiegel WP der FWS, Gütesiegel der FWS für Bohrfirmen koordiniert mit Deutschland und Österreich, Standardschaltungen des BFE, Merkblätter der FWS, Leistungsgarantie. Alle diese Instrumente haben die Qualität – d.h. Effizienz, aber auch Zuverlässigkeit – der Klein-WP eindeutig angehoben. Der erreichte Stand der Qualität wurde in der umfassenden Feldanalyse von WP-Anlagen (FAWA) zwischen 1994 und 2003 [6] ausgewiesen.

Für komplexere Anlagen (die „grossen“) ist diese Kette nicht anwendbar, unter anderen weil die Akteure und die Abläufe anders sind. Und weil die WP in bestehenden Testzentren nicht geprüft werden können (zu hohe Leistungen). Wir haben also mit der FWS und koordiniert mit dem Programm Geothermie und der Aktion Energie in Infrastrukturanlagen entsprechende Werkzeuge entwickelt. Eine Synthese wird Ende 2006 oder Anfang 2007 vom BFE publiziert, als Überarbeitung und Ergänzung des damaligen Heftes von „RAVEL“ über WP. Die Erkenntnisse des nun laufenden Projektes Monitoring von Gross-WP des BFE (siehe nachfolgenden Beitrag von Peter Hubacher) und der P+D-Anlagen werden auch darin integriert.

2005 hat die FWS eine zuverlässige Liste von kompetenten Fachleuten in Sachen komplexe WP-Anlagen erstellt. Sie ist auf dem Internet aufgeschaltet (<http://www.fws.ch/member.php>)

Schlussfolgerung

Um eine gesunde Basis für die Marktentfaltung der komplexen, „grossen“ Wärmepumpen zu schaffen, will das BFE als Fundament geeignete Instrumente für die Qualitätssicherung entwickeln und umsetzen. Für die grossen Wärmepumpen gilt wie für die kleinen damals: die gesunde Förderung baut auf Qualität und auf Vertrauen auf.

Im Jahr 2035 – und schon vorher – werden die grossen, komplexen Wärmepumpen eine zentrale Rolle in der Haustechnik in der Schweiz spielen. Das BFE will den gleichen Weg beschreiten wie damals ab 1992 für die kleinen, einfachen Anlagen: etappierte Fortschritte, systematischer Aufbau, Vertrauen gewinnen und etablieren. So wird nachhaltig am Markt Fuss gefasst.

Auswahl von Publikationen für den Fachmann

Die nachfolgende Auswahl von Publikationen beansprucht nicht vollständig zu sein. Alle BFE-Schriften sind in der Datenbank des BFE zu finden:

(<http://www.bfe.admin.ch/dokumentation/energieforschung/index.html?lang=de>).

Unter den verfügbaren Publikationen möchten wir folgende erwähnen:

- A. Albrecht, S. Lanz, B. Eggen, Indirekte Gasmotor-Wärmepumpe, Vorgehen und Standardlösungen, Schlussbericht, 1998, OFEN 196295
- J. Good, A. Huber, P. Widmer, T. Nussbaumer, Gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung mit Erdwärmesonden: Handbuch zum Planungsvorgehen, Publikation BFE 210001
- J. Good, T. Nussbaumer, A. Huber, P. Widmer, Gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung mit Erdwärmesonden: Handbuch zur Systemauslegung, Publikation BFE 200004

Für die Erschliessung von Wärmequellen möchten wir erwähnen:

- SIA-Dokumentation D0136 „Grundlagen zur Nutzung der untiefen Erdwärme für Heizsysteme“
- SIA-Dokumentation D 028 d „Wegleitung zur saisonalen Wärmespeicherung“
- SIA-Dokumentation D 0179 „Energie aus dem Untergrund. Erdspeicher für moderne Gebäudetechnik“
- SIA-Dokumentation D 0190 „Nutzung der Erdwärme mit Fundationspfählen und anderen erdberührten Betonbauteilen. Leitfaden zu Planung, Bau und Betrieb“
- Broschüre über Nutzung von Abwasserwärme für Bauherren und Ingenieure: "Heizwärme aus Abwasser", Publikation 2004, kann herunter geladen werden unter <http://www.infrastructures.ch/?page=publication>.
- Norm VDI 4640, Blätter 1 bis 4, VDI-Gesellschaft Energietechnik, Beuth-Verlag, bestellbar unter <http://www.vdi.de/vdi/vrp/richtlinien/suche/index.php>

Abkürzungen

CCF	couplage chaleur-force ou cogénération
CCC	centrale à cycle combiné
COPA	coefficient de performance annuel moyen
GuD	Gas-und Dampfturbine
JAZ	Jahresarbeitszahl
KK	Kombi-Kraft-Werk
kWh _{th}	Kilowatt-Stunde thermisch
kWh _{el}	Kilowatt-Stunde elektrisch
MWh	Megawatt-Stunde
WKK	Wärme-Kraft-Kopplung
WP	Wärmepumpe

Referenzen

- [1] Rognon Fabrice et al., Wärmepumpen: Wo sind die Grossen? Beitrag zum Tagungsband der 9. WP-Tagung, BFE, Bern, 2002
- [2] Rognon Fabrice, Energetische Potenziale von Wärmepumpen kombiniert mit Wärme-Kraft-Kopplung, Für maximale CO₂-Reduktion und für fossile Stromerzeugung mit CO₂-Reduktion in der Schweiz, BFE, Bern, Juni 2005
- [3] Gutzwiler Lukas, Übersicht zu den Potenzialen der erneuerbaren Energien, BFE, 10.03.2006
- [4] Bürer M. et Cremer C., A contribution to the identification of promising technologies for the 2050 swiss energy R&D policy vision, BFE, 2006
- [5] Heat Pump can cut global CO₂ Emissions by more than 6 %, IEA, Heat Pump Center, 1997
- [6] Ehrbar Max, Erb Markus, Hubacher Peter, Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen (FAWA) 1996-2003, Schlussbericht, April 2004, Publikation BFE 240016

Fabrice Rognon
Ing. dipl. EPF
Office fédéral de l'énergie (OFEN)
Section énergies renouvelables
Responsable chaleur ambiante, CCF, froid
3003 Bern
fabrice.rognon@bfe.admin.ch
www.waermepumpe.ch
www.bfe.admin.ch/themen/00490/00502/index.html?lang=fr

Importance des grosses pompes à chaleur dans la politique énergétique

Résumé

Par "grosse" on entend une installation de pompe à chaleur complexe, qu'un ingénieur planifie. Par opposition aux installations petites qui sont choisies par un installateur et mise en place selon des schémas standards. Le potentiel énergétique et commercial est très important: en 2035 environ 500'000 pompes à chaleur couvriront la moitié des besoins en chauffage du pays. Pour réaliser le potentiel de marché, le segment de puissance en dessus de $20kW_{th}$ doit accroître fortement sa présence. L'assurance de la qualité des installations complexes ne peut pas s'opérer comme pour les machines simples. L'OFEN développe et met en place des mesures d'assurance-qualité spécifiques. Le programme de R&D a développé des outils de planification qui ont été validés par le programme P+D, sacrifié sur l'autel du programme d'allègement budgétaire 2003 après 13 ans d'activités. Mais l'héritage P+D subsiste: les retours sur expérience notamment sur la planification ainsi que la démonstration de la faisabilité d'applications nouvelles ont stimulé le marché. .

Définitions

En l'absence d'une terminologie normée, nous devons préciser ce qu'est une grosse pompe à chaleur. Contrairement aux apparences, le critère déterminant pour définir une grosse pompe à chaleur n'est pas la puissance ou la technique mais le processus de mise en œuvre et les applications. Par petites pompe à chaleur (PAC), nous entendons une installation simple constituée d'appareils fabriqués en grandes séries. L'installation est choisie selon un besoin en puissance thermique et mise en œuvre selon des schémas standards. Il n'y a pas de rétribution de travaux d'ingénieur. Le client final ou l'architecte traite directement avec l'installateur.

Par contre, une grosse installation exige des calculs, de la planification, du travail d'ingénieur, voire des simulations. Souvent, elle assume plusieurs fonctions, chauffage et/ou refroidissement, déshumidification. L'utilisation de la source de chaleur ne peut pas se faire selon des formules simplifiées et standardisées.

Pour résumer brièvement, les "petites" sont choisies par l'installateur et les "grosses" sont calculées par l'ingénieur.

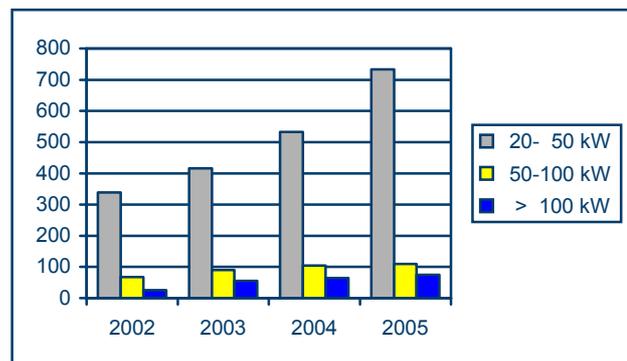


Figure 1
Évolution du nombre de PAC installées chaque année dans les segments de puissance à partir de 20 kW.

Tendances actuelles

La statistique 2005 des pompes à chaleur confirme la tendance à la hausse amorcée ces dernières années dans les segments à partir de 20 kW_{th}.

La même tendance se confirme en pourcentages.

Part en %	2002	2003	2004	2005
< 20kW	94.2 %	93.5 %	92.9 %	92.3 %
> 20kW	5.8 %	6.5 %	7.1 %	7.7 %

Tableau 1
Parts de marché des PAC selon puissance thermique en pourcent.

Les actions engagées par le groupement promotionnel des pompes à chaleur sur mandat de l'OFEN dans le cadre du programme SuisseEnergie portent leurs fruits. La tendance des années 1990 a été inversée où le maximum de 95 % de machines sous les 20 kW fut atteint en 2000.

Potentiels et perspectives énergétiques

Les potentiels énergétiques sont décrits en détail dans [1] et [2]. Retenons que même en restant très prudent, le potentiel d'application des PAC tourne autour de la moitié des besoins en chauffage du pays, soit entre 60 et 90 PJ à l'horizon 2035, soit environ 400'000 à 600'000 installations. Commercialement, le potentiel est donc significatif.

Est-il réaliste? Certainement, car actuellement, seul le segment des constructions neuves en-dessous de 20 kW s'approche de la saturation avec plus de 60 % de parts de marché en moyenne suisse et localement jusqu'à 90 %. Tous les autres segments se trouvent en phase ascendante. Le marché du chauffage sera vraisemblablement dominé par les pompes à chaleur, tout comme les chaudières à mazout le dominaient dans les années 1980 !

Actuellement, la puissance moyenne de toutes les PAC installées par année est passée de 13 kW en 2002 à 14 kW en 2005. Or la puissance moyenne actuelle des chaudières se situe autour de 30 kW selon le recensement fédéral 2000 et la statistique globale de l'énergie de l'OFEN. Cette valeur est calculée d'après les consommations réelles, elle correspond donc à la puissance requise par les bâtiments.

Pour que les PAC atteignent cette valeur, la part de marché des PAC de plus de 20 kW doit passer à 25 % comme le montre le tableau 2.

Segment de puissance en kW	< 5	5 à 10	10 à 20	20 à 50	50 à 100	100 à 300	> 300
2005	3.4%	51 %	38 %	6 %	1 %	0.5 %	0.1 %
2035	5 %	40 %	30 %	15 %	5 %	4 %	1 %

Tableau 2

Parts de marché des PAC selon puissance thermique en pourcent. Puissance moyenne de 14 kW en 2005 et 29 kW en 2035.

Est-ce réaliste ? Certainement, car en 1980 la part des PAC de plus de 20 kW était de 22 %. Donc l'objectif est raisonnable. Dans les petites puissances, la PAC pourrait bien perdre des parts de marché au profit d'autres systèmes.

Les travaux de perspectives énergétiques sont en cours sous l'égide de l'OFEN. Des nombreuses publications déjà disponibles, un élément récurrent mérite d'être relevé : l'apport d'énergie de thermique par les pompes à chaleur est toujours significatif. Dans tous les cas de figure, la part des énergies renouvelables ne cessera d'augmenter et la pompe à chaleur figurera en bonne place (voir [3] à [10]).

Il est possible que l'entier du potentiel décrit ci-dessus ne puisse pas être réalisé. Néanmoins, le scénario le plus pessimiste estime une production de chaleur par les PAC de 10 PJ environ ce qui correspond à une augmentation lente du nombre cumulé de pompes à chaleur à environ 140'000 vers 2010 puis une stagnation ensuite. Dans le meilleur des cas, l'entier du potentiel se réalisera.

	Nombre de PAC cumulées	Energie utile produite (PJ)	Réduction de CO ₂ , absolue (en tonnes)	Réduction de CO ₂ , en % des émissions totales
Scénario pessimiste	140'000	11	1'000'000	2 %
Scénario optimiste	500'000	90	5'000'000	12 %

Tableau 3

Réduction des émissions de CO₂ selon les différents scénarii.

La vérité se trouvera entre ces deux extrêmes. Ces travaux nationaux rejoignent – et c'est remarquable – les conclusions de l'agence internationale de l'énergie qui avait très prudemment estimé [11] les potentiel de réduction des émissions de CO₂ par les pompes à chaleur à 6 % des émissions globales.

Pour les réductions de CO₂, nous avons admis des valeurs prudentes conformes à la stratégie de l'OFEN : l'électricité pour les pompes à chaleur supplémentaires provient de centrales au gaz à cycle combiné (CCC) d'un rendement électrique de 58 %, sans utilisation de chaleur. Elle alimente des PAC dont le coefficient de performance annuel moyen est de 4.0 en 2035. La combinaison produit donc 125 g CO₂/kWh. Ces PAC remplacent des chaudières à gaz ou à mazout qui produisent 260 à 350 g CO₂/kWh. Vu le parc actuel de chaudières, nous admettons une valeur moyenne pondérée de 335 g CO₂/kWh et obtenons donc une réduction de 200 g CO₂/kWh lors de l'installation de PAC.

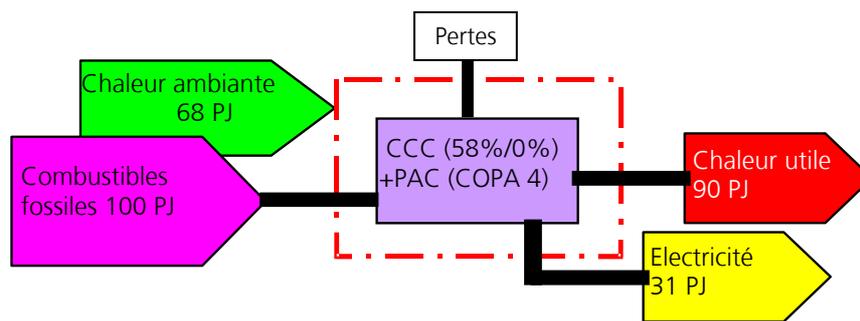
Prenons une variante assez optimiste à 500'000 PAC qui produisent 90 PJ de chaleur utile, la réduction de CO₂ est de 5 millions de tonnes, soit 21 % de l'objectif pour les combustibles ou 12 % des émissions totales.

La combinaison de CCC avec des PAC ouvre une autre possibilité : ne pas réduire les émissions de CO₂ mais produire un surplus d'électricité. Ainsi, on pourrait produire 31 PJ et 90 PJ de chaleur utile avec les mêmes émissions de CO₂ que maintenant. Cette substitution est illustrée dans les figures suivantes.

**Fig. 2**

Flux d'énergie des chaudières à combustible fossile

... par de l'efficace et du renouvelable:

**Fig. 3**

Flux d'énergie des pompes à chaleur (PAC) combinées à une (ou plusieurs) centrale(s) à cycle combiné (CCC): 42 % du courant de la CCC actionne des pompes à chaleur.

Les 31 PJ ou 8.6 TWh représentent 15 % de la consommation nationale de l'année 2004.

Activités de l'OFEN

Dans le domaine des grosses pompes à chaleur ou des installations complexes, l'OFEN a déployé dès le début des activités en 1990 tout un ensemble cohérent et coordonné d'actions, allant de la recherche et développement (R&D) en passant par les projets pilotes et de démonstration (P+D) jusqu'à l'introduction sur le marché par un programme de promotion. Le tout flanqué de mesures d'assurance de qualité au niveau appareils et systèmes.

1. R&D

La R&D a suivi conséquemment les objectifs suivants depuis 1992 :

- augmentations de l'efficacité énergétique des composants et des systèmes ;
- amélioration de la fiabilité, notamment par régulation et diagnostic ;
- réduction des atteintes à l'environnement (réfrigérants et huiles) ;
- standardisation.

Au fil du temps et au gré des partenariats avec l'industrie, les thèmes ont été traités avec plus ou moins d'intensité. L'ordre des priorités a suivi l'évolution de la technique aux connaissances et aux besoins, notamment selon les puissances et les applications.

De plus en plus, la R&D s'occupe de PAC qui assurent plusieurs prestations (chauffage, eau chaude, rafraîchissement, refroidissement, etc) dans toutes les gammes de puissance. L'utilisation de réfrigérants neutres pour l'environnement demeure un sujet central.

La R&D est régie par le plan quadriennal élaboré par la commission fédérale pour la recherche énergétique (CORE). Chaque année, un rapport de synthèse est publié par l'OFEN.

2. Pilote et démonstration

Le programme pilote et démonstration (P+D) a complété pendant 13 ans les activités de R&D. Il a été sacrifié par le programme d'allègement 2003 après 104 projets pour un total de 11.5 millions alloués par l'OFEN (78 installations pour 10.6 millions et 26 mandats de mesures ou de faisabilité pour 0.9 millions). Le volume d'investissement représente plus de 80 millions. En tout, plus 5'000 tonnes de mazout sont ainsi économisées chaque année.

Le programme s'est très vite orienté vers les installations complexes, à usages multiples donc plutôt de puissance moyenne à élevée. La répartition du nombre de projets et de leur meilleur prix de revient de la chaleur par gammes de puissance est la suivante :

Segment de puissance en kW	< 5	5 à 10	10 à 20	20 à 50	50 à 100	100 à 300	> 300
Nombre de projets	3	4	5	13	9	17	17
Prix de revient chaleur minimal en cts/kWh	14.6	15.9	19.2	13.3	13.2	6.4	7.1

Tableau 4

Répartition du nombre de projets P+D et du meilleur prix de revient de la chaleur selon gammes de puissance. Il s'agit de la puissance thermique de ou des PAC uniquement, pas de la puissance totale installée, qui comprend parfois un appoint.

L'interprétation des prix de revient de la chaleur doit s'effectuer avec prudence. Il s'agit d'installations de démonstration où deux facteurs contradictoires agissent :

- la subvention de l'OFEN abaisse les coûts;
- les instruments de mesures plus importants qu'une exploitation normale les augmentent.

On peut admettre que les installations suivantes qui les prendraient comme modèle pourraient atteindre des valeurs de 0 à 20 % plus basses, notamment grâce à la standardisation des sous-ensembles des installations.

Le programme P+D a surtout mis en évidence les points faibles, les lacunes et donc les potentiels d'amélioration des installations complexes. Forts de ces expériences, des outils de planification fiables ont pu être développés dans le programme de R&D. Le programme P+D fut un merveilleux laboratoire de mise au point.

Il a donné des impulsions décisives pour les pompes à chaleur en démontrant la viabilité technique et économique de nombreuses applications de PAC. Relevons l'utilisation de sources de chaleur nouvelles (eaux usées) ou complexes (champs de sondes géothermiques) et les utilisations combinées de chaud et de froid. Les projets réalisés ont grandement contribué à accroître la confiance de clients et des professionnels.

3. **Promotion, introduction sur le marché**

Elle est assurée par le groupement promotionnel des PAC (GSP) qui est mandaté par l'OFEN dans le cadre du programme SuisseEnergie. L'enveloppe budgétaire 2006 est de 900'000 francs, en baisse continue de 10 à 20 % par année depuis 2001. Actuellement, la pompe à chaleur profite de synergies entre le GSP et les activités de l'association Minergie.

Les cantons peuvent soutenir – entre autres - la pompe à chaleur dans le cadre des contributions globales. En 2004, environ 700'000 francs ont été consacré à la promotion des pompes à chaleur soit 5 % du budget de 14 millions.

4. **Assurance de la qualité**

Pour les installations simples ("petites"), l'OFEN a mis en place avec le GSP toute la chaîne d'assurance-qualité bien connue et reconnue aujourd'hui: norme de mesure EN255 puis 14511, certificat de qualité du GSP ("Gütesiegel Wärmepumpen"), certificat pour entreprises de forages ("Gütesiegel Bohrfirmen"), Standardschaltungen des BFE, Merkblätter der FWS, Leistungsgarantie. Tous ces instruments ont permis d'augmenter non seulement les performances mais aussi la fiabilité de toute l'installation.

Pour les installations complexes ("grosses"), il fallait procéder différemment. Comme les acteurs du marché ne sont pas les mêmes et que souvent les puissances des machines dépassent les capacités des centres de tests, nous avons élaboré en coordination avec les programmes géothermie et énergies dans les infrastructures des aides à la planification, basées sur les expériences acquises avec les projets P+D.

Les ouvrages se classent en deux catégories: la source de chaleur de la PAC et le système complet. Le choix ci-dessous n'est pas exhaustif, nous renvoyons le lecteur à la banque de données des projets de l'OFEN

(<http://www.bfe.admin.ch/dokumentation/energieforschung/index.html?lang=fr>).

Pour les sources de chaleur, relevons:

- SIA-Dokumentation D0136 "Grundlagen zur Nutzung der untiefen Erdwärme für Heizsysteme"
- SIA-Dokumentation D 028 d "Wegleitung zur saisonalen Wärmespeicherung"
- SIA-Dokumentation D 0179 "Energie aus dem Untergrund". Erdspeicher für moderne Gebäudetechnik.
- SIA-Dokumentation D 0190 "Nutzung der Erdwärme mit Fundationspfählen und anderen erdberührten Betonbauteilen". Leitfaden zu Planung, Bau und Betrieb.
- Brochure sur la récupération de la chaleur des eaux usées, pour maîtres d'ouvrages et ingénieurs: "Heizwärme aus Abwasser", Publication 2004 (en allemand), à télécharger sous <http://www.infrastructures.ch/?page=publication>.

Pour le système complet, l'OFEN publiera fin 2006 ou début 2007 la synthèse sous forme vraiment pratique des nombreuses études. Elle intégrera l'actualisation de l'ancien cahier pompes à chaleur de la série "RAVEL" des années 90 qui sera étoffé et complété par les résultats du projet de suivi in situ de grosses pompes à chaleur lancé en 2004.

Parmi les publications disponibles, nous relevons:

- A. Albrecht, S. Lanz, B. Eggen, Pompe à chaleur indirecte à moteur à gaz, Marche à suivre et solutions standards dans la planification de pompes à chaleur électriques combinées à des centrales à énergie totale équipée, Rapport final, 1998, publication OFEN 196295
- J. Good, A. Huber, P. Widmer, T. Nussbaumer, Gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung mit Erdwärmesonden: Handbuch zum Planungsvorgehen, publication OFEN 210001
- J. Good, T. Nussbaumer, A. Huber, P. Widmer, Gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung mit Erdwärmesonden: Handbuch zur Systemauslegung, publication OFEN 200004
- Norme VDI 4640, feuilles 1 à 4, VDI-Gesellschaft Energietechnik, éditions Beuth, à commander en ligne sous <http://www.vdi.de/vdi/vrp/richtlinien/suche/index.php>

Conclusions

Pour assurer une éclosion saine du marché des pompes à chaleur complexes (les "grosses"), l'OFEN a élaboré et continue de mettre en place toute la gamme des instruments d'assurance de qualité. Comme pour les PAC simples (les "petites"), l'OFEN vise une promotion basée sur la qualité et la confiance.

En 2035 – et même avant – les grosses PAC joueront un rôle majeur dans le paysage énergétique suisse des techniques du bâtiment. L'OFEN veut parcourir un chemin analogue à celui emprunté en 1992 dans la promotion des petites PAC: progresser par étapes, consolider les acquis, asseoir la confiance de tous les acteurs du marché pour prendre une place de poids dans le marché.

Abréviations

PAC	pompe à chaleur
kWh _{th}	Kilowatt-heure thermique
kWh _{el}	Kilowatt-heure électrique
MWh	Mégawatt-heure
CCF	couplage chaleur-force ou cogénération
CCC	centrale à cycle combiné
COPA	coefficient de performance annuel moyen

Documents consultés

- [1] Rognon Fabrice et al., Wärmepumpen: Wo sind die Grossen? Contribution aux actes du 9^{ème} symposium pompes à chaleur, OFEN, Berne, 2002
- [2] Rognon Fabrice, Potentiel énergétique des pompes à chaleur combinées au couplage chaleur-force, Pour une réduction maximale des émissions de CO₂ et pour une production de courant fossile avec réduction des émissions de CO₂ en Suisse, OFEN, Berne, Juin 2005
- [3] Der Energieverbrauch der privaten Haushalte 1990 – 2035, Ergebnisse zu Szenario II "Verstärkte Zusammenarbeit", prognos, BFE, Dezember 2005
- [4] Der Energieverbrauch der Privaten Haushalte 1990 – 2035, Ergebnisse der Szenarien I a Trend und I b Trend und der Sensitivitäten Preise hoch, BIP hoch und Klima wärmer, prognos, BFE, August 2005
- [5] Energieperspektiven 2035 / 2050: Ziele, Vorgehen, Mitglieder der Arbeitsgruppe und des Forums, BFE, 01.02.2005
- [6] Erste Resultate Referenzszenario - Synthese der sektoralen Endenergienachfrage, Energieperspektiven 2035 / 2050, BFE, 20.04.2005
- [7] Energieperspektiven 2035 / 2050: Zweiter Werkstattbericht, BFE, 10.03.2006
- [8] Renggli M.,Zweiter Werkstattbericht März 2006. Erläuterungen zu ausgewählten Folien, BFE, 22.03.2006
- [9] Gutzwiler L., Übersicht zu den Potenzialen der erneuerbaren Energien, BFE, 10.03.2006
- [10] Bürer M. et Cremer C., A contribution to the identification of promising technologies for the 2050 swiss energy R&D policy vision, BFE, 2006
- [11] Heat Pump can cut global CO₂ Emissions by more than 6 %, IEA, Heat Pump Center, 1997

Peter Hubacher
Dipl. Ing. HTL
Hubacher Engineering AG
Tannenbergstrasse 2
CH-9302 Engelburg
he-ko@bluewin.ch

Dezentrale oder zentrale Wärmeversorgung aus energetischer und wirtschaftlicher Sicht

Zusammenfassung

Mit den grossen Wärmepumpen wird trotz der eher kleineren Stückzahlen ein bedeutendes energetisches Potenzial abgedeckt. Somit ist es auch von öffentlichem Interesse, dass deren Effizienz möglichst hoch ist. Grosswärmepumpen sind meistens mit einem grösseren Wärmeverteilnetz verbunden.

Die Druckverluste, die Wärmeverluste, der Temperaturabfall im Verteilnetz sowie die Temperaturdifferenz von allfälligen Wärmetauschern, die zur hydraulischen Trennung oft eingebaut werden, haben einen direkten Einfluss auf die Effizienz von Grosswärmepumpen. Aufgrund dieser Untersuchung ist es mit Hilfe einer Modellbildung und dem Vergleich mit den Felderhebungen gelungen die Zusammenhänge weitgehend zu definieren. Bei der Warmwasserbereitung ist aufgefallen, dass es bei den vorgefundenen Systemen grosse Unterschiede im Energieverbrauch gibt. In diesem Bericht werden zwei Beispiele mit grossen Unterschieden dargestellt und der elektrische (kostenpflichtige) Energieaufwand pro m³ WW-Bereitstellung verglichen. Dieser Wert liegt bei 37.3 [kWh/m³] und im Gegensatz dazu bei 22.5 [kWh/m³] beim guten Beispiel (Vergleich direkter Elektroboiler – dezentral aufgestellt – 58.2 [kWh/m³]). Dies wirkt sich natürlich auch auf den CO₂-Ausstoss aus.

Die Nebenantriebe, insbesondere die quellenseitigen Hilfsaggregate, wie Umwälzpumpen, hydraulische Einbindung, etc. sind ebenfalls von grosser Wichtigkeit für einen effizienten Wärmepumpenbetrieb. Dabei geht es nicht nur um den abgestuften und der Wärmepumpenleistung angepassten Massenstrom, sondern auch um grundsätzlich günstigere Systeme für die Wasserbewirtschaftung als Zuförderung der Wärmepumpe.

Für die weitere Verbreitung der Grosswärmepumpen und deren Förderung sollten im Bereich der Forschung und Qualitätssicherung weitere Bestrebungen erfolgen, die genau auf diese und weitere Massnahmen zuhanden der Akteure (Planer, Installateure und Hersteller) aufmerksam machen.

Abstract

Although large scale heat pumps have not been implemented in great numbers, they have the potential to supply a large amount of useable energy. It is thus of interest to ensure they operate with maximum efficiency. They are mostly operated within large heat distribution networks.

Pressure and heat loss, temperature differentials in the distribution network as well as in heat exchangers all have a direct influence on the heat pump's efficiency. The result of this investigation has been to define the influences of these factors.

The analysis of the domestic hot water supply showed large variations. This report compares two installations as the extremes of the scale. The electrical (charged) energy input per m^3 of domestic warm water varies between 22.5 and 37.3 [kWh/ m^3] (by comparison an electric only heating system requires 58.2 [kWh/ m^3]). This has a direct influence on the CO_2 emission value.

The secondary systems, in particular the source side pumps, hydraulic systems etc. are also important contributors to the overall efficiency of the heat pump. It is not only important to throttle the power but also to regulate the source and sink hydraulic systems.

To promote the implementation of large scale heat pump installations it is imperative that further effort is invested in research and quality control. With the aim of informing the stakeholders (installers, manufacturers and designers) how they can best improve the product.

1. Einführung

Grosse Wärmepumpenanlagen gewinnen an Verbreitung und Marktanteil. „Gross“ bedeutet nicht einfach grössere Wärmeleistungen, sondern vielmehr komplexere Anlagen, also beispielsweise die zentrale Wärmeversorgung mehrerer Objekte mit u.U. unterschiedlichen Nutzungstypen. Eine Wärmepumpe, die etwa ein einziges grosses Wohngebäude mit Heizwärme versorgt, hat zwar eine grosse Wärmeleistung, aber kaum eine grosse Anlagenkomplexität. Wenn im folgendem von grossen Wärmepumpenanlagen gesprochen wird, so verstehen wir darunter stets eine zentrale Heizanlage, die mehrere Objekte mit Heizwärme und Warmwasser versorgt.

Im Projekt FAWA wurden etwa 250 Kleinwärmepumpen im Leistungsbereich unter 20 kW im Feld erfasst und analysiert. Bezüglich der Jahresarbeitszahlen ergaben sich folgende Werte (Bild 1):

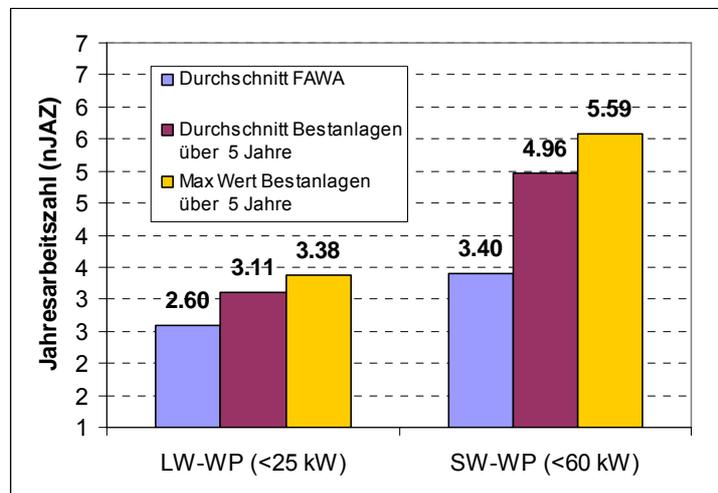


Bild 1
Jahresarbeitszahlen für
Kleinwärmepumpen <20 kW
Heizleistung [1]

Eine ähnliche systematische Untersuchung fehlt bei den Grosswärmepumpen. Ersatzweise haben wir auf den Fundus der P+D-Anlagen zurückgegriffen. Diese Anlagen müssten eigentlich eher besser als der Durchschnitt sein, da sie Anlagenkonzepte repräsentieren, bei denen u.a. eine Verbesserung der Energieeffizienz angestrebt wurde. Bild 2 zeigt das Ergebnis:

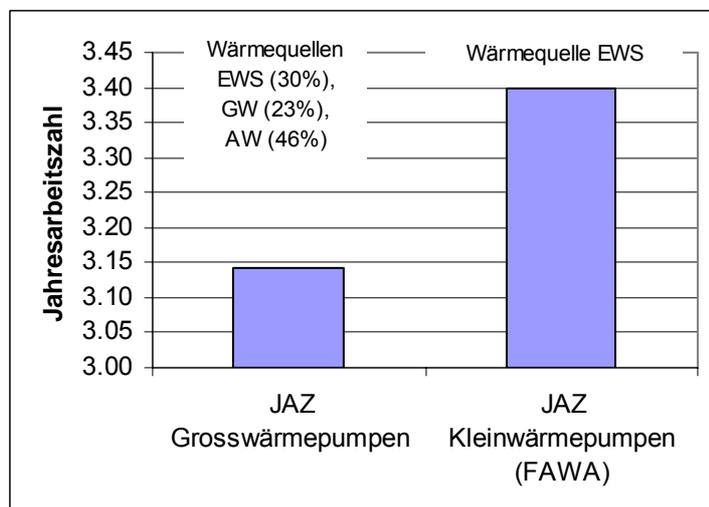


Bild 2
Vergleich der Jahresarbeitszahlen
von Grosswärmepumpen aus dem
Programm P+D und dem Projekt
FAWA
(EWS=Erdwärmesonden,
GW=Grundwasser,
AW=Abwasser).

Es fällt auf, dass der Durchschnitt der messtechnisch im Feld untersuchten Grosswärmepumpen-Anlagen tiefer liegt als bei den Kleinanlagen von FAWA. Diese Tatsache ist überraschend, würde man doch in der Technik allgemein annehmen, dass mit grösseren Anlagen die Effizienz besser wird.

Grosswärmepumpen sind wohl stückzahlmässig weniger vertreten als Kleinanlagen, haben indessen pro Einheit eine wesentlich grössere installierte Leistung. Aus energiepolitischer Sicht ist man an hohen Jahresarbeitszahlen interessiert. Bild 3 zeigt den Zusammenhang zwischen der CO₂-Einsparung und der Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe bei einer Kombination aus GuD-Kraftwerk¹ und Wärmepumpen resp. BHKW² und Wärmepumpen (mit elektrischer Leistungsübertragung). Es wurde bewusst dieses Stromerzeugungsszenario genommen, da in Zukunft neu eingebaute Wärmepumpen *zusätzlichen* Strombedarf erzeugen, der durch *zusätzlich* gebaute Kraftwerke und nicht durch den bestehenden Kraftwerkspark abgedeckt werden muss. Der Zubau an Stromerzeugungskapazität wird in den nächsten 10 bis 15 Jahren vorwiegend aus fossil gefeuerten Kraftwerken bestehen. Mit der Wahl von GuD-Kraftwerken resp. BHKW's haben wir die im fossilen Bereich derzeit beste Technologie gewählt.

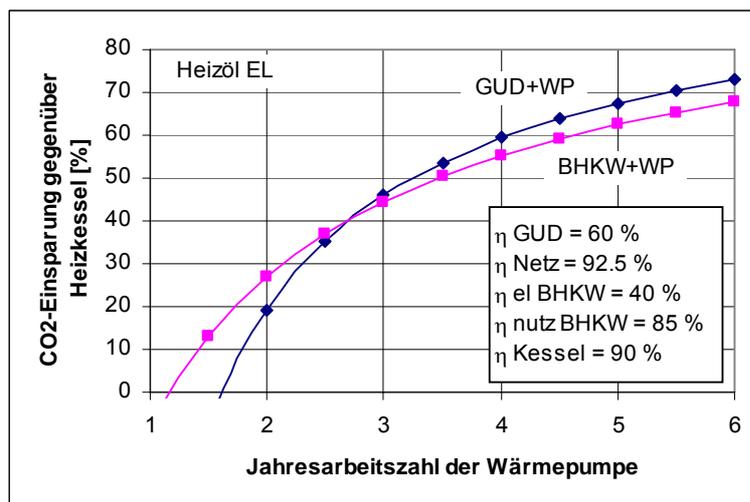


Bild 3

Zusammenhang zwischen der Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe und der CO₂-Einsparung für die Kombination GuD-Kraftwerk+WP resp. BHKW+WP (el. Koppelung).

Als Referenz für das Sparmodell wurde eine konventionelle ölbefeuerte Kesselanlage mit einem Wirkungsgrad von 90 % angenommen. Dies ist eine eher pessimistische Grundlage für die CO₂-Einsparung. Bei Ersatzsanierungen von Heizkesseln dürften jene oft einen schlechteren Wirkungsgrad haben und somit deren CO₂-Ausstoss höher als bei neuen Kesseln liegen. Damit wäre der Spareffekt bei der Substitution durch GuD+WP resp. BHKW+WP aber grösser. Je höher der Anteil der erneuerbaren Stromerzeugung (Photovoltaik, Wind, Biomasse, Wasser) ist, desto grösser ist auch der Spareffekt beim CO₂-Ausstoss und, nicht zu vergessen, die Einsparung fossiler Brennstoffe³. Noch bessere Arbeitszahlen liefern direkt dieselmotorisch angetriebene Wärmepumpen (mechanische statt elektrische Koppelung, Wegfall der Generator- und Elektromotorverluste). Wir sparen somit fossile Brennstoffe durch Einsatz von fossilen Brennstoffen!

¹ GuD = kombiniertes Gas- und Dampfkraftwerk. Mit der Abwärme der Gasturbine wird der nachgeschaltete Dampfprozess beheizt.

² BHKW = Blockheizkraftwerk

³ Dies gilt auch, wenn der zusätzlich verbrauchte Strom aus Einsparungen bei den bisherigen Verbrauchern stammt. Ein besonderes Potenzial bilden hier die etwa 160'000 Elektrospeicherheizungen.

CO₂-Sparziele 2010 bei den Brennstoffen:

Die derzeitige öffentliche Diskussion wird vom Reduktionsszenario für CO₂ dominiert. Die derzeitigen Preissteigerungen bei Öl und Gas lassen den Substitutionsgedanken wieder mehr in den Vordergrund treten. Schliesslich gibt auch die weltweite Umverteilung dieser Ressourcen mit den absehbaren Verknappungserscheinungen zum Nachdenken Anlass. CO₂-Reduktion und Reduktion an Öl- und Gasverbrauch laufen glücklicherweise parallel, sodass mit der CO₂-Reduktion „zwei Fliegen auf einen Schlag“ erledigt werden.

Bild 4
Verlauf des CO₂-Ausstosses in der Schweiz bei den Brennstoffen (Gesamtenergiestatistik der Schweiz).

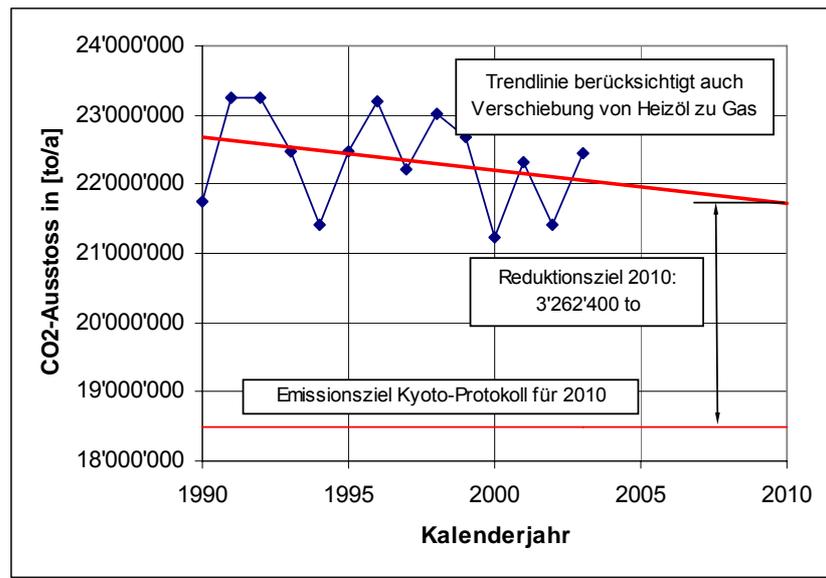


Bild 4 zeigt die Tendenz des CO₂-Ausstosses aus dem Bereich Brennstoffe. Gemäss Kyoto-Vertrag muss die Schweiz bis zum Jahre 2010 den Ausstoss aus stationären Anlagen, d.h. bei den Brennstoffen, auf 15 % unter den Wert von 1990 senken. Die Tendenz ist schon jetzt sinkend, würde aber den Zielwert verpassen. Es sind zusätzliche Anstrengungen nötig.

Ausgehend von der Darstellung in Bild 2 stellt sich die Frage, woher diese schlechteren Arbeitszahlen bei den Grossanlagen stammen resp. mit welchen Mitteln sie zu verbessern sind. Diese Fragestellung bildet den Hintergrund des Projektes „Grosswärmepumpen: Energetische und planerische Analyse von 10 Anlagen, Vergleich verschiedener Anlagenkonzepte“ [2]. Darüber soll in diesem Bericht auszugsweise eingegangen werden.

2. Verluste in Grobverteilnetzen

Ein Nachteil bei der Wärmeversorgung mehrerer Objekte mit einer zentralen Heizanlage ist das benötigte Grob- oder Nahverteilnetz für die Wärme (dieser Nachteil besteht auch bei fossil gefeuerten Heizanlagen). Es entstehen zusätzliche Verluste, die in einer dezentralen, d.h. pro Gebäude vorhandenen Heizanlage nicht auftreten. Es sind vier Verlusttypen, die bei einem Nahverteilnetz mit zentraler Wärmepumpenanlage entstehen:

- Druckverluste im Nahverteilnetz
- Wärmeverluste im Nahverteilnetz
- Temperaturabfall ΔT_{Leit} des Wassers entlang des Nahverteilnetzes bedingt Anhebung der Vorlauftemperatur ab Kondensator, was zu schlechteren Jahresarbeitszahlen führt (im Allg. geringer Verlust)
- Grädigkeit $\Delta T_{Gräd}$ der Wärmetauscher in den Unterstationen. Die Grädigkeit verlangt ebenfalls nach einer Anhebung der Vorlauftemperatur ab Kondensator.

Wir betrachten nur Nahverteilnetze mit kontinuierlichem Wasserumlauf.

2.1 Druckverlust

Wir haben die Druckverluste in 8 Grossanlagen mit zentraler Wärmeversorgung untersucht. Mit Hilfe einer Modellbildung haben wir die Struktur der Druckverluste analysiert und mit den Feldwerten abgeglichen. Danach können die Druckverluste wie folgt erfasst werden:

$$\sigma_p \equiv \frac{E_{el,UP}}{E_{el,WP}} = 0.433 * K_{Plan,p} * K_{Geom,p} * \frac{L_{tot}}{\sqrt{A_{Tot}}} * \frac{1}{\sqrt{\dot{q}_{Ausl}}} * JAZ \quad (1)$$

Anlage	$K_{Plan,p}$	$K_{Geom,p}$	A_{tot}	$L_{tot}/\sqrt{A_{tot}}$	\dot{q}_{Ausl}	JAZ	Teillastfaktor ⁴	σ_p
			[m ²]		[W/m ²]			
4000	0.2595	0.294	34000	3.63	12.10	3.30	0.4	0.0456
4001	0.0329	1.402	38000	7.47	13.42	3.41	0.4	0.0555
4003	0.2101	0.414	17500	3.05	71.05	3.61	0.8	0.0394
4004	0.0319	1.438	36450	1.50	9.85	2.74	0.4	0.0104
4006	0.0907	1.395	4770	2.06	24.11	2.75	0.4	0.0252
4007	0.1228	1.256	5880	0.76	6.79	3.50	0.4	0.0216
4009	0.0693	1.013	4500	2.09	19.11	3.20	1.0	0.0467
4010	0.0631	1.128	71800	8.47	41.75	2.64	0.3	0.0320

Tabelle 1

Faktoren $K_{Plan,p}$, $K_{Geom,p}$, q_{Ausl} für die 8 untersuchten Anlagen.

⁴ Der Teillastfaktor berücksichtigt bei drehzahlgesteuerten Pumpen die gegenüber der Volldrehzahl geringere Energieaufnahme. Dieser Wert wurde auf Grund des Betriebskonzepts der Anlage geschätzt.

σ_p ist also der auf den Kompressorenergieverbrauch bezogene Stromverbrauch der Umwälzpumpe im Nahverteilnetz. σ_p entspricht der relativen Minderung der Jahresarbeitszahl ($\Delta JAZ/JAZ$) durch die Druckverluste im Leitungsnetz. $K_{Plan,p}$ enthält alle physikalischen Grössen der Auslegung der Heizanlage, also bspw. die Spreizung der Vor- und Rücklauf-temperaturen bei Auslegung, den Druckverlustbeiwert, die Wassergeschwindigkeit usw. Die Gruppe $K_{Geom,p} * L_{tot} / \sqrt{A_{tot}}$ bildet eine dimensionslose Grösse, die die Geometrie des Nahverteilnetzes erfasst. Sie entspricht etwa der geometrischen Ähnlichkeit bei Wärmetransport- oder Strömungsproblemen und ist, wie der Name sagt, nur von der Netztopologie abhängig. L_{tot} ist die gesamte Leitungslänge des Nahverteilnetzes und A_{tot} ist die Grundstückfläche aller von der zentralen Anlage beheizten Gebäude. q_{Ausl} schliesslich ist die spezifische Auslegeleistung pro m^2 Grundstückfläche. Man erkennt, dass die Verluste umgekehrt proportional zur Wurzel der spezifischen Auslegeleistung verlaufen. JAZ ist die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe.

Der Term $K_{Plan,p}$ enthält die vom Planer festzulegenden Grössen des Nahwärmenetzes:

$$K_{Plan,p} = \frac{\zeta * c_{Ref}^{2.5}}{\eta_{up} * \sqrt{\Delta T_{spr,Ausl}}} * \frac{\Delta t_{UP}}{\Delta t_{VL}} \quad (2)$$

Man erkennt aus dieser Formel, dass vor allem die Wahl der Fließgeschwindigkeit einen enormen Einfluss auf den Druckabfall hat. (Δt_{UP} = Laufzeit der UP, Δt_{VL} = Volllaststundenzahl, ζ = fiktiver Rohrreibungsbeiwert, der alle Druckabfälle enthält, η_{UP} = Wirkungsgrad der UP, c_{Ref} = Fließgeschwindigkeit, $\Delta T_{spr,Ausl}$ = Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf bei der Auslegetemperatur).



Bild 5
Schema eines Nahwärmenetzes. $L_{tot}=1457$ m,
 $A_{tot}=38000$ m^2 ,
 $K_{Geom,p}=1.74$,
 $\dot{q}_{Ausl}=13.4$ W/m .

2.2 Wärmeverlust

Für die Wärmeverluste des Netzes lässt sich eine analoge Formel aufstellen. Dieses Netz verläuft ausserhalb der Gebäude, daher sind die Wärmeverluste Totalverluste.

$$\sigma_w \equiv \frac{Q_{Vert}}{Q_{Trans}} = 0.00346 * K_{Plan,w} * K_{Geom,w} * \frac{L_{tot}}{\sqrt{A_{tot}}} * \frac{1}{\sqrt{\dot{q}_{Ausl}}} \quad (3)$$

Die diversen Faktoren auf der rechten Seite des Gleichheitszeichens haben die gleiche Bedeutung wie bei den Druckverlusten. K_{Plan} und K_{Geom} sind jedoch nicht gleich definiert.

Anlage	$K_{Plan,w}$	$K_{Geom,w}$	A_{tot} [m ²]	$L_{tot}/\sqrt{A_{tot}}$	\dot{q}_{Ausl} [W/m ²]	σ_w
4000	46.23	0.444	34000	3.63	12.10	0.0741
4001	58.36	0.658	38000	7.47	13.42	0.2709
4003	27.87	0.811	17500	3.05	71.05	0.0283
4004	22.79	0.487	36450	1.50	9.85	0.0184
4006	33.83	0.752	4770	2.06	24.11	0.0369
4007	47.88	0.788	5880	0.76	6.79	0.0381
4009	29.74	0.566	4500	2.09	19.11	0.0278
4010	25.45	0.516	72100	8.47	41.75	0.0596

Tabelle 2

Faktoren $K_{Plan,w}$, $K_{Geom,w}$ für die 8 untersuchten Anlagen.

Auf den Temperaturabfall längs der Transportleitungen gehen wir hier nicht ein, da diese im Normalfall nur einige Zehntel Grad betragen. Wir verweisen auf den Schlussbericht [2].

Hingegen hat die Grädigkeit $\Delta T_{Gräd}$ der Wärmetauscher in den Unterstationen (Übergabestationen ans Hausnetz) einen grösseren Einfluss auf die Jahresarbeitszahl. Wegen der Grädigkeit müssen die Vorlauftemperatur ab Kondensator und die Kondensationstemperatur angehoben werden, um die vorgeschriebene Auslegetemperatur des Vorlaufs im Hausverteilnetz zu erreichen. Erfahrungsgemäss sinkt die Jahresarbeitszahl um etwa 1.25 % pro Kelvin höherer Kondensationstemperatur. Wenn die Grädigkeit typischerweise 3 K beträgt, so resultieren daraus 3.75 % schlechtere Jahresarbeitszahlen.

2.3 Einfluss auf JAZ

Der Einfluss der vier Verlustarten auf die Jahresarbeitszahl ist nun eine Linearkombination der Verlustbeiwerte:

$$\Delta JAZ = -[\sigma_p + \sigma_w + 0.0125 * (\Delta T_{Gräd} + \Delta T_{Leit})] * JAZ_o \quad (4)$$

Für die 8 untersuchten Anlagen erhielten wir folgende JAZ-Minderungen:

Anlage	σ_p	σ_w	JAZ	Grädigkeit WT Unterstation [K]	JAZ
4000	0.0456	0.0741	3.30	3	-0.519
4001	0.0555	0.2709	3.41	0	-1.113
4003	0.0394	0.0283	3.61	3	-0.380
4004	0.0104	0.0184	2.74	3	-0.182
4006	0.0252	0.0369	2.75	3	-0.274
4007	0.0216	0.0381	3.50	3	-0.340
4009	0.0467	0.0278	3.20	0	-0.238
4010	0.0320	0.0596	2.64	3	-0.341
Mittelwert	0.0346	0.0745	3.09		-0.423

Tabelle 3

JAZ-Minderungen durch Verluste im Nahverteilnetz (Temperaturabsenkung längs Leitungsnetz vernachlässigt).

Der Mittelwerte der JAZ-Minderung durch die Verluste in Nahverteilnetzen liegt etwa in der Grössenordnung des in Bild 2 gezeigten Unterschieds zwischen den FAWA-Anlagen und den Grosswärmepumpen von P+D-Projekten des BFE. Ohne Berücksichtigung der zweiten Anlage, die sehr weit auseinander liegende Gebäude aufweist und somit etwas grössere Druck- und Wärmeverluste hat, liegt der Mittelwert der JAZ-Minderung bei 0.325.

3. Brauchwarmwasseraufbereitung und -verteilung

Von den untersuchten Anlagen waren sechs auch mit einer zentralen Warmwasserversorgung ausgestattet. Die Konzepte und der Energieverbrauch pro m³ Warmwasser unterscheiden sich beträchtlich. Dies sei an zwei Extrembeispielen dargelegt.

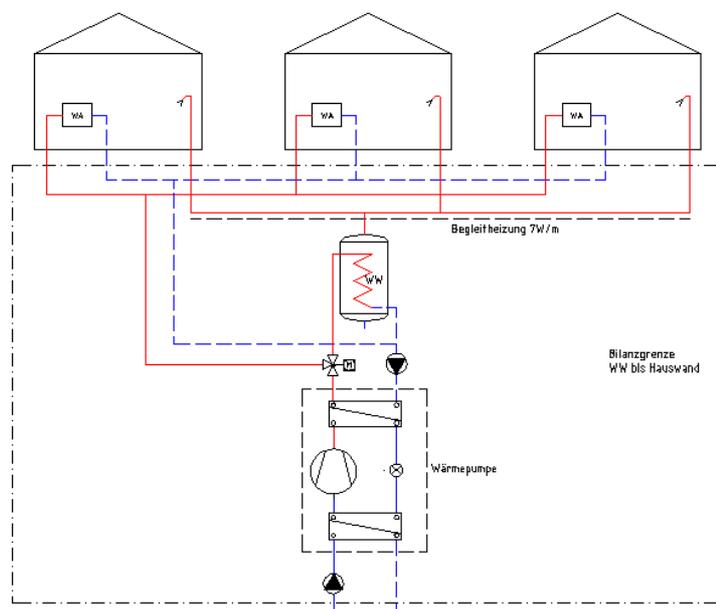


Bild 7
*Hydraulisches Schema der
Brauchwarmwasserversorgung
der Anlage 4007⁵.*

⁵ Die Anlagennummer entspricht der gewählten anonymen Bezeichnung im Schlussbericht [2]

Bei dieser Wohnanlage mit vier Objekten speist die zentrale Wärmepumpe über eine in der Zentrale angeordnete wasserseitige Weiche alternativ die Heizung oder das Brauchwarmwasser. Der Brauchwarmwasserspeicher steht ebenfalls in der Zentrale. Die einzelnen Zapfstellen werden direkt vom zentralen Speicher versorgt. Von den vier Objekten sind zur Zeit erst zwei Gebäude erstellt. Es ist eine Begleitheizung eingebaut.

Der Energieverbrauch dieser Anlage beziffert sich wie folgt:

Konzept	Endenergieverbrauch für BWW [kWh/m ³]	CO ₂ -Ausstoss [kg/m ³]
Diese Anlage	37.3 (Strom)	17.8
Elektroboiler, dezentral (Wirkungsgrad 100 %)	58.2 (Strom)	21.5
Kesselanlage, Öl, dezentral (Wirkungsgrad 85%)	68.5 (Hu)	18.1
Kesselanlage, Gas, dezentral (Wirkungsgrad 95%)	61.3 (Hu)	12.2

Table 4

Elektrischer Energieverbrauch für die BWW-Erwärmung für Anlage 4007 (60 °C).

Man erkennt, dass der energetische Vorteil dieses Konzepts gegenüber einem dezentralen Elektroboiler nicht sehr gross ist. Bei der zentralen BWW-Bereitung fallen Leitungsverluste im Nahverteilnetz und durch die Begleitheizung an. Sodann muss wegen der relativ niedrigen Stand-by-Temperaturen durch die Begleitheizung mit grösseren Ausstossverlusten gerechnet werden. Beim CO₂-Ausstoss ist selbst gegenüber einem Ölkessel nur ein marginaler Vorteil auszumachen. Beim Gaskessel liegt der CO₂-Ausstoss sogar deutlich niedriger!

Als Gegenbeispiel sei eine energetisch gute Anlage aufgezeigt. Bei dieser Anlage mit acht Gebäuden (138 Wohnungen) steht in jedem Gebäude ein Warmwasserboiler, die zu bestimmten Tageszeiten (alle gleichzeitig) über das heizungsseitige Wärmeverteilnetz aufgeladen werden.

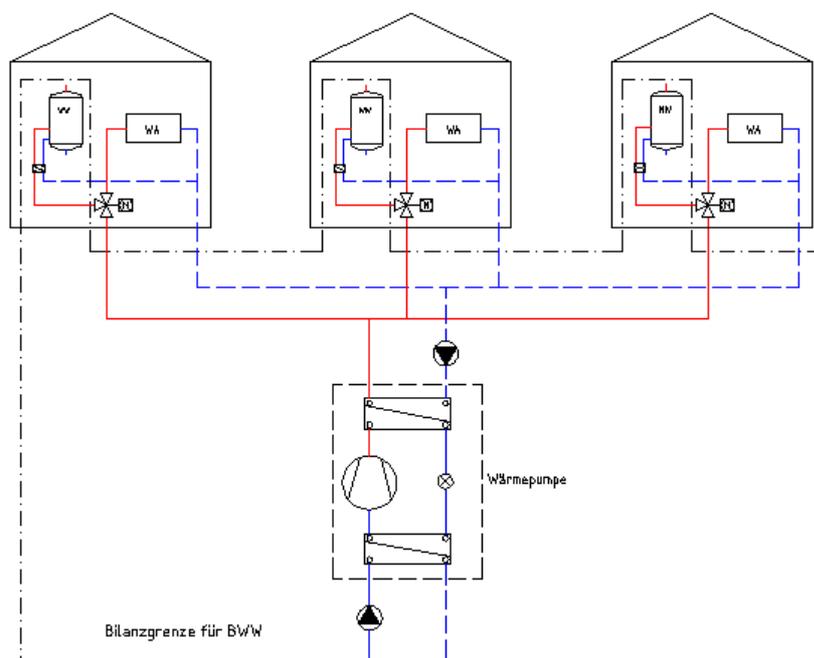


Bild 8
*Hydraulikschema der
BWW-Bereitung bei
Anlage 4004.*

Konzept	Endenergieverbrauch für BWW [kWh/m ³]	CO ₂ -Ausstoss [kg/m ³]
Diese Anlage	22.5 (Strom)	10.7
Elektroboiler, dezentral (Wirkungsgrad 100 %)	58.2 (Strom)	21.5
Kesselanlage, Öl, dezentral (Wirkungsgrad 85%)	68.5 (Hu)	18.1
Kesselanlage, Gas, dezentral (Wirkungsgrad 95 %)	61.3 (Hu)	12.2

Tabelle 5

Elektrischer Energieverbrauch für die BWW-Erwärmung bei Anlage 4004 (60 °C).

Bei dieser Anlage ist nun ein deutlicher Vorteil bezüglich Energieverbrauch und CO₂-Ausstoss gegenüber den drei Vergleichskonzepten vorhanden.

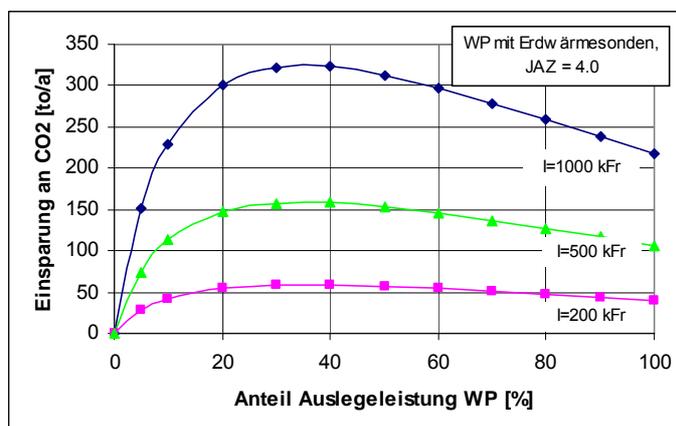
4. CO₂-Ausstoss und bivalente Anlagen

Grosse, zentrale Heizanlagen mit Wärmepumpen lassen im Gegensatz zu Kleinanlagen eine grössere Vielfalt an Konzepten zu. Dies ist besonders beim Einsatz von Wärmepumpen auch aus wirtschaftlichen Gründen wichtig. Während die Investitionskosten in eine Kesselanlage mit der Leistungsgrösse nur unterdurchschnittlich steigen, ist dies bei den Wärmepumpen weit weniger der Fall. Mit anderen Worten öffnet sich die Investitionskosten-schere zwischen einer reinen Wärmepumpenanlage und einer reinen Kesselanlage mit zunehmender Leistungsgrösse.

In einem solchen Falle stellt sich die Frage, ob die Heizanlage wirklich monovalent betrieben werden soll oder ob nicht eine Kombination aus Spitzenlastkessel und Wärmepumpe günstiger wäre. Sobald ein Teil der Heizwärme fossil erzeugt wird, steigt grundsätzlich der spezifische CO₂-Ausstoss pro kWh erzeugter Nutzwärme. Aus volkswirtschaftlicher und energetischer (!) Sicht kann es jedoch durchaus Sinn machen, einen Teil der Nutzwärme fossil zu erzeugen, wenn wir aus einem gegebenen Betrag an Kapital die grösste Reduktion an fossilem Energieverbrauch und CO₂-Ausstoss erreichen wollen. Es stellt sich mit anderen Worten die Frage, bei welchem Anteil Nutzwärme einer Wärmepumpe die niedrigsten Investitionskosten pro kg eingespartem CO₂ anfallen. Wir haben diese Fragestellung anhand einer bivalenten Heizanlage aus unserem Anlagenfundus mit Heizkessel und Wärmepumpe mit Wärmequelle Erdwärmesonde untersucht. Von dieser Anlage erhielten wir speziell detaillierte Zahlen.

Bild 9

Zusammenhang zwischen Modalsplit Heizkessel/Wärmepumpe und eingesparter Menge an CO₂ bei festgehaltenen Investitionskosten I.



Für Bild 9 wurde unterstellt, dass der *zusätzliche* Strom für Wärmepumpen aus einem ölbeheizten GuD-Kraftwerk stammt. Bei diesem Kraftwerkstyp beträgt der CO₂-Ausstoss pro kg CO₂ inklusive der Verluste in den Übertragungsleitungen 0.477 kg/kWh_{el}.

Aus volkswirtschaftlicher Sicht interessiert die Frage, bei welchem Modalsplit für eine gegebene Investitionssumme am meisten CO₂ eingespart werden kann. Bild 9 zeigt den Fall einer Kombination von Heizkessel (Heizöl EL) und Wärmepumpe mit Wärmequelle Erdwärmesonde. Interessanterweise liegt das Optimum bei einem unerwartet tiefen Wert von etwa 33 % WP-Anteil. Die Modellrechnung basiert auf einem Anlagenkonzept, bei dem die Heizkesselgrösse komplementär zur Wärmepumpe gewählt wird, d.h. beispielsweise dass bei 40 % Auslegeleistung der Wärmepumpe der Kessel eine Auslegeleistung von 60 % der gesamten Wärmebedarfsleistung hat. Dieses Konzept weist dem Kessel keine Backup-Leistung zu, d.h. er kann den Ausfall der Wärmepumpe nicht bei jedem Wärmebedarf vollständig kompensieren.

Trotz des tiefen Wertes für den Auslegeleistungsanteil der Wärmepumpe ist der Anteil der Wärmeproduktion pro Heizsaison recht hoch. Man erkennt in Bild 10, dass der Anteil der Wärmeproduktion bei 33 % Modalsplit 68 % beträgt. So gesehen liegen aus wirtschaftlicher Sicht die Leistungsanteile der meisten Wärmepumpen zu hoch.

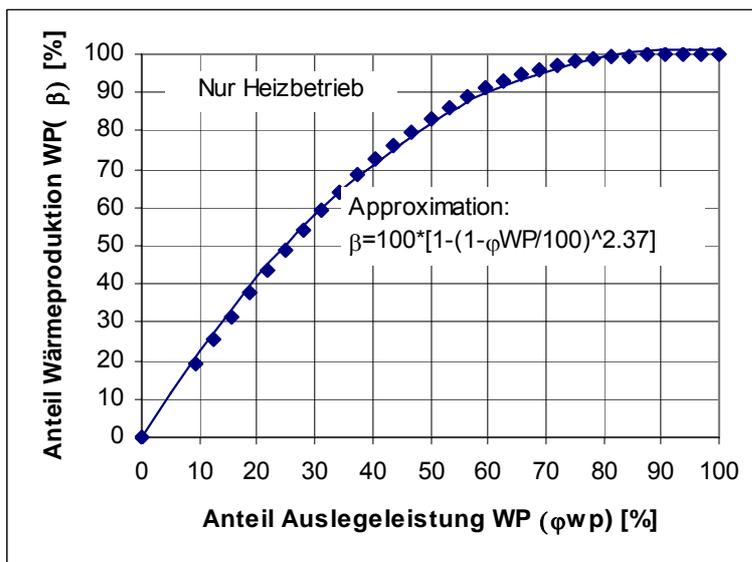
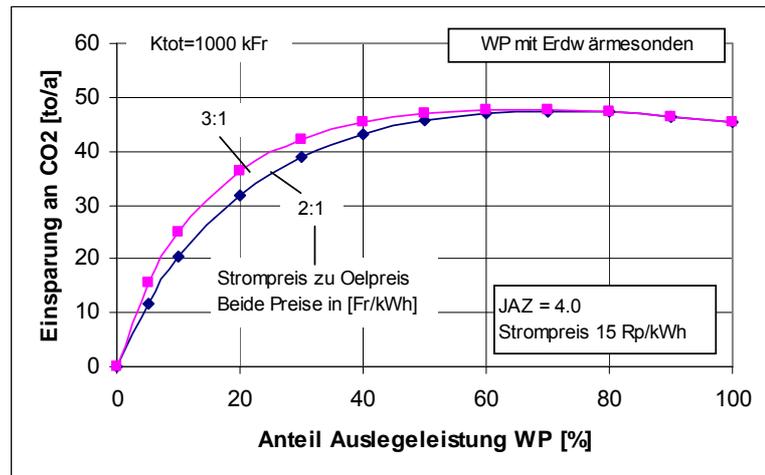


Bild 10
Zusammenhang zwischen
Modalsplit und Anteil der
Wärmeproduktion der
Wärmepumpe.

Man kann einwenden, dass für eine volkswirtschaftliche Betrachtung eines langlebigen Investitionsgutes, wie eben einer Heizanlage, die Lebenszykluskosten und nicht die Investitionskosten für die Optimierung herangezogen werden sollten. Unter Berücksichtigung der Lebenszykluskosten ergibt sich Bild 11:

Bild 11
*Verlauf der CO₂-Einsparung
in Abhängigkeit vom Leis-
tungsanteil der Wärmepumpe
für gegebene Lebenszyklus-
kosten K_{tot} .*



Das wirtschaftliche Optimum verschiebt sich Richtung eines grösseren Wärmepumpenanteils. Interessanterweise unterscheiden sich die beiden Verläufe trotz Preisunterschied beim Heizöl nur wenig.

5. Nebenantriebe von Wärmequellen

Die Energieverbräuche von Nebenantrieben können die Arbeitszahlen von Wärmepumpen erheblich beeinflussen. Die grossen Unterschiede bei den Jahresarbeitszahlen der untersuchten 9 Anlagen lassen sich zum grössten Teil auf diesen Umstand zurückführen. Im Rahmen des zur Verfügung stehenden Platzes sei auf eine typische Situation näher eingegangen.

Eine Wärmepumpe mit Grundwasser als Wärmequelle hat vier Leistungsstufen und eine gemeinsame Grundwasserförderpumpe für alle vier Wärmepumpen resp. Leistungsstufen. An dieser Anlage zeigt sich ein grundlegendes Dilemma. Wenn ein Nebenverbraucher mehrere Wärmepumpen bedienen muss, so ist er für den Teillastfall meist überdimensioniert. Dies gilt sowohl für die komplett ausgeführte Anlage, aber vor allem auch bei etappierten Überbauungen, wo die Wärmepumpen-Anlage für eine längere Zeitspanne überdimensioniert ist.

Bei Grundwasserpumpen wird manchmal versucht, die Pumpe drehzahlvariabel zu betreiben. Da die notwendige Förderhöhe der Wärmequellenanlage in diesem Fall nur teilweise von der Fördermenge abhängig ist, kann die Drehzahl nur minimal gesenkt werden. Bekanntlich sinkt der maximale Förderdruck der Pumpe etwa im Quadrat zur Drehzahl des Läufers. Schon eine Reduktion der Drehzahl von nur 10 % bewirkt also eine Absenkung der maximalen Förderhöhe um ca. 20 %.

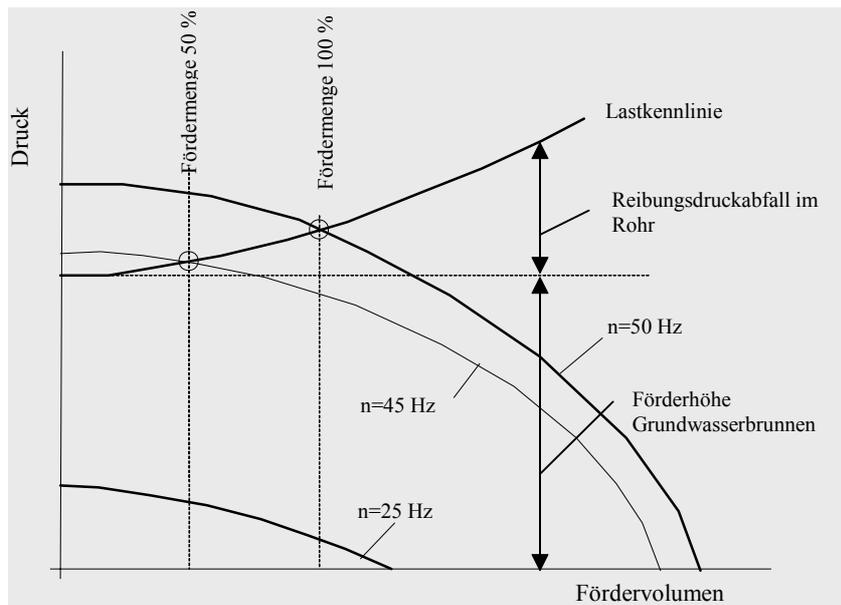


Bild 12
Pumpen- und Lastkennlinie bei konstantem Förderhöhenanteil durch geodätischen Druckunterschied.

Hier gibt es grundsätzlich zwei Wege, um aus dieser energetischen Falle herauszukommen.

- Wasserreservoir anlegen, das mit einer Grundwasserpumpe niveaugeregelt befüllt wird. Speisung der Wärmepumpen ab Reservoir im freien Gefälle oder durch individuelle Pumpen.
- Einbau einer separaten Grundwasserpumpe je Wärmepumpe (im vorliegenden Falle wären es vier Pumpen).

Im zweiten Falle ergibt sich folgende energetische Situation:

Bild 13 zeigt den Fall einer Wärmepumpenanlage mit 4 gleich grossen Wärmepumpen und Grundwasser als Wärmequelle, die bedarfsabhängig zu- und abgeschaltet werden. Die ausgezogene Linie ist der Jahresgang des Wärmebedarfs, gestrichelt die Jahresganglinie der Wärmeproduktion der Wärmepumpen. Die Flächen unter diesen beiden Kurven müssen identisch sein. Wenn nur eine Grundwasserpumpe für alle vier Maschinen vorhanden ist, so läuft diese unabhängig von der gerade aktiven Anzahl Wärmepumpen immer. Der Energieverbrauch der Pumpe ist durch das Rechteck im unteren Teil von Bild 13 dargestellt. Wenn hingegen vier Grundwasserpumpen mit je einem Viertel der maximal benötigten Förderleistung vorhanden sind, so kann jede Pumpe individuell zugeschaltet werden. Dieser Fall wird durch die Treppenkurve dargestellt. Man erkennt, dass die notwendige Pumpenenergie (und der Grundwasserverbrauch) pro Heizsaison auf etwa die Hälfte reduziert wird.

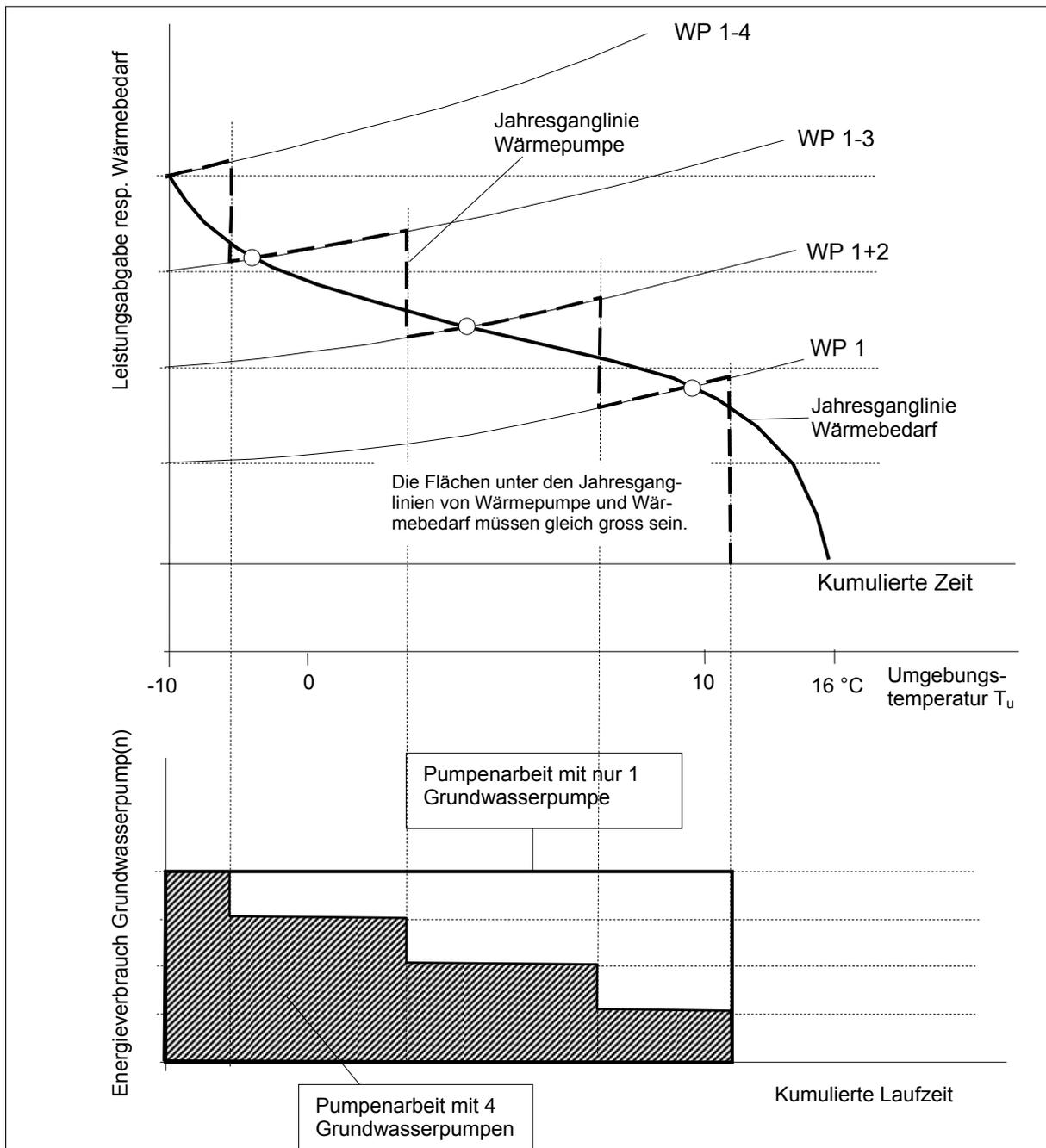


Bild 13

Darstellung des Energieverbrauchs der Grundwasserpumpen (gilt grundsätzlich für alle offenen Systeme, z.B. Wärmeentnahme aus gereinigtem Abwasser). Man beachte, dass die Gesamtlaufzeit der Wärmepumpen kürzer als die Heizzeit ist. Die Umgebungstemperaturachse ist nur für die Ganglinie des Wärmebedarfs richtig.

Vier Grundwasserpumpen kosten mehr als nur eine Pumpe. Diesem Dilemma kann man begegnen indem man nicht 4 Grundwasserpumpen einbaut, sondern nur zwei, deren Fördermenge (bei gleichem Druckaufbau) im Verhältnis 1:2 gestaffelt ist. Wenn die kleinere

Pumpe 1/3 der Maximalleistung liefert und die grössere 2/3, so ergeben sich Fördermengen, die recht gut an den idealen Fall angeglichen sind. Der Energie- und Wasserverbrauch der Grundwasseranlage wird dadurch gegenüber nur einer Pumpe um ca. 50 % reduziert. Über einen vollen Lebenszyklus von 15 Jahren berechnet, liegen die Einsparungen weit über den zusätzlichen Investitionskosten für die zweite Pumpe.

Dieses Konzept bewährt sich auch bei Etappierung der Überbauung. Eine Überförderung an Grundwasser wird vermieden und der Energieverbrauch der Grundwasserpumpe reduziert sich automatisch entsprechend den angeschlossenen Objekten.

6. Erwägungen

Die Analyse von 8 grossen Gebäudekollektiven mit zentraler Wärmeerzeugung ergibt ein recht unterschiedliches Bild bezüglich Energieeffizienz und planerischem Geschick. Wenn es auch relativ wenige Anlagen sind, so zeigen sich doch gewisse grundsätzliche Aspekte und Verbesserungsmöglichkeiten bei der Planung solcher komplexen Anlagen. Aus Sicht des Autors besteht Handlungsbedarf in nachstehenden Bereichen:

- a) Forschung bezüglich der optimalen Konzepte (Schaltungen) im Sinne von tragfähigen Beurteilungskriterien und Planungsrezepten für die Auslegung und Handlungsanweisungen für Planer
- b) Anhebung der Jahresarbeitszahlen auf mindestens das Niveau der Kleinwärmepumpen
- c) Qualitätssicherung von Grosswärmepumpen-Anlagen
- d) Inbetriebnahmeprozedere mit einjähriger Nachkontrolle aller Funktionen und allfälliger Optimierung
- e) Mindeststandard an messtechnischer Grundausrüstung für die energetische Überwachung der Anlage.

Literatur

- [1] M. Nani, P. Hubacher, M. Ehrbar : QS-WP, Qualitäts-Prüfung von Klein-Wärmepumpen mittels Norm- und Feldmessungen. Jahresbericht 2005. BFE.
- [2] P. Hubacher, C. Bernal, M. Ehrbar: Grosswärmepumpen, Energetische und planerische Analyse von 10 Anlagen, Vergleich verschiedener Anlagenkonzepte. Schlussbericht 2006. BFE.

Bernhard Eggen
Geschäftsleiter
Dr. Eicher+Pauli AG
Zinggstrasse 1
CH-3007 Bern
bernhard.eggen@eicher-pauli.ch
www.eicher-pauli.ch

Wärmequellenkonzepte für Gross-Wärmepumpen

Zusammenfassung

Eine überall verfügbare, ideale Wärmequelle gibt es nicht. Vielmehr ist in jedem Fall zu klären, welche Wärmequelle mit welchem Aufwand erschlossen werden kann. Dabei sind viele Details zu beachten, um technisch ausgereifte und wirtschaftliche Lösungen zu erreichen. Jede Wärmequelle kann Verschmutzungen aufweisen, die zu erheblichen Betriebsproblemen führen können. Das von der Wärmepumpe nutzbare Temperaturniveau wird nicht nur von der Wärmequelle, sondern auch von den technischen Konzepten bestimmt. Diese geben ebenso den Energieverbrauch eines Wärmeverbundes vor. Bei genügender Absatzdichte und optimalen Konzepten können wirtschaftliche Wärmeversorgungen mit Gross-Wärmepumpen realisiert werden.

Résumé

La source de chaleur idéale, disponible partout, n'existe pas. Il faut examiner dans chaque cas particulier laquelle peut être mise à profit et à quel prix. Pour arriver à des solutions rentables et techniquement correctes, une foule de détails doivent être pris en considération. N'importe quelle source de chaleur peut être affectée par des salissures pouvant conduire à des problèmes considérables pendant l'exploitation. Le niveau de température utilisable par la pompe à chaleur ne dépend pas seulement de la source de chaleur; la conception technique de l'ensemble le touche aussi. Et celle-ci détermine également la consommation d'énergie d'un réseau de chauffage à distance. Si la densité thermique est suffisante et que la conception est optimale, des réseaux de chauffage alimentés par de grosses pompes à chaleur peuvent être réalisés de manière rentable.

1. Die ideale Wärmequellen für Gross-Wärmepumpen

Für den wirtschaftlichen Betrieb einer Wärmepumpe hat die Wärmequelle eine entscheidende Bedeutung. Eine Wärmequelle kann als ideal bezeichnet werden, wenn folgende Kriterien erfüllt sind:

- überall in grossen Mengen verfügbar
- hohe Temperaturen über das ganze Jahr
- mit kleinem Aufwand zu erschliessen
- keine Partikel oder chemischen Zusatzstoffe, die den Betrieb der Anlage stören
- kleiner Energieaufwand zur Förderung
- kleiner Aufwand für Betrieb und Wartung
- gesicherte Verfügbarkeit über eine lange Zeit.

Eine solche ideale Wärmequelle gibt es leider nicht, wohl aber Quellen, die dieser Idealvorstellung mehr oder weniger nahe kommen.

Den verschiedenen Arten werden unterschiedliche Eigenschaften zugeschrieben, wie

- Grundwasser ist eine unproblematische Wärmequelle, sowohl in der Förderung als auch im Betrieb.
- Abwasser verfügt über gute Temperatureigenschaften.
- Oberflächenwasser zu fassen ist aufwändig, und die Temperaturen können gegen den Gefrierpunkt fallen.
- Luft ist wohl überall verfügbar, als Wärmequelle für Gross-Wärmepumpen aber nicht geeignet, weil grosse Luftmengen umgewälzt werden müssen.

Mit den folgenden Ausführungen werden diese Klassierungen basierend auf meiner 20-jährigen Erfahrung mit der Planung, Realisierung und dem Betrieb sowie der Überprüfung und Sanierung von Anlagen mit grossen Wärmepumpen (50 bis 1200 kW) hinterfragt. Diese Ausführungen haben keinen Anspruch auf Vollständigkeit, zu komplex und vielseitig sind die Rahmenbedingungen und Anforderungen an die Systeme.

2. Grundwasser ist eine unproblematische Wärmequelle

Verfügbarkeit und Nutzungsmöglichkeiten sind begrenzt

Wie Bild 1 zeigt, decken sich die Siedlungsgebiete nicht unbedingt mit den grossen Grundwasservorkommen. Die Stadt Bern beispielsweise verfügt nur über kleinere Grundwasserleiter, deren Ergiebigkeit eine sehr begrenzte Nutzung von Grundwasser ermöglicht.

In anderen Siedlungsgebieten ist die Grundwassernutzung wegen Schutzzonen von Trinkwasserfassungen stark eingeschränkt.

Bild 1

*Grundwasserleiter im Kanton Bern:
Die Grundwasservorkommen decken sich
nur bedingt mit den Siedlungsflächen.*

Mit Gewässerschutzkarten, Wegleitungen und Richtlinien ist zudem in jedem Kanton die Grundwassernutzung für Wärmepumpen unterschiedlich geregelt. (siehe z.B. [1][2])

Als Grundlage für eine Nutzungskonzession ist ein Hydrogeologe beizuziehen. Dieser klärt die Möglichkeiten der Wärmenutzung und legt den Fassungs- resp. Rückgabeort des Grundwassers fest.

**Tiefere Temperaturen sind möglich**

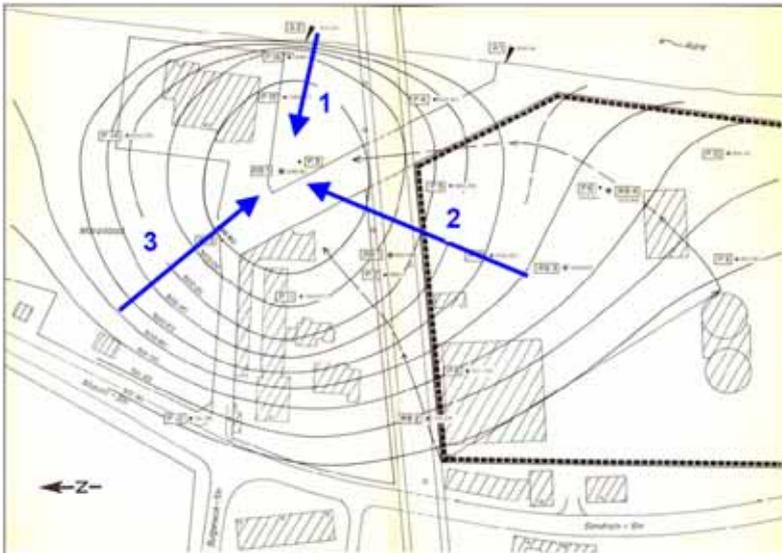
Im Normalfall hat das Grundwasser über das ganze Jahr eine recht konstante Temperatur. Ohne Einflüsse durch Fremdwärme oder infiltrierendes Oberflächenwasser schwankt diese übers Jahr zwischen 8 und 12 °C.

Wird wie bei der Fassung der Anlage Berufsschulen Bern-Lorraine [3] ein erheblicher Anteil an Flussinfiltrat gefördert, kann die Wassertemperatur auf 6 °C fallen. Damit die Wärmepumpe auch bei diesen Temperaturen die geforderte maximale Heizwassertemperatur von 65 °C erbringen kann, wurde hier eine Spezialanlage mit einem überfluteten Wärmetauscher gewählt. Es sind aber auch massiv höhere Temperaturen möglich. So stellten wir in einem Grundwasserleiter in einem Siedlungsgebiet auch schon 15 °C fest.

Verschmutzungen können zu Betriebsproblemen führen

Das Grundwasser in der Schweiz ist von bester Qualität. Zum Teil übersteigt diese sogar diejenige von gekauftem Mineralwasser. Wie das folgende Beispiel des Wärmeverbundes Marzili zeigt, gibt es aber auch Ausnahmefälle.

Im BFE-Schlussbericht Wärmeverbund Marzili [4] ist zu lesen: „Die Organismen (Eisenbakterien) nehmen im Wasser gelöstes Eisen auf und scheiden es in einer unlöslichen Form aus, die als Feststoff abgelagert wird. Weil das geförderte Wasser nur wenig Sauerstoff enthält, werden die Bakterien nicht abgebaut, wie es normalerweise der Fall ist.“ Diese Situation ergibt sich aus den speziellen Verhältnissen des Untergrundes an diesem Ort.

**Bild 2**

Isohypsenkarte Marzili Bern: Das in der Bohrung geförderte Wasser fliesst hauptsächlich von drei verschiedenen Seiten der Bohrung zu: Aareinfltrat (1), oberflächennahes, teilweise verschmutztes Grundwasser des Aaretales (2) sowie Hang- und Grundwasser(3).

Die Sauerstoffarmut des geförderten Wassers rührt von einer Altlast her, die sich im Bereich des früheren Gaswerkareals befindet (gestrichelter Perimeter). Diese Situation wird durch den hoch verdichteten Boden in diesem Gebiet zusätzlich begünstigt.

Mit einer dosierten, stossweisen Zugabe von Javelwasser (0,0002 Promille) konnten die Eisenbakterien abgebaut werden. Eine laufende Kontrolle ist aber erforderlich.

Mit dem richtigen Aufbau des Filterbrunnens und einem wirksamen Entsanden ist zudem ein sandfreier Betrieb der Förderbohrung sicher zu stellen.

Rückgabe des genutzten Wassers

Im Normalfall muss das von der Wärmepumpe genutzte Wasser über einen Rückgabebrunnen wieder dem Grundwasser zugeführt werden. Tritt das Grundwasser im Gebiet des Rückgabeortes in einen Vorfluter aus, kann das Wasser nach Absprache mit den Behörden auch direkt in den Vorfluter geleitet werden.

Im Rahmen von EnergieSchweiz hat die Schweizerische Vereinigung für Geothermie (SVG) ein hilfreiches Merkblatt mit Hinweisen zum Vorgehen herausgegeben [5].

3. Abwasser verfügt über gute Temperatureigenschaften

Wo wird die Abwärme genutzt?

Die Wärme im Abwasser kann grundsätzlich zwischen Verbraucher und Kläranlage wie folgt zurück gewonnen werden:

- beim Verbraucher (z.B. in Spitälern, Hotels etc.)
- aus dem Abwasserkanal
- nach der Kläranlage .

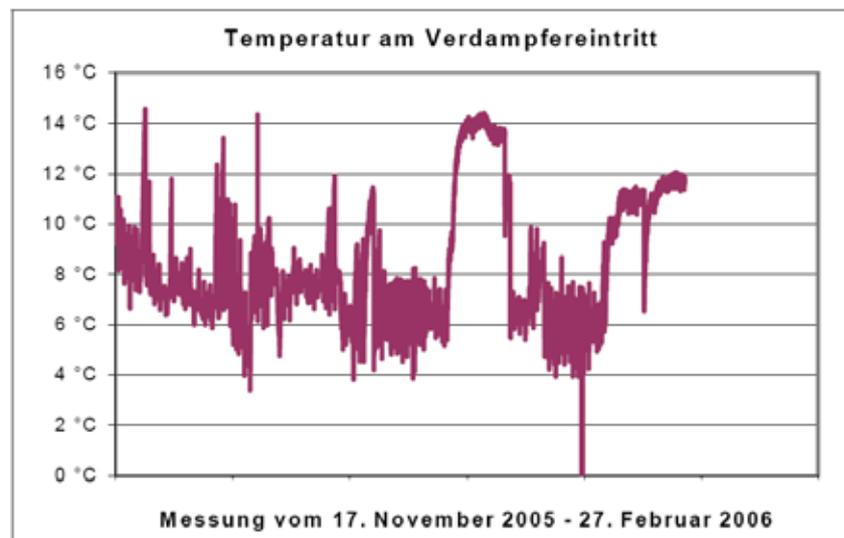
Mit meinen Erfahrungen kann ich einen Beitrag zur letztgenannten Möglichkeit liefern. Die Nutzung der Abwärme aus den Kanalisationen ist im Leitfaden „Wärmenutzung aus Abwasser“ [6] eingehend dargestellt.

Welche Temperatur steht der Wärmepumpe zur Verfügung?

Mit nutzbaren Temperaturen von 10-20 °C sind die Verhältnisse beim Abwasser in der Tat für die Nutzung mit Wärmepumpen vielversprechend. Damit diese Temperaturen der Wärmepumpe tatsächlich zur Verfügung stehen, gilt es einiges zu beachten. Im folgenden Beispiel werden die erwarteten Temperaturen bei weitem nicht erreicht.

Bild 3

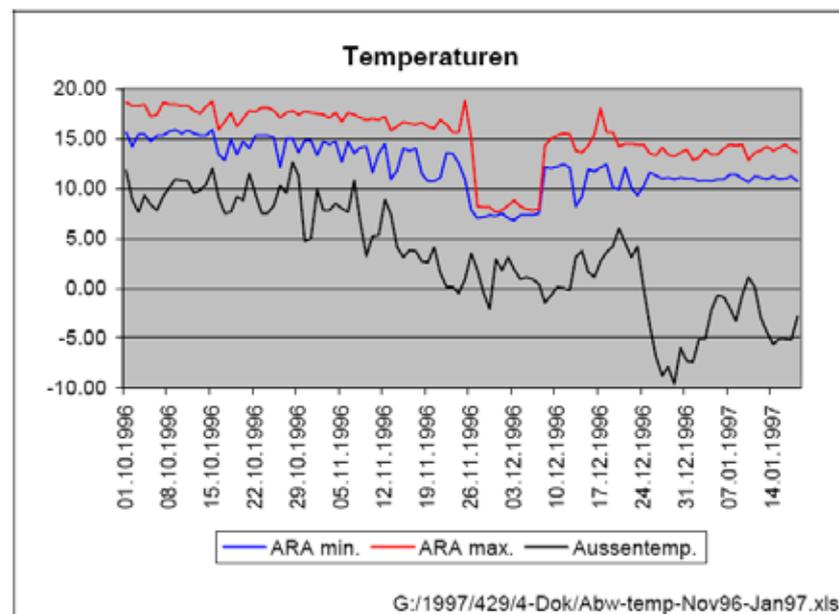
Gemessene Temperaturen beim Verdampfer-eintritt einer Wärmepumpe: Die Abwassertemperaturen dieser ARA sind eher tief. Zudem gehen über den Wärmetauscher des Zwischenkreislaufes 3 K verloren.



Je nach Einzugsgebiet und Reinigungsverfahren sind die Temperaturen des gereinigten Abwassers unterschiedlich. Es kann sogar vorkommen, dass die Temperaturen bei länger anhaltender Schneeschmelze über einige Zeit auf 7 °C fallen.

Bild 4

Gemessene ARA-Wassertemperaturen: Vom 26.11.-7.12. brach die Abwassertemperatur infolge starkem Regen und gleichzeitiger Schneeschmelze ein. Sehr tiefe Aussentemperaturen haben aber kaum Einfluss auf die Abwassertemperaturen.



Auf die Jahresbilanz bezogen, haben solche Temperatureinbrüche eine untergeordnete Bedeutung. Bei der Auslegung und im Betrieb von Wärmepumpen sind sie aber zu beachten.

Gereinigtes Abwasser enthält gelöste und ungelöste Feststoffe

Wie die Erfahrungen in allen Anlagen gezeigt haben, muss der Verschmutzung von Wärmetauschern einige Bedeutung beigemessen werden.

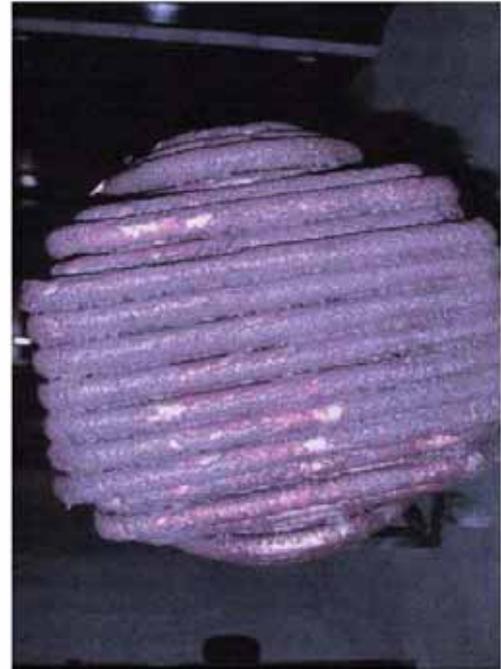


Bild 5

Verschmutzte Wärmetauscher.

In verschiedenen Fällen wurde diese Verschmutzung zu wenig beachtet, was zu Problemen beim Betrieb geführt hat:

- In einer ARA müssen die eingesetzten Platten-Wärmetauscher 6-8 Mal jährlich manuell gereinigt werden. Dies obwohl ein Rückspül-Filter den Wärmetauschern vorgeschaltet ist.
- In einem Verbund mit kalter Fernwärme musste der Rohrbündel-Wärmetauscher einer privaten Anlage zweimal jährlich ausgebaut und in einer nahen Autowaschanlage gereinigt werden. Da diese Wärmepumpe monovalent betrieben wurde, litt mit diesem aufwändigen Unterhalt auch das Vertrauen in die Nutzung von ARA-Wasser.

Wärmetauscher-Wahl

Nach Möglichkeit sind Lösungen zu treffen, bei denen der Unterhalt der Wärmetauscher durch professionelle Betreiber sichergestellt wird. Am einfachsten ist dies mit zentralen Lösungen zu erreichen. Wie das oben aufgeführte Beispiel zeigt, kann die Reinigung der Wärmetauscher den Bezüglern kaum zugemutet werden.

In der Praxis haben sich grundsätzlich zwei Konzepte durchgesetzt:

- Rohrbündel-Wärmetauscher mit dem ARA-Wasser in den Rohren:
Mit den relativ hohen Fließgeschwindigkeiten lagern sich Feststoffe weniger ab.
Zudem kann die Anlage mit einem automatischen Reinigungssystem (z.B. Taprogge) aus- resp. nachgerüstet werden.

- Platten-Wärmetauscher:
Diese müssen periodisch gereinigt werden. Ob dies nun zweimal oder gar achtmal jährlich erfolgen muss, kann erst mit dem Betrieb festgestellt werden. Mit dem Nachrüsten der ARA hat sich die Situation in den letzten Jahren tendenziell verbessert.

Variante 1 ist bei den Investitionen teurer, bietet aber eine grössere Betriebs- und Kostensicherheit.

Bei der Wahl der Wärmetauscher ist auf eine gute Grädigkeit zu achten. Über den Wärmetauscher sollten nicht mehr als 1-2 K verloren gehen.

Kalte oder warme Fernwärme?

Je nach Rahmenbedingungen ist eine der beiden Möglichkeiten kostengünstiger und technisch richtig:

- Ist das Absatzgebiet eher nahe bei der ARA, ist eine zentrale Lösung mit einer professionellen Betriebsführung vorzuziehen. Ein Zwischenkreislauf entfällt und der Wärmepumpe stehen etwas höhere Temperaturen zur Verfügung. Zudem kommt der Verbund mit weniger Förderenergie aus und überschüssige Abwärme aus dem Betrieb des Blockheizkraftwerkes der ARA kann allenfalls effizienter in den Verbund eingespeist werden.
- Bei grossen Distanzen zwischen ARA und Bezüger spricht die Kostendifferenz zwischen isolierten und nicht isolierten Leitungen möglicherweise für die Realisierung einer kalten Fernwärme. Da mit einer warmen Fernwärme die Pumpenergie durch die Nutzung einer grösseren Temperaturdifferenz aber massiv tiefer ausfällt und dezentrale, kleinere Wärmepumpen spezifisch teurer sind, ist dies von Fall zu Fall zu überprüfen. Es ist zu vermeiden, dass die Bezüger sich mit der Reinigung von Wärmetauschern befassen müssen. Mit der Schaffung eines Zwischenkreislaufes oder einem System mit warmer Fernwärme kann dies erreicht werden. Bei Netzen mit kalter Fernwärme und grossen Höhendifferenzen ist dem Energieverbrauch für Förderpumpen und der Hydraulik bei Gegensteigungen besondere Beachtung zu schenken.

4. Oberflächenwasser zu fassen ist aufwändig

Feststoffe dürfen den Betrieb nicht stören

Bei der Wahl des Fassungsstandortes sind die lokalen Gegebenheiten der Gewässer genauestens zu prüfen, um unliebsame Überraschungen vermeiden zu können. Danach sind entsprechende Vorkehrungen zu treffen.

Im folgenden Beispiel [7] war der Fassungsstandort ursprünglich in einem Bereich mit starken siltigen Ablagerungen beim Übergang vom Fließgewässer zum See vorgesehen. Nach einer Beratung durch die EAWAG verlegten wir die Fassung 500 m flussaufwärts an einen Standort, wo diese Ablagerungen weniger auftreten. Trotzdem wurde ein Fassungsbauwerk mit einem Absetzbecken erstellt. Einmal jährlich wird das Bauwerk gereinigt.

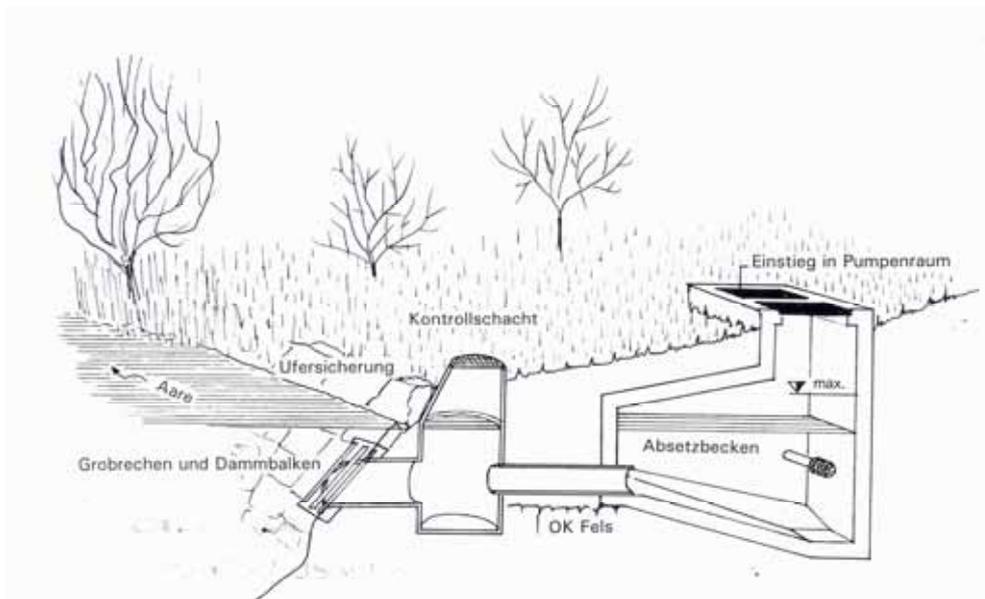


Bild 6
*Fassungs-
bauwerk an
der Aare.*

Mit einem Berieselungsverdampfer wird zudem ein Verschmutzen des Wärmetauschers mit Feinmaterial verhindert. Dieses Konzept hat sich seit über 12 Jahren bewährt.



Bild 7
*Berieselungsverdampfer (Typ Sladky): Das
Doppelrohrprinzip lässt das Kältemittel in
einem 2 mm engen Ringspalt sieden, so dass
die Füllung einen Bruchteil derjenigen eines
Rohrkesseltyps beträgt. An den 126 Doppel-
rohren wird der Berieselungsfilm periodisch
abgerissen und das Innenrohr gespült.*

An diesem Fassungsstandort sind glücklicherweise keine Wandermuscheln festgestellt worden. Diese treten vor allen in Seen auf und können Fassungswerke und Wärmetauscher verstopfen. Wasservögel haben Wandermuscheln aus dem Raum des Kaspischen Meeres eingeschleppt. 1969 wurden sie im Zürichsee erstmals festgestellt. Als einzige Muschel pflanzt sich die Wandermuschel über Larven fort, die frei schwimmen und so durch die Wasserströmung über weite Strecken transportiert werden können. Über einen Faden können sich die Wandermuscheln fest anhaften und im Betrieb von Wärmepumpen zu erheblichen Problemen führen.

Sehr tiefe Temperaturen der Wärmequelle sind möglich

Wie folgende Grafik zeigt, können die Quelltemperaturen auf unter 4°C fallen.

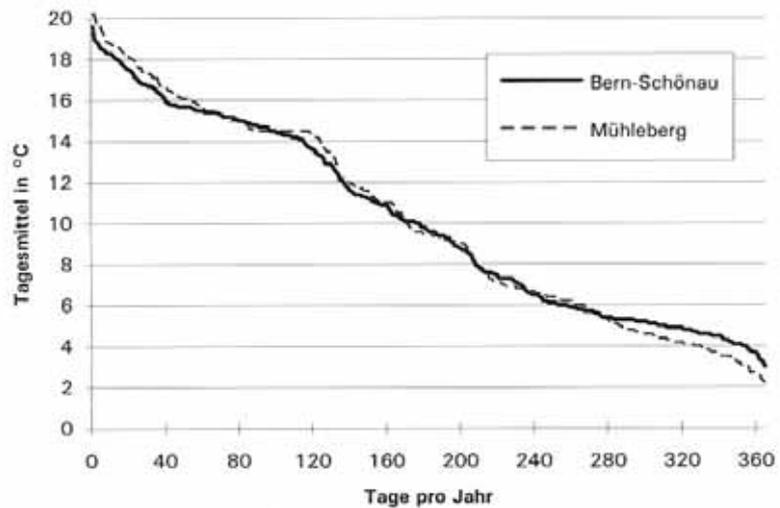


Bild 8
Dauerlinie der
Aarewasser-Temperaturen.

Die langjährigen Erfahrungen dieser Anlage zeigen, dass mit den vermehrt wärmeren Wintern, der kleinen Temperaturdämpfung der Erschliessungsleitung und dem gewählten Verdampferkonzept die Laufzeiten der Wärmepumpe kaum reduziert wurden. Die Jahresarbeitszahl der eingesetzten Gasmotor-Wärmepumpe ist mit über 1.7 (COP Kälteteil: 3.6) erfreulich hoch.

6. Luft ist als Wärmequelle nicht geeignet

... bei speziellen Anwendungen aber eine sehr interessante Lösung!

Mit den durchschnittlich tiefen Temperaturen und den grossen Luftmengen, die bei einer Gross-Wärmepumpe (über 50 kW) umgewälzt werden müssen, hat dieses Wärmequellenkonzept seine Grenzen.

In Verbindung mit der Nutzung von Abwärme von Betrieben oder fossilen Wärmeerzeugern können aber Wärmepumpen sehr wirtschaftlich eingesetzt werden. Folgende Anwendungen wurden beispielsweise umgesetzt:

- Nutzung der Abluft einer Einstellhalle
- Nutzung der Abluft und Abgase eines Blockheizkraftwerkes
- Kombinierte Nutzung von Abwärme einer Heizkesselanlage mit Aussenluft.

7. Vergleich der Wärmegestehungskosten

Im Folgenden werden die Gestehungskosten von verschiedenen Anlagen zusammengestellt und verglichen. Da die Rahmenbedingungen bei jeder Anlage unterschiedlich sind, wurden in der Betrachtung die mittleren Wärmegestehungskosten bei den Bezüglern gewählt, unter Berücksichtigung der Kapital-, Energie- und Unterhaltskosten. Die Investitionen umfassen die Fassung der Wärmequelle, die Erschliessungsleitung der Wärmequelle, Wärmetau-

scher- und Wärmepumpenanlagen, das Verteilnetz des kalten oder warmen Wärmeverbundes sowie der Übernahmestation.

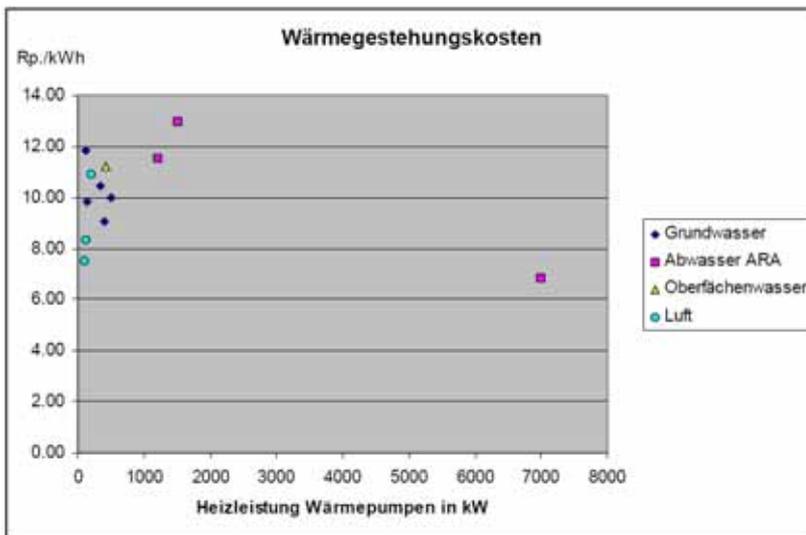


Bild 9
Wärmegestehungskosten
bezogen auf Heizleistung
der Wärmepumpen.

Mit einer Bandbreite von ca. 7 bis 13 Rp./kWh ist die Streuung gross. Eine klare Abhängigkeit zur Heizleistung ist nicht erkennbar. Bei den günstigen Luft-Anlagen ist zu beachten, dass diese Anlagen nur als Ergänzung zu einer bestehenden Infrastruktur funktionieren.

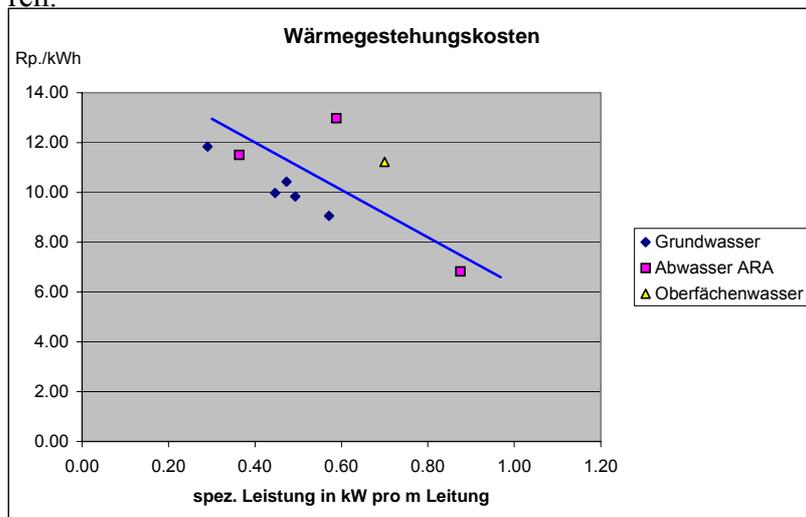


Bild 10
Wärmegestehungskosten
bezogen auf spezifische
Leistung der Verteilungen.

Die Korrelation der Wärmegestehungskosten in Bild 10 zeigt hingegen eine klare Abhängigkeit zu den spezifischen Leistungen der Erschliessung der Wärmequellen. Lange Erschliessungsleitungen mit schlechten Energiedichten führen unabhängig von der Art der Wärmequelle zu hohen Wärmepreisen. Die zwei Werte über der Linie lassen sich wie folgt erklären:

- Anlage „Abwasser ARA“: Es handelt sich um eine Anlage mit kalter Fernwärme und 12 dezentralen Wärmepumpen. Die Mehrkosten von dezentralen Wärmepumpen gegenüber einer zentralen Anlage scheinen grösser zu sein, als diejenigen eines wärmeisolierten Verteilnetzes.
- Anlage „Oberflächenwasser“: Die spezifischen Erschliessungskosten der Wärmequelle dieser Anlage sind relativ hoch.

8. Bewertung der Wärmequellenkonzepte

Verfügbarkeit und Erschliessungsaufwand

Wie Bild 1 zeigt, sind gute für Gross-Wärmepumpen geeignete Wärmequellen nicht überall verfügbar. Es ist selten, dass zwei der besprochenen Wärmequellen bei einem Objekt überhaupt zur Verfügung stehen. Sollte dies einmal der Fall sein, ist zu klären, welche Nutzung betrieblich zweckmässig und wirtschaftlicher ist. Der Nutzung von guten Wärmequellen sind oft durch den Erschliessungsaufwand Grenzen gesetzt. Dabei hat die Länge der Erschliessungsleitung der Wärmequelle und die Absatzdichte des Verteilnetzes eine sehr hohe Bedeutung.

Temperaturen

Abwärme aus Abwasser und Gewerbe/Industrie weist grundsätzlich eine höhere Qualität als Grund- und Oberflächenwasser aus. Wie die aufgezeigten Beispiele gezeigt haben, sind Ausnahmen aber möglich, eine Klärung in der Planungsphase somit unbedingt erforderlich. Zu beachten gilt es insbesondere auch, dass über Wärmetauscher und deren Verschmutzung das Temperaturniveau nicht unnötig sinkt.

Schmutzfreiheit

Auf die Schmutzfreiheit einer Wärmequelle kann oft kein Einfluss genommen werden. Jede Wärmequelle kann Partikel oder chemische Substanzen enthalten, die den Betrieb einer Anlage beeinflussen können. Für das Gelingen eines Projektes ist aber von zentraler Bedeutung, dass diese Problematik frühzeitig geklärt und entsprechende Betriebskonzepte ausgearbeitet werden.

Energie- und Betriebsaufwand

Mit der Wahl des Anlagekonzeptes werden nicht nur die Investitionen, sondern auch die Betriebskosten wesentlich vorbestimmt. Bei der Planung sind der Betriebsaufwand (z.B. für Reinigungsarbeiten) und der Energieaufwand für das ganze System zu beachten. In zwei von unserer Firma beurteilten Wärmeverbänden haben wir beispielsweise zu kleine Leitungsquerschnitte vorgefunden, die zu einem massiv höheren Energieverbrauch der Förderpumpen führen.

Wie zu Beginn dieses Referates festgehalten, gibt es die ideale Wärmequelle nicht. Auch kann nicht generell bestimmt werden, welches Wärmequellenkonzept am besten ist. Vielmehr ist in jedem Fall zu klären, welche Wärmequelle mit welchem Aufwand erschlossen werden kann. Dabei sind viele Details zu beachten, um technisch ausgereifte und wirtschaftliche Lösungen zu erreichen. Zur Förderung von grossen Wärmepumpen wäre es sicher nützlich, die hier aufgezeigten Aspekte noch eingehender zu behandeln und den Beteiligten zugänglich zu machen.

Quellen

- [1] Wasser- und Energiewirtschaftsamt des Kantons Bern: Anforderungen an Wärmepumpenanlagen für die Nutzung von Wärme aus Grundwasser, Oberflächenwasser, Erdwärmesonde und Erdregister, 1998.
http://www.bve.be.ch/site/index/wwa/bve_wwa_hydrometrie.htm
- [2] Amt für Umwelt und Energie Basel-Stadt: Wegleitung über die Fluss- und Grundwassernutzung im Kanton Basel-Stadt, 2000.
http://www.aue.bs.ch/wegleitung_wassernutzung.pdf
- [3] Bernhard Eggen, Stefan Lanz: Erfolgskontrolle Heizzentrale mit indirekter Gasmotor-Wärmepumpe Berufsschulen Bern-Lorraine, 2003.
- [4] Bruno Liesch: Wärmeverbund Marzili - Nutzung erneuerbarer Energie mit Blockheizkraftwerk und Grundwasser-Elektrowärmepumpe, 2002.
- [5] Schweizerische Vereinigung für Geothermie: Energie aus dem Grundwasser, 2005.
<http://www.eberhard-partner.ch/downloads.html>
- [6] René Buri, Beat Kobel: Wärmenutzung aus Abwasser - Leitfaden für Inhaber, Betreiber und Planer von Abwasserreinigungsanlagen und Kanalisationen, 2004.
- [7] Bernhard Eggen: Realisierung einer Gasmotor-Wärmepumpe mit Aarewasser, gwa, 10/1994, S.821-827.

Rolf Löhner
Dipl. Ing. FH
Geschäftsleiter
Scheco AG
In der Euelwies 17
8408 Winterthur
rolf.loehner@scheco.ch
www.scheco.ch

Temperaturgerechte Wärmeauskopplung

Zusammenfassung

Die temperaturgerechte Wärmeauskopplung ist ein in der Praxis bewährter Lösungsansatz für grössere Objekte mit unterschiedlichen Systemtemperaturen und für die Erwärmung von Trinkwasser. Der Einsatz von zusätzlichen Wärmeübertragern (Verflüssiger, Enthitzer, Unterkühler, etc.) bedingt allerdings eine sorgfältige Prüfung des Last- und Temperaturverlaufes auf der Nutzungsseite und setzt fundierte thermodynamische und hydraulische Kenntnisse voraus.

Wirtschaftlich interessant werden Wärmepumpen mit einer Heizleistung ab ca. 100 kW, Anlagen für die Warmwasserbereitung, z.B. in Sporthallen, Industrie und Bädern sowie kombinierte Wärme- und Kälteerzeugungsanlagen.

Abstract

Heat recovery at the accurate temperature level is in practice a well proved solution for larger objects with different temperatures as well as for the warming of domestic water. But the use of additional heat exchangers (e.g. condensers, desuperheaters, refrigerant subcoolers etc.) requires exact analysis of the load and temperature variation on the users side, and it requires well-founded thermodynamic and hydraulic knowledge.

Economically very interesting solutions can be created by heat pump systems with heating capacities >100 kW, systems for hot-water heating in sports facilities and public baths, production industry as well as combined refrigeration and heating systems.

Résumé

L'utilisation rationnelle de la chaleur produite sur plusieurs niveaux de température est dans la pratique une approche fiable pour des objets de plus grande envergure ; particulièrement lorsque l'on se trouve en présence de systèmes nécessitant de la chaleur sur divers niveaux de températures ou dans le cas du chauffage d'eau sanitaire.

L'utilisation d'échangeurs supplémentaires (désurchauffeurs, condenseurs, sous refroidisseurs) demande toutefois une étude soignée de l'évolution des températures et des puissances du côté des consommateurs et nécessite des connaissances approfondies en thermodynamique et hydraulique.

Les pompes à chaleur (PAC) deviennent intéressantes à partir d'une puissance d'environ 100 kW pour des utilisations telles que le chauffage d'eau sanitaire pour des halles de sport, l'industrie et les piscines de même que dans les cas d'installations combinées de production de froid et de chaleur.

Thermodynamische Grundlagen

Jede Wärmepumpe resp. Kälteanlage ist ein thermodynamischer Kreisprozess, in dem ein Medium (Kältemittel) zirkuliert. Der Kreisprozess lässt sich am einfachsten im Log(p)-h-Diagramm (Druck-Enthalpie-Diagramm) darstellen.

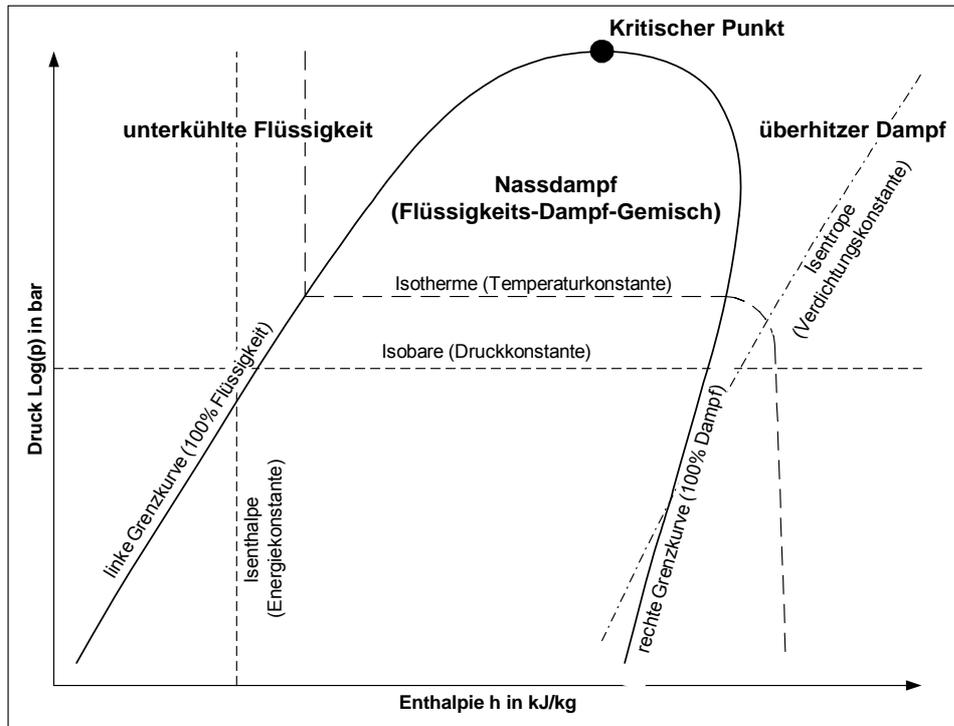


Bild 1

Log(p)-h-Diagramm für ein typisches Kältemittel.

Nebst den aufgeführten Informationen können weiter die Dichte oder je nach Diagramm das spezifische Gewicht sowie der Dampfgehalt im Nassdampfbereich abgelesen werden.

Zu beachten gilt, dass Umgangssprachlich von Verdampfungs- und Verflüssigungstemperatur die Rede ist, jedoch der entsprechende Druck gemeint wird. Dies, weil bei fast allen Kältemitteln die Isobare und die Isotherme im Nassdampfbereich parallel verlaufen und sich die Temperatur einfacher als der Druck vorstellen lässt. Bei allen Kältemittel-Gemischen der R400er-Reihe, z.B. R407C laufen die Isobare und die Isotherme nicht parallel, man spricht von Temperatur-Gleit. Hier ist es wichtig welche Temperatur angegeben wird:

Taupunkt-Temperatur

Ist die Temperatur, die dem Druck auf der rechten Grenzkurve entspricht. Dieser Punkt ist am System messbar.

Mittel-Temperatur

Ist die Temperatur, die dem Druck bei 50 % Dampfanteil im Nassdampfbereich entspricht. Dieser Punkt ist am System nicht messbar und wird hauptsächlich zur Berechnungen von Verdampfern und Verflüssigern verwendet.

Hauptkomponenten

Jede herkömmliche Wärmepumpe oder Kälteanlage besteht aus mindestens vier Hauptkomponenten, dem Verdichter, dem Verflüssiger, dem Drosselorgan (Expansionsorgan) sowie dem Verdampfer.

Verdichter (Kompressor)

Unter Zuführen von Energie, meistens Elektrizität wird das gasförmige Kältemittel vom Verdampfungsdruck auf den Verflüssigungsdruck komprimiert (verdichtet).

Verflüssiger (Kondensator)

Das komprimierte Kältemittelgas wird enthitzt, verflüssigt und meist auch unterkühlt. Die Wärme wird an ein Medium (Senke, z.B. Wasser, Luft, etc.) abgegeben.

Drosselorgan (Expansionsventil)

Das flüssige Kältemittel wird vom Verflüssigungsdruck auf Verdampfungsdruck entspannt. Ein Teil des Kältemittels verdampft hierbei und kühlt die restliche Flüssigkeit auf die Verdampfungsdrucktemperatur herunter.

Verdampfer

Das entspannte Kältemittel verdampft, die hierfür notwendige Wärme wird einem Medium (Wärmequelle, z.B. Wasser, Sole, Luft, etc.) entnommen.

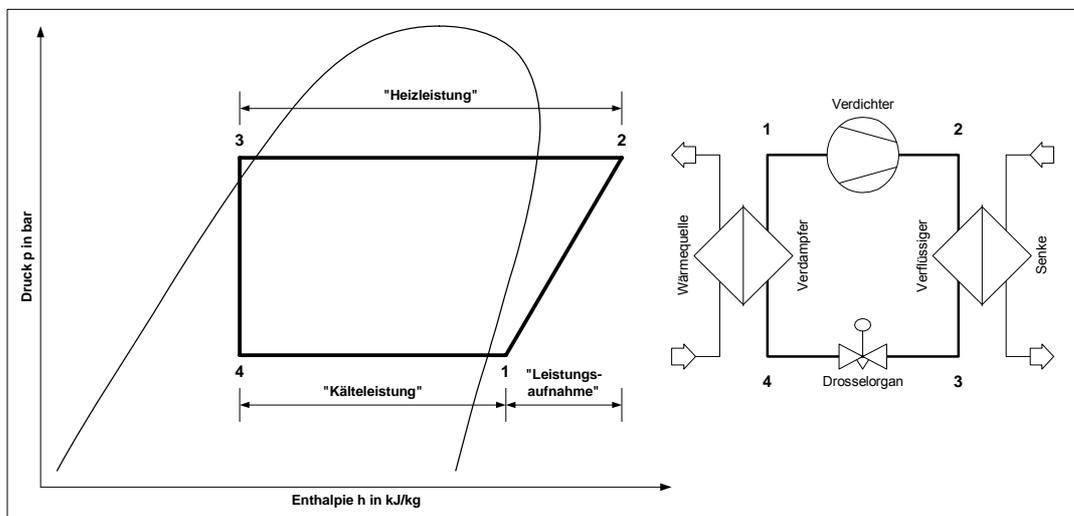


Bild 2

Einfacher Prozess im Log(p)-h-Diagramm mit Prinzipschema.

Die Leistungen [Bild 2] sind spezifisch (Enthalpie), ermöglichen aber eine einfache grafische Erklärung der berechneten Leistungswerte.

Unterkühler

Die effektivste Form zur Nutzung der Flüssigkeitsunterkühlung ist die direkte Unterkühlung [Bild 3, links]. Bei gleicher Leistungsaufnahme steigt die Heizleistung, die zusätzliche Leistung wird der Wärmequelle entnommen.

Eine zweite Möglichkeit die Flüssigkeitsunterkühlung zu nutzen, ist der Einsatz eines Internwärmeübertragers [Bild 3, rechts]. Die Kältemittelflüssigkeit wird durch das Sauggas unterkühlt. Die Effizienzsteigerung ist abhängig vom eingesetzten Kältemittel, unabhängig davon steigt die Druckgastemperatur. Diese höhere Temperatur kann im Enthitzer zur stärkeren Erwärmung eines Mediums genutzt werden.

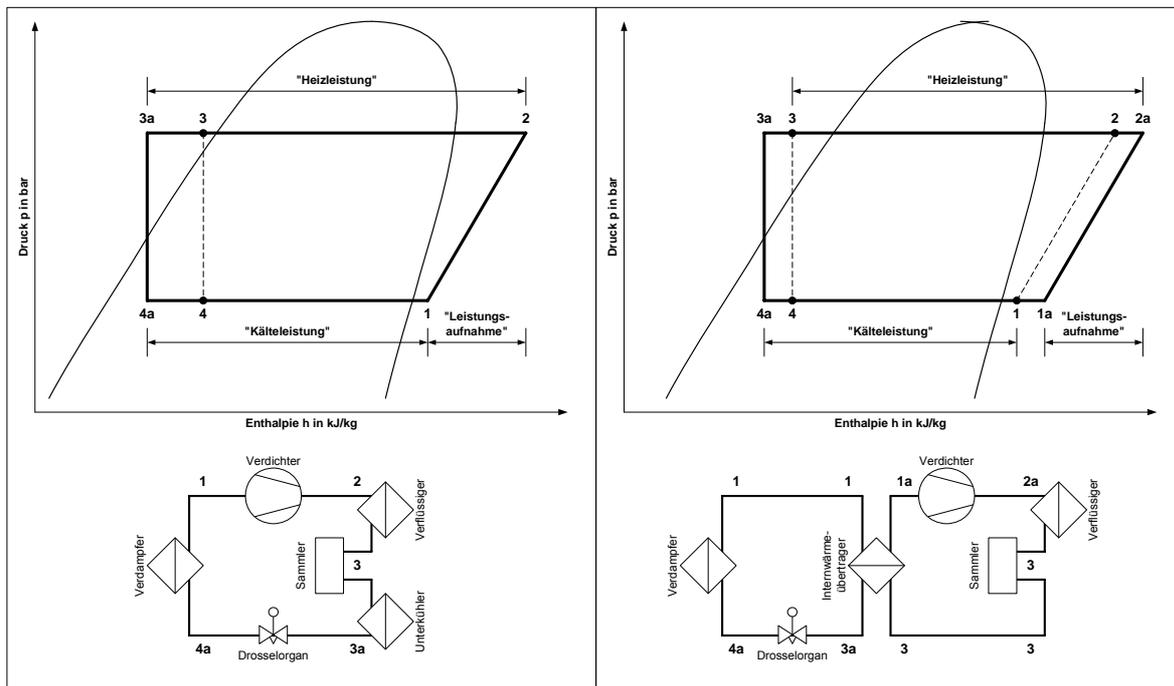


Bild 3

Direkte Unterkühlung links, Internwärmeübertrager rechts.

Nicht bildlich dargestellt ist die Flüssigkeitsunterkühlung mittels Economizers, wie er bei Schrauben-, Scroll- und Turboverdichtern erhältlich ist. Die Erklärung der genauen Funktion würde diesen Rahmen sprengen.

Enthitzer

Die Druckgastemperatur liegt immer über der Verflüssigungstemperatur, je nach Kältemittel, Verdampfungs-, Verflüssigungs- und Sauggastemperatur zwischen 20 K und 50 K höher. Im Enthitzer wird dieses heiße Kältemittelgas gekühlt, um ein Medium auf eine Temperatur zu erwärmen, die über der Verflüssigungstemperatur liegt.

Im Regelfall verlässt das Kältemittel den Enthitzer gasförmig, bei bestimmten Auslegungen und Betriebszuständen ist auch eine Teilverflüssigung möglich resp. erwünscht.

Standard

In handelsüblichen Wärmepumpen wird das Kältemittel nach der Verdichtung im Verflüssiger entthitzt, verflüssigt und unterkühlt, dass heisst in einem Apparat erfolgt die Gaskühlung, die Gasverflüssigung und die Flüssigkeitskühlung.

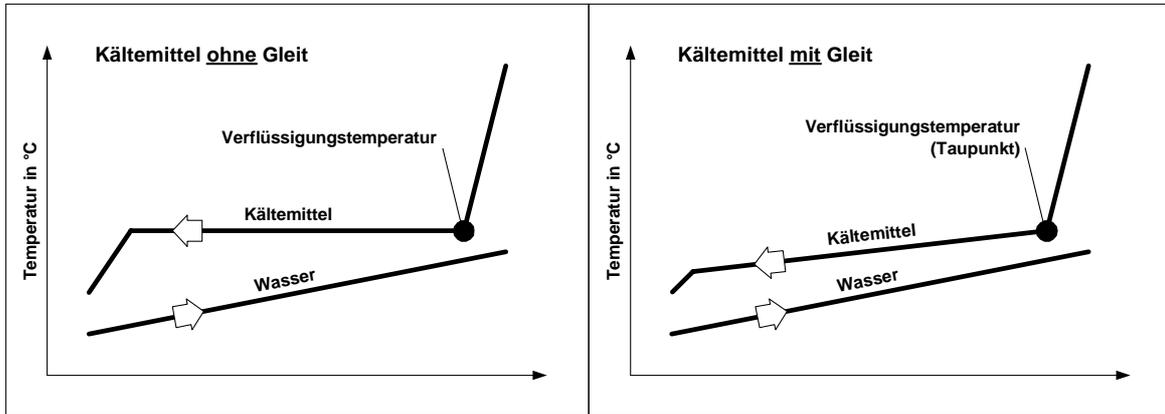


Bild 4

Typischer Temperaturverlauf im Verflüssiger einer Heizungswärmepumpe bei identischer Verflüssigungs- und Flüssigkeitsaustrittstemperatur.

Dient die Wärmepumpe ausschliesslich zur Heizwassererwärmung mit einem Wärmeabgabesystem ist ein Verflüssiger [Bild 4] ausreichend, da die Temperaturunterschiede auf der Senkenseite eher gering sind.

Wird das Trinkwasser ebenfalls mit der Wärmepumpe erwärmt, erfolgt dies entweder über einen zweiten Verflüssiger oder, wie meist, indirekt über das Heizungswasser [Bild 5]. Zum Einsatz kommen dann Register- oder Kombispeicher (Rossnagel, Spiro, etc.).

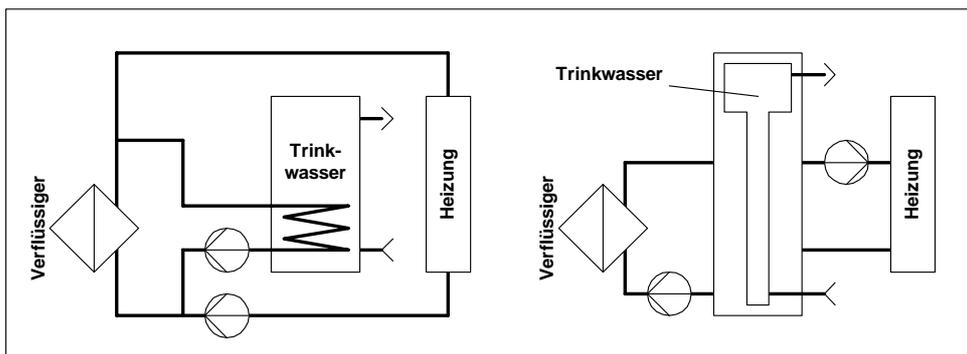


Bild 5

Zwei typische Trinkwassererwärmungen für Klein-Wärmepumpen im Wohnungsbau (Registerspeicher links und Rossnagelspeicher rechts).

Diese Arten der Trinkwassererwärmung sind zwar technisch einfach und bewährt, jedoch energetisch nicht optimal, da die tiefe Frischwassertemperatur zur möglichen Unterkühlung der Kältemittelflüssigkeit kaum genutzt wird.

Alternativen

Mehrfamilienhaus

Nachfolgend eine typische Anwendung, wie sie für reine Wohnüberbauungen realisiert werden kann [Bild 6]

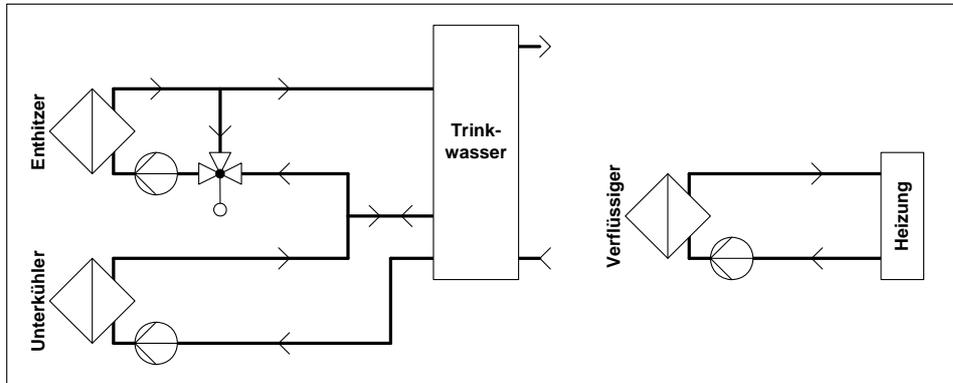


Bild 6

Anwendung bei einer Heizgruppe.

Während der Heizperiode wird die Heizung über den Verflüssiger mit Wärme versorgt. Das Trinkwasser wird im Unterkühler vorgewärmt und über den Enthitzer auf die notwendige Temperatur gebracht. Eine Warmwasser-Vorrangschaltung schaltet bei zu tiefer Trinkwassertemperatur die Heizungspumpe aus. Der Enthitzer wird nun als Verflüssiger verwendet, womit eine Zwangsladung des Trinkwasserspeichers erreicht wird. Ausserhalb der Heizperiode arbeitet die Anlage wie bei der Warmwasser-Vorrangschaltung.

Wohn- und Geschäftshaus

Nachfolgend ein Beispiel, wie es für ein Objekt mit mehreren Heizgruppen unterschiedlicher Temperaturen umgesetzt werden kann [Bild 7].

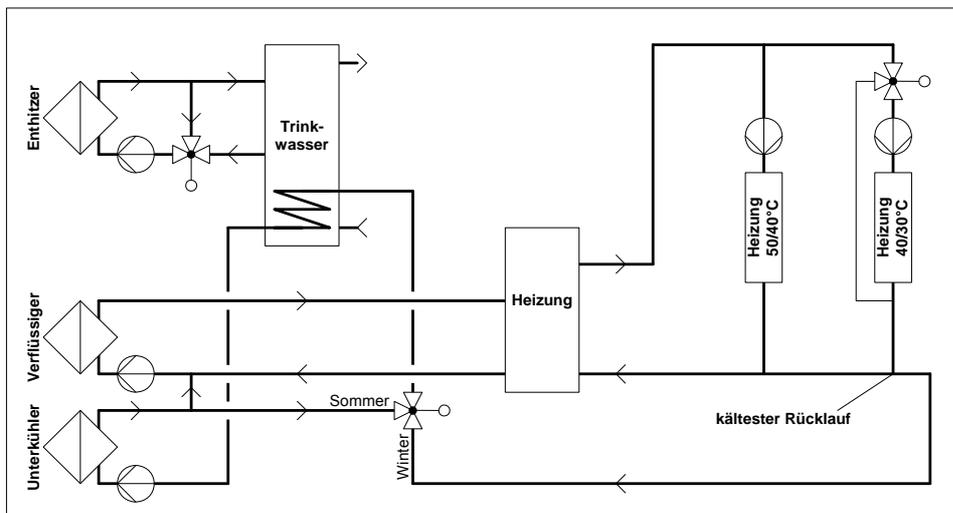


Bild 7

Anwendung bei unterschiedlichen Heizgruppen.

Grundsätzlich ist die Einbindungsidee identisch der des Mehrfamilienhauses. Da der Warmwasserbedarf im Vergleich zum Heizbedarf eher gering ist, wird die hydraulische Einbindung den Verhältnissen angepasst. Während der Heizperiode wird das Heizwasser des kältesten Rücklaufs erst für die Trinkwasservorwärmung genutzt, dann über den Unterkühler vorgewärmt und in den Rücklauf des Verflüssigers geführt. Die Trinkwassernachwärmung erfolgt über den Enthitzer. Ausserhalb der Heizperiode und für die Trinkwasser-Zwangsladung wird die Verflüssigerpumpe ausgeschaltet und der Enthitzer dient als Verflüssiger. Das Umschaltventil wird auf „Sommer“ umgestellt und der Unterkühler wird ausschliesslich zur indirekten Vorwärmung des Trinkwassers verwendet.

Zu beachten ist, dass während der Trinkwasser-Zwangsladung keine Wärme an das Heizsystem abgegeben wird. Speziell bei der Versorgung von Lüftungsgruppen ist entweder der Heizungsspeicher entsprechend gross zu dimensionieren, die Lüftungsgruppen auszuschalten oder aber die Zwangsladung darf nur ausserhalb des Lüftungsbetriebes erfolgen.

Trinkwassererwärmung

Die reine Trinkwassererwärmung findet ihren Einsatz bei Wärmepumpenboilern, bei Anlagen mit hohem Warmwasserbedarf (Sporthallen, Industrie, etc.) sowie bei grossen Wohnüberbauungen mit dezentraler Warmwasseraufbereitung.

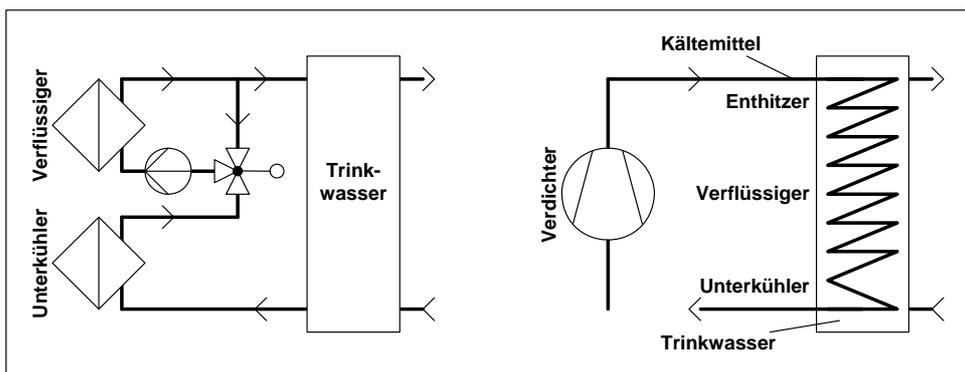


Bild 8

Trinkwassererwärmung mit aussen liegenden Wärmeübertragern links, und innen liegenden Wärmeübertragern rechts.

Zwei grundsätzliche Möglichkeiten zur Trinkwassererwärmung [Bild 8] sind die Ausführung mit innen resp. aussen liegenden Wärmeübertragern. Beide Varianten benötigen eine SVGW-Zulassung, da das Trinkwasser direkt mit Wärmeübertragern des Kältemittelkreislaufes erwärmt wird. Die Variantenvielfalt der erhältlichen Systeme ist äusserst gross, da die verschiedenen Hersteller oft patentierte Lösungen anbieten.

Unabhängig vom System ist speziell auf den Anschluss der Zirkulationsleitung und auf das Verhindern von übermässiger Kalkausscheidung zu achten.

Berechnungsbeispiele

Nachfolgend zwei Beispiele, die den Nutzen eines Unterkühlers verdeutlichen:

Tabelle 1

Prozess mit/ohne Unterkühler, ohne Verluste.

Prozess		ohne Unterkühler		mit Unterkühler	
Kältemittel		R134a		R134a	
Isentroper Wirkungsgrad ¹⁾	-	0.7	-	0.7	-
Verdampfungstemperatur	t_e	0 °C		0 °C	
Verflüssigungstemperatur	t_c	60 °C		60 °C	
Flüssigkeitsunterkühlung	dt_{sc}	5 K		35 K	
Sauggasüberhitzung	dt_{sh}	5 K		5 K	
Kälteleistung	Q_e	10.00 kW		10.00 kW	
Leistungsaufnahme	W	4.32 kW		3.19 kW	
Heizleistung	Q_h	14.32 kW		13.19 kW	
Heizleistungszahl	COP_{WP}	3.31	-	4.13	-
Heizleistungszahl	COP_{WP}	100	%	124	%

¹⁾ „Verdichterwirkungsgrad“

Bei einer zusätzlichen Unterkühlung von 30 K wie im Prozess [Tabelle 1] dargestellt erhöht sich die Heizleistungszahl um ca. 25 %.

Typische Anwendung: - Trinkwasser-Vorwärmung
 - Warmwasser-Wärmepumpen.

Tabelle 2

Prozess mit/ohne Internwärmeübertrager, ohne Verluste.

Prozess		ohne Unterkühler		mit Unterkühler	
Kältemittel		R404A		R404A	
Isentroper Wirkungsgrad ¹⁾	-	0.7	-	0.7	-
Verdampfungstemperatur	t_e	-10 °C		-10 °C	
Verflüssigungstemperatur	t_c	50 °C		50 °C	
Flüssigkeitsunterkühlung ²⁾	dt_{sc}	5 K		5 K	
Sauggasüberhitzung ²⁾	dt_{sh}	5 K		5 K	
Druckgastemperatur ³⁾	T_h	72.3 °C		97.3 °C	
Kälteleistung	Q_e	10.00 kW		10.00 kW	
Leistungsaufnahme	W	5.04 kW		4.71 kW	
Heizleistung	Q_h	15.04 kW		14.71 kW	
Heizleistungszahl	COP_{WP}	2.99	-	3.12	-
Heizleistungszahl	COP_{WP}	100	%	104	%

¹⁾ Verdichterwirkungsgrad resp. -Gütegrad

²⁾ Nutzbar, d.h. jeweils vor dem Internwärmeübertrager

³⁾ Bei einem thermischen Wirkungsgrad des Internwärmeübertragers von 0.5

Beim Einsatz eines Internwärmeübertragers verändert sich die Heizleistungszahl nur unwesentlich. Der eigentliche Nutzen liegt in der höheren Druckgastemperatur, die ein höheres Enthitzungspotenzial ermöglicht.

Zu hohe Druckgastemperaturen können aber auch zu Problemen bei der Verdichterschmierung (ab ca.120 °C) resp. zu Dampfbildung (ab ca.105 °C) im stehenden Wasserkreislauf führen.

Typische Anwendung: - Trinkwasser-Nachwärmung.

Ausblick

Eine temperaturgerechte Wärmeauskopplung wird künftig immer interessanter, da im klassischen Wohnungs-Neubau der Warmwasser-Anteil zunimmt sowie grössere Objekte oft mit unterschiedlichen Abgabesystemen und -Temperaturen projektiert werden. Bei der Sanierung bestehender Wärmeverbände und in Objekten mit einem hohen Warmwasseranteil wird die dezentrale Trinkwassererwärmung an Bedeutung gewinnen.

Weiter wird die Anforderung an Variabilität, z.B. für kombinierte Wärme- und Kälteerzeugungsanlagen stetig steigen und die eingesetzten Systeme müssen die unterschiedlichsten Bedürfnisse bezüglich Last- und Temperaturverlauf abdecken können.

Quellen

- [1] CoolPack (Version 1.42), Technical University of Denmark,
www.et.dtu.dk/CoolPack

Patrice Anstett
Ing. en génie thermique
Directeur Tecnoservice Engineering SA
Case postale 433
CH-2074 Marin-Épagnier
patrice.anstett@tecnoservice.ch
www.tecnoservice.ch

Mesures des données énergétiques d'une pompe à chaleur air/eau au CO₂ (R744) pour préparation d'eau chaude sanitaire dans un hôpital

Résumé

Ce projet a pour objectif d'explorer les capacités d'une pompe à chaleur air/eau d'une puissance de 60 kW utilisant comme gaz réfrigérant du CO₂ ou R744 pour la préparation d'eau chaude sanitaire sur le site de l'Hôpital du Locle (NE). Le but est d'obtenir une production d'eau chaude sanitaire allant de 60 °C à 80 °C à partir d'eau froide à 10 °C. La campagne de mesures permettra de vérifier en temps réel le coefficient de performance (COP) de la pompe à chaleur à différentes conditions d'utilisation (la température de l'eau froide notamment), mais aussi de le vérifier sur une longue période afin de pouvoir analyser son fonctionnement selon les conditions saisonnières.

Abstract

The main objective of this project is to explore the capacities of a 60 kW air/water heat pump using as gaz cooling CO₂ or R744 for the preparation of warm water at the Le Locle Hospital. The goal is to obtain warm water from 60 °C to 80 °C from 10 °C cold water. The measures campain will allow to verify in real time the coefficient of performance (COP) of the heat pump in different situations of use (like change of the temperature of the cold water), but also to verify it during a significant period to permit to analyse its operatibility depending the seasons.



Figure 1
Pompe à chaleur sur le toit.

1. Explication du projet

Profitant des rénovations et de l'agrandissement de l'Hôpital de Locle (NE), nous avons installé une pompe à chaleur air/eau d'une puissance de 60 kW, en remplacement de l'actuelle chaudière à gaz, pour la production d'eau chaude sanitaire.

Cette pompe est un prototype utilisant, comme gaz réfrigérant, du CO₂ (connu aussi sous la dénomination de R744), qui permet d'atteindre des températures d'eau de 80 °C, condition indispensable pour un hôpital (en raison des risques de salmonelle).

L'installation est entièrement conçue pour une exploitation optimale de l'Hôpital du Locle, mais aussi pour assurer une campagne de mesures intéressante. Effectivement :

- la durée de la campagne permettra d'obtenir des relevés à différentes saisons de l'année (donc des températures d'air extérieur de -20 à +30/40 °C)
- la température d'eau froide pourra être facilement modifiée (grâce à la conception particulière du circuit hydraulique) afin de constater le fonctionnement de la pompe à chaleur à des conditions extrêmes.

Le serveur Web, directement relié à la machine, servira de passerelle entre le local chauffé et l'Internet ; ainsi :

- les mesures prises en différents points de l'installation seront visualisées en direct
- 2 bases de données seront "nourries", stockant de manière redondante l'intégralité des valeurs mesurées lors de la campagne.

Les personnes concernées pourront consulter les résultats stockés et actuels (sous forme de graphiques notamment), via le site Internet de pac-co2 (<http://www.pac-co2.com>).

Seront accessibles les données suivantes :

- les puissances thermiques [kW] dégagées par la pompe à chaleur
- les coefficients de performance de la pompe à chaleur.
- Les données spécifiques de la pompe à chaleur, fournies par l'entreprise Axair Kobra, et les autres données, fournies par Siemens Building Technologies, sont centralisées par Axair Kobra sur le serveur Web, ce qui permet d'assurer la relation entre les différentes valeurs, car elles sont toutes disponibles en temps réel sur le même média.

Valeurs du local chaufferie :

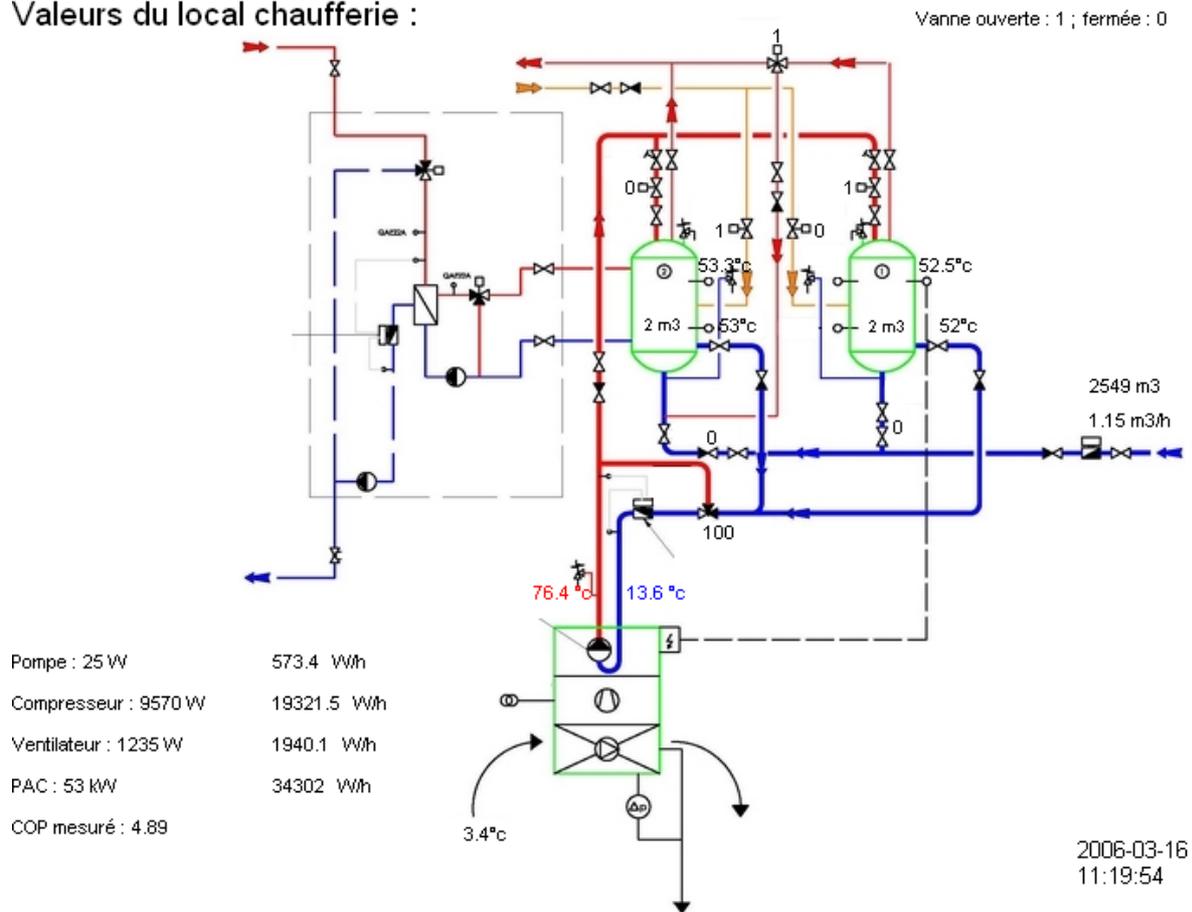


Figure 2
Schéma de principe de l'installation.

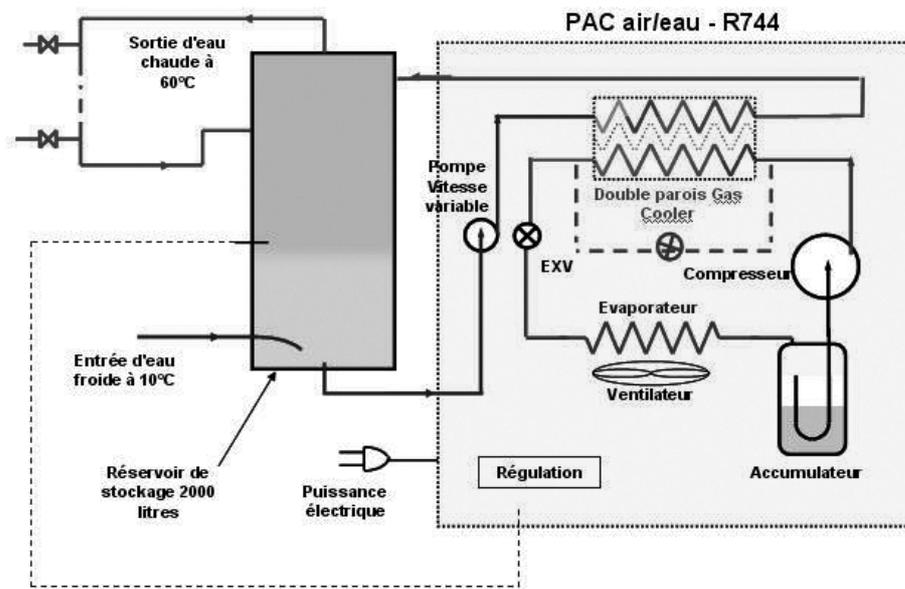


Figure 3
Schéma de principe de la PAC.

2. Spécifications techniques de la PAC air/eau

- Puissance calorifique nette : 60 kW
- Masse de fluide frigorigène CO₂ : 6 kg
- Compresseur à pistons.
- Puissance absorbée (compresseur, ventilateur et pompe) : 21 kW
- Débit d'air total (grande vitesse) : 3700 l/s

Plage de fonctionnement :

Echangeur à eau (condenseur)	Minimum °C	Maximum °C
Temp. entrée d'eau (au démarrage)	3	70
Temp. sortie d'eau (en fonctionnement)	50	80
Temp. entrée d'eau (à l'arrêt)	3	70
Echangeur à air (évaporateur)	Minimum °C	Maximum °C
Température d'entrée d'air (a)	-15	46



Figure 4
Échangeur de la PAC.

3. Résultats théoriques attendus

Retrouvez ci-dessous les performances théoriques sous forme graphique d'une telle pompe à chaleur :

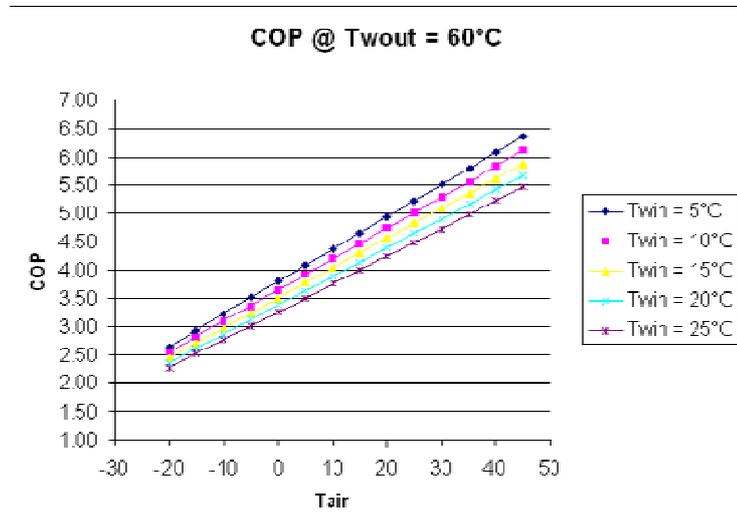


Figure 5
COP pour une température
d'eau produite de 60 °C.

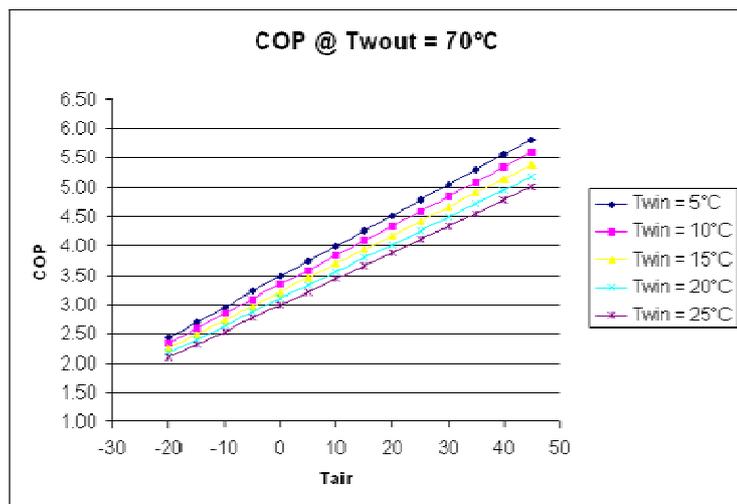


Figure 6
COP pour une température
d'eau produite de 70 °C.

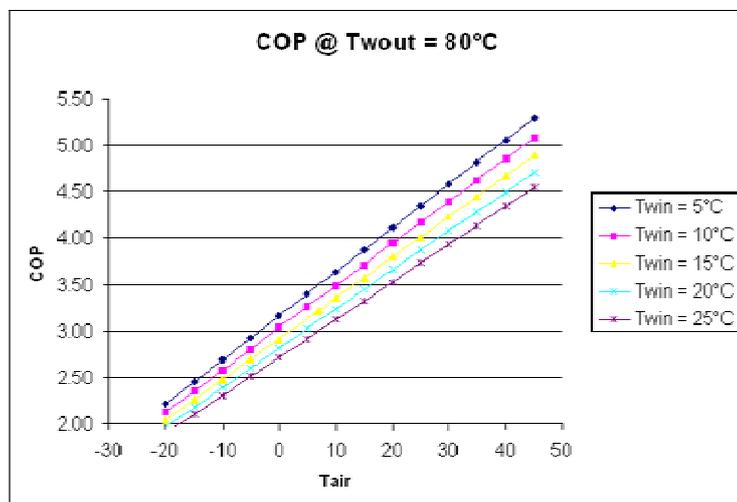


Figure 7
COP pour une température
d'eau produite de 80 °C.

4. Résultats obtenus

Voici sous forme de tableau, un extrait des résultats les plus encourageants relevés :

Tableau 1

Mesures relevées sur le site de l'Hôpital du Locle (extrait).

t_{in} [°C]	t_{out} [°C]	$t_{air\ ext}$ [°C]	$P_{thermique}$ mesurée [kW]	COP	$p_{aspiration}$ [bar]	$p_{refoulement}$ [bar]	date	heure
46.5	76.7	-3.6	29	2.61	29.9	97.8	2006-03-01	16:16:46
47.7	77.7	-5.4	26	2.40	29.1	94.6	2006-03-01	18:24:06
27.8	78.7	0.9	28	2.64	31.8	97	2006-03-04	07:02:45
36.8	76.7	1.5	27	2.48	33.2	95	2006-03-15	17:29:34
21.4	79.4	-7.5	39	3.67	26.2	95.8	2006-03-16	07:01:08
13.6	76.4	3.4	53	4.89	31.4	93.3	2006-03-16	11:19:54

Voici sous forme graphique, un échantillon des résultats relevés :

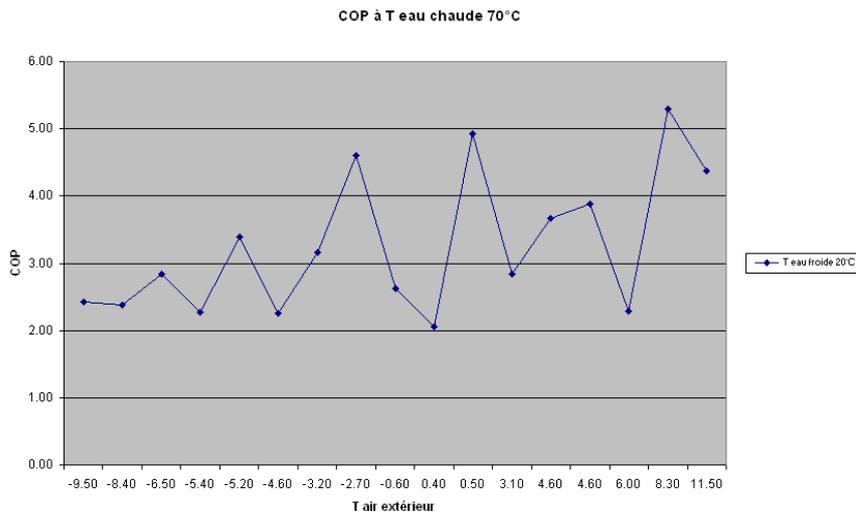


Figure 8
COP avec T eau
chaude 70 °C
pour T eau froide
20°C.

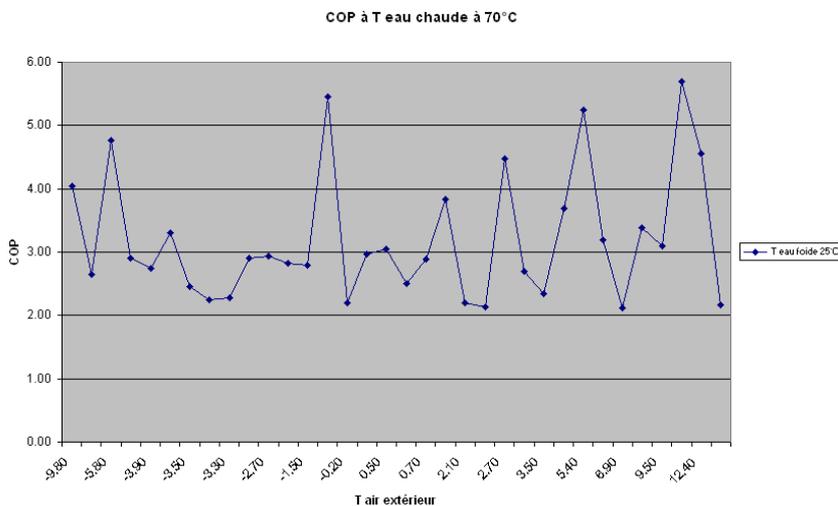


Figure 9
COP avec T eau
chaude 70 °C
pour T eau froide
25 °C.

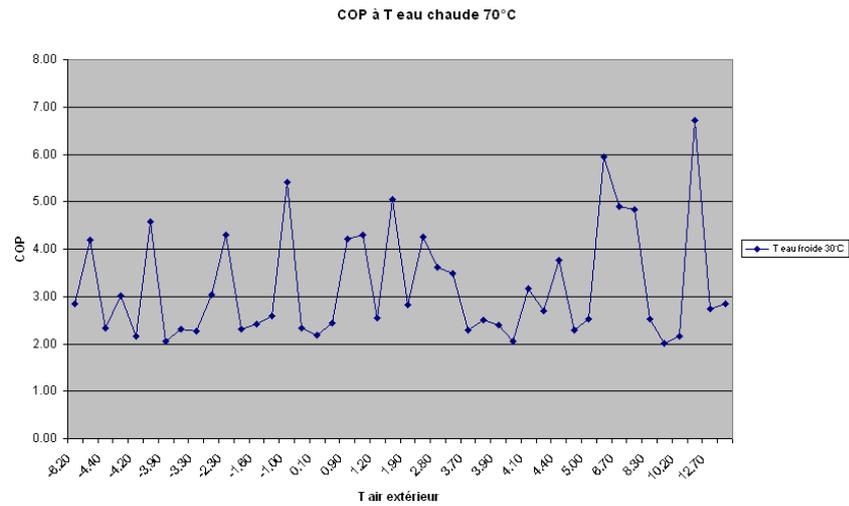


Figure 10
COP avec T eau
chaude 70 °C pour T
eau froide 30 °C.

Sources

Il n'y a aucune source.

Vinicio Curti
Dr. Ing. ETH
Termogamma SA
Via Industria
CH-6710 Biasca
vinicio.curti@termogamma.ch
www.termogamma.ch

Installation de production combinée de chaud et de froid du nouveau bâtiment de Grünenfelder SA à Quartino

Zusammenfassung

In Quartino liegend (TI), ist Grünenfelder SA ein Vertreiber von Lebensmitteln, die bei verschiedenen Temperaturen gelagert werden müssen (tiefkühlen, gefrieren, kühlen). Ein Wärme- und Kälteerzeugungs-System mit verschiedenen Temperaturstufen wurde entworfen, um jegliche Art von Verbrennungsanlagen zu vermeiden und gleichzeitig mehrere Warmwasserverbraucher zu bedienen (Raumheizung, Brauchwassererwärmung, Auto-Waschanlage, Permafrost-Verhinderung).

Der neue Sitz von Grünenfelder SA hat einen Platzbedarf von 4400 Paletten, was einer überbauten Fläche von über 4650 m² entspricht, bestehend aus Kühlräumen (über 2000 m²), Büros, Logistikplatz, usw. Die Flächen müssen in ihrer Benutzbarkeit sehr flexibel sein, da das Volumen entsprechend der Marktnachfrage angepasst werden muss, bzw. dem Platzbedarf für Tiefkühl-, Frisch- oder Trockenprodukte.

Die gefragten Typologien sind die folgenden :

- *Kalträume:*
- *Tiefkühlung (-28 °C)*
- *Kühlung (+5 °C)*
- *Frischhaltung (+17 °C)*
- *Ladezone (+6 °C)*
- *Raumheizung und Klimatisierung, für Verkaufs- und Verwaltungsbüros*
- *Brauchwassererwärmung*
- *Aufbereitung lauwarmen Wassers für LKW-Waschanlage*
- *Erdreichbeheizung unter den Kalträumen, um Permafrost zu verhindern.*

Die Hauptkomponenten des Systems sind :

Eine Wärmepumpe mit einer Leistung von: 305 kW Kälteleistung im Sommer (mit einer kalten Quelle bei +7 °C und einer Wassereintrittstemperatur beim Kondensator von +28 °C) und 382 kW Wärmeleistung im Winter (mit einem Eintritt der kalten Quelle von +22 °C und einer Austrittstemperatur des Warmwassers von +50 °C).

Ein Kältesatz für die Tiefkühlung der Kalträume mit einer Kälteleistung von 447 kW (Kälträume bei -28 °C und Wärmeabgabe an Wasserkreis bei $+28\text{ °C}$).

Messungen für die Energiebilanz wurden in der Zeitperiode vom 1.2.2003 bis zum 30.11.2004 durchgeführt. Das Ziel der durchgeführten Messungen auf der Anlage ist, die energetische Qualität der Installation nachzuweisen und die Wärmegewinnungszahl des Systems hervorzuheben. Die Resultate, die in Bild 5 zusammengefasst sind, zeigen gut, dass dank einem sehr hohen energetischen Integrationsniveau, die Energieabgabe an die Umwelt um mehr als 41 % gesenkt werden konnte. Das heisst, dass man 2005 MWh gewinnen konnte für den generellen Wärmebedarf, und die Wärmeabgabe des Kühlturms zu 2810 MWh reduziert wurde.

Der Kältemarkt ist heute arm an solchen hoch integrierten Anlagen, gerade in einer Zeit wo die Lagerung von Lebensmittel immer kritischer wird, und die Nachfrage von gekühltem Lagervolumen steigend ist. Es sei hervorgehoben, dass diese Anlage einer einzigen Aktivität dient, was ihre Reproduzierbarkeit unterstützt.

Summary

Located in Quartino (TI), Grünenfelder SA is a wholesaler of food which needs to be stored at different temperature levels. A multiple-temperatures heating and cooling system has been designed so that space heating, hot water production, vehicles washing and an anti-permafrost system can be satisfied with no combustion on site. The storage of 4400 pallets requires a built surface of more than 4650 m^2 , including the freezing chambers (more than 2000 m^2), offices, logistic areas, etc. The use of the storage places must be flexible because some of the pallets have to be stored under freezing, refrigeration or light cooling conditions.

The demand is as follows:

- *cold chambers*
- *freezing (-28 °C)*
- *refrigeration ($+5\text{ °C}$)*
- *light cooling ($+17\text{ °C}$)*
- *loading areas ($+6\text{ °C}$)*
- *heating and A/C of rooms and administration offices*
- *domestic hot water*
- *medium-temperature water heating for vehicles washing*
- *ground heating in order to avoid permafrost formation.*

The system main components are :

a heat pump with a capacity of : 305 kW summer cooling (with cold source delivered at $+7\text{ °C}$ and water entering the condenser at $+28\text{ °C}$) and 382 kW winter heating (with cold source arriving at $+22\text{ °C}$ and water heated at $+50\text{ °C}$), a refrigeration group of 447 kW cooling capacity (cold chambers at -28 °C and heat rejected to water at $+28\text{ °C}$).

Measures of the energy balances have been made in the period 1.2.2003 to 30.11.2004. The results, summarised in fig. 5, show that thanks to a highly integrated system of this kind the heat rejection to the atmosphere has been lowered of more than 41 %, because

2005 MWh were recovered for internal needs where the rejected heat has been of 2810 MWh.

The refrigeration market is poor of this kind of systems, whereas the demand for storage place is more and more critical and in growth. It shall be noted, that the installation serves a single industrial activity, which makes this approach highly reproductible.

Introduction

Grünenfelder SA de Quartino (TI) est un distributeur de produits alimentaires. Bien que les produits-clés soient les aliments surgelés et réfrigérés, cette entreprise distribue également des produits dits «secs», qui doivent être conservés dans un environnement à +17 °C, et des produits «frais», stockés à +5 °C. Le nouveau siège de Grünenfelder SA nécessite de 4400 places-palettes, ce qui revient à une surface bâtie de plus de 4650 m², comprenant chambres froides (plus de 2000 m²), bureaux, espaces logistiques, etc. Les espaces doivent être très flexibles dans leur emploi, puisque selon la demande du marché il doit être possible de jouer sur les volumes dédiés respectivement aux surgelés, aux produits frais et aux produits secs.

La typologie des demandes est la suivante:

refroidissement des chambres de congélation (-28 °C), des chambres pour produits frais (+5 °C) et des produits "secs" (+17 °C), pour une surface totale de 2500 m² et un volume de 25'000 m³ ;

- refroidissement de halles de chargement/déchargement (+6 °C);
- chauffage et climatisation de locaux, bureaux de vente et administration;
- préparation eau chaude sanitaire;
- préparation d'eau tiède pour station de lavage de véhicules de distribution;
- réchauffement du terrain sous les chambres froides contre la formation de «permafrost»;

Très récemment, un nouvel utilisateur chaud a été connecté. Il s'agit d'une piscine externe. En fait, les exigences d'extinction d'incendies auraient obligé l'installation d'un bassin d'eau à disposition du réseau d'extinction. Au lieu d'un bassin ad-hoc, une piscine externe de 460 m³ a été installée. Grâce à la piscine il est possible non seulement de disposer d'un stock d'eau mais également d'utiliser de la chaleur autrement à dissiper par les tours de refroidissement.

Installation

Deux machines seules satisfont l'ensemble des demandes pour chaque possibilité d'utilisation des chambres froides dans toutes conditions atmosphériques, sans combustion de ressources fossiles.

Les composants principales du système sont:

une pompe à chaleur d'une puissance de: 305 kW de puissance frigorifique en conditions estivales (source froide livrée à + 7°C / arrivée de l'eau au condenseur à +28 °C) et 380 kW de puissance chaud en hiver (arrivée de source froide à +22 °C / départ de l'eau rechauffée à +50 °C)

un groupe frigorifique d'une puissance de 447 kW (chambres froides à -28 °C et chaleur rejetée dans de l'eau à +28 °C).

Au cours de l'exploitation il sera nécessaire d'ajuster les paramètres de réglage de l'ensemble afin de maximiser la récupération énergétique, tout en garantissant les consignes de refroidissement et de confort selon l'évolution des exigences d'utilisation. C'est pourquoi des possibilités supplémentaires ont été prévues, comme la possibilité de puiser de la chaleur de l'eau de nappe souterraine par la pompe à chaleur, ou encore la possibilité d'ajuster les températures de consigne pour l'eau de lavage de véhicules, etc.

Grâce à cette réalisation, il est possible de montrer directement et pratiquement que ce type d'installations est une réalité. Le stockage des aliments devient toujours plus critique aujourd'hui et la demande de volumes refroidis est croissante. On remarquera que l'installation sert une seule activité, ce qui soutient sa reproductibilité. Ceci est d'autant plus remarquable qu'il s'agit d'une installation industrielle dans un secteur, celui du stockage et de la distribution, soumis à de fortes contraintes économiques, puisque caractérisé par de très faibles marges financières.

Fonctionnement général

La Figure 1 reporte un diagramme des flux énergétiques relatifs à l'installation. Les utilisateurs prioritaires de l'installation sont les chambres de congélation. La chaleur extraite est récupérée pour satisfaire les utilisateurs « chaud ». La récupération est optimale pour le rendement énergétique de la machine de réfrigération, puisqu'elle est effectuée sur deux niveaux différents de température: désurchauffe et condensation. Ceci permet de récupérer une partie de la chaleur à une température plus élevée en travaillant aux mêmes conditions qu'une machine avec condenseur classique, donc avec de meilleurs rendements énergétiques.

L'accumulateur de l'eau de chauffage est chargé thermiquement en stratification pour permettre à la pompe à chaleur une condition de travail optimale (puisque'elle travaille sur la partie inférieure, donc plus froide, du volume).

Les désurchauffeurs livrent la chaleur à l'eau chaude sanitaire et au chauffage. Les condenseurs de la machine frigorifique et de la pompe à chaleur donnent la chaleur à l'accumulateur de chauffage. L'énergie thermique y contenue est également utilisée pour chauffer à son tour l'eau tiède de lavage des véhicules de distribution, une valeur ajoutée non négligeable pour ce type d'activité.

La chaleur produite est en priorité envoyée du côté utilisateurs. Lorsque ceux-ci sont satisfaits, elle est déviée vers l'accumulateur de dissipation. Toutefois, l'énergie thermique prête à être dissipée par la tour de refroidissement peut quand-même être réutilisée par la pompe à chaleur, qui peut ainsi la remettre en jeu.

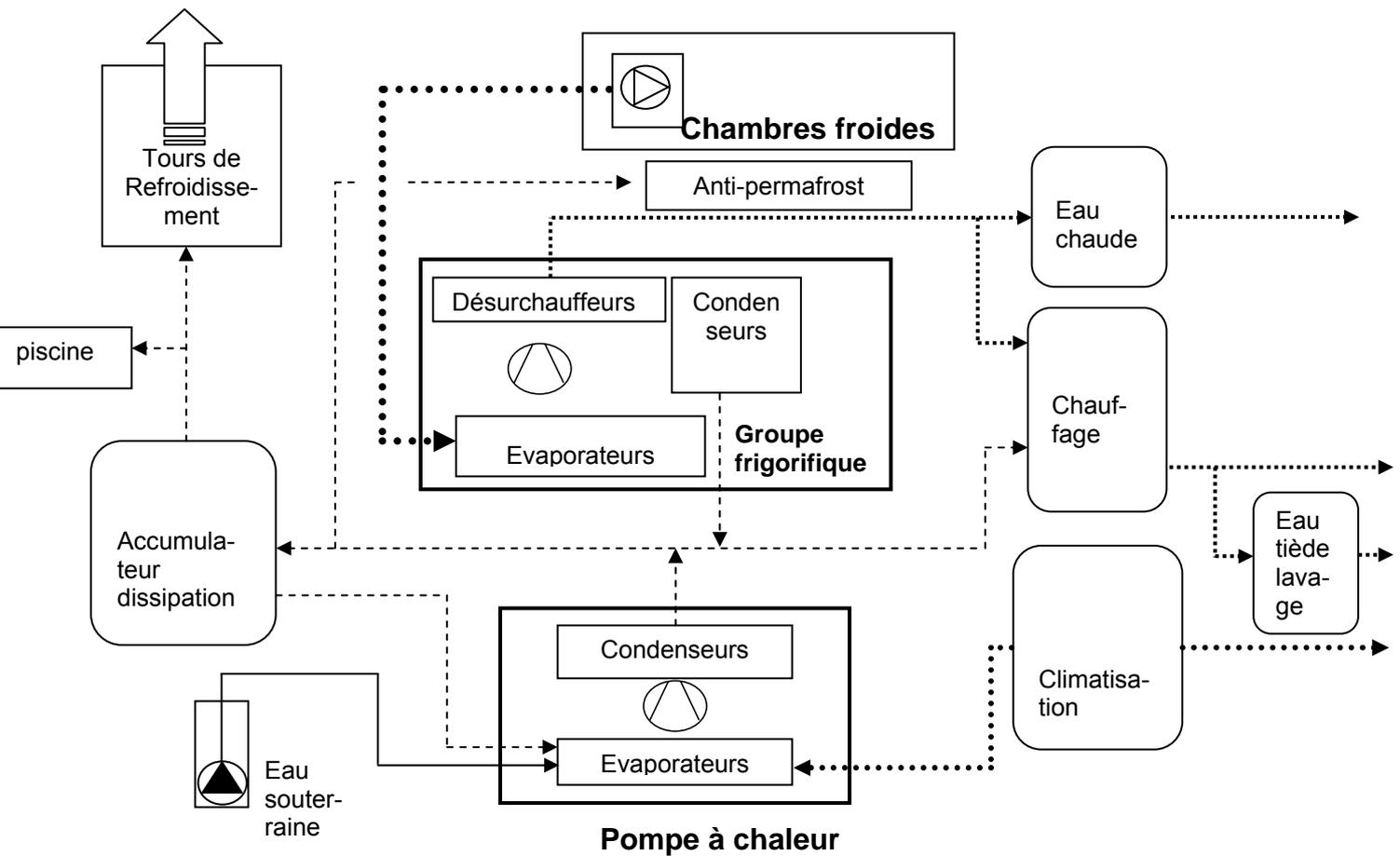


Figure 1
Schéma de flux énergétique.

L'eau froide produite pour la climatisation est stockée dans un accumulateur ; lorsque celui-ci est déjà chargé « froid », la chaleur nécessaire pour le fonctionnement de la pompe à chaleur est prise de l'accumulateur « dissipation chaud », et seulement en dernier essor de l'eau souterraine.

La formation de « permafrost » dans le terrain en-dessous des chambres froides est évitée grâce à un circuit fermé qui amène dans le terrain la chaleur puisée de l'accumulateur « dissipation chaud ». Le jeu d'accumulations permet les utilisations non simultanées des productions de « chaud » respectivement de « froid ».

L'utilisateur dispose d'une installation très intégrée, qui toutefois lui laisse la nécessaire flexibilité d'utilisation, puisqu'une partie variable des chambres froides, selon les besoins, peuvent être refroidie à -28 °C , $+5\text{ °C}$ ou $+17\text{ °C}$.

Fonctionnement en été

- La production d'eau chaude sanitaire et d'eau chaude pour le lavage des véhicules de distribution est assurée par la récupération de la chaleur de surchauffe du fluide réfrigérant en sortie des compresseurs frigorifiques des chambres froides.
- La climatisation des locaux habités est effectuée par la pompe à chaleur.
- La chaleur en excès, qui ne peut donc plus être récupérée, est dissipée par le tours de refroidissement.

Fonctionnement en hiver

Le chauffage (et toujours aussi l'eau chaude sanitaire et l'eau tiède pour le lavage de véhicules) est assuré par:

- la récupération de chaleur des gaz chauds (surchauffe) en sortie des compresseurs frigorifiques des chambres froides;
- la pompe à chaleur, qui récupère la chaleur en excès fournie par les condenseurs. Si cette chaleur devait se révéler insuffisante, et seulement pour la partie nécessaire de chaleur, la compensation par eau de nappe phréatique entrerait en fonction ;

Bilans énergétiques

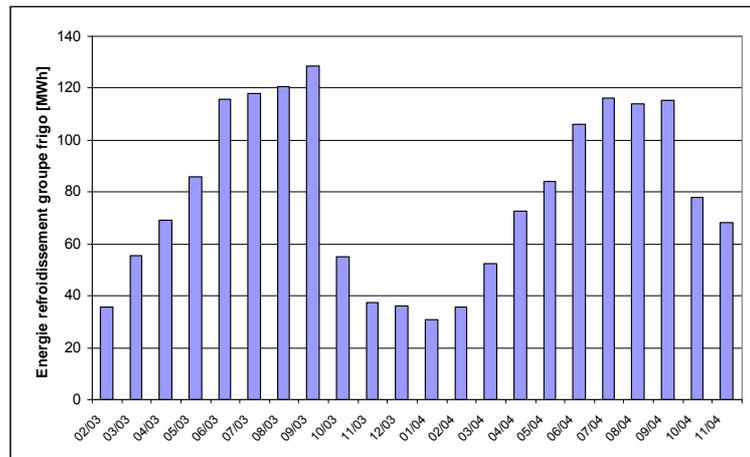
Les figures 2 et 3 montrent que c'est bien en été que le besoin de refroidissement est supérieur, mais il est aussi intéressant de noter que la pompes à chaleur livre du froid aussi bien en été qu'en hiver, tandis qu'en mi-saison cela diminue. Ceci parce que si en été le froid est utilisé pour la climatisation, en hiver il est nécessaire de traiter l'air (déshumidification) des espaces destinés au chargement (+6°C) et des chambres destinées à la conservation de produits « secs », maintenues à +17°C et à un faible taux d'humidité.

L'énergie thermique, fournie pour le chauffage, l'eau chaude sanitaire et le lavage, est clairement dominée par les besoins hivernaux, même si une base de 30 à 50 MWh par mois est présente en été.

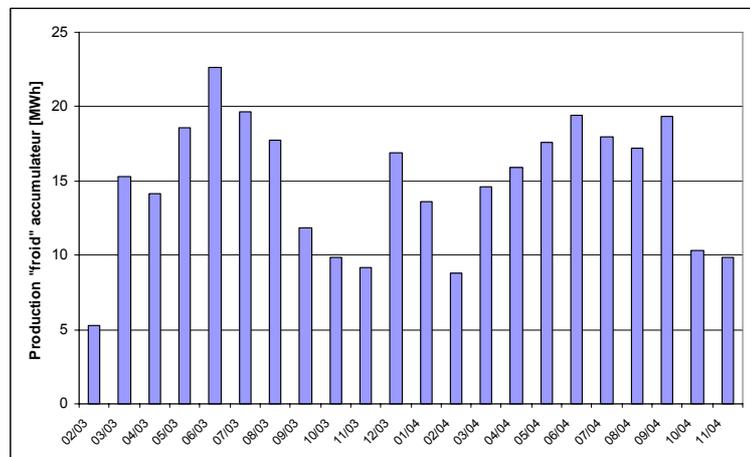
L'installation, dans le cadre d'un projet « Pilote et Demonstration », a été objet de relevés des principales grandeurs énergétiques sur la période 1.2.2003 à 30.11.2004. Les figures 2 à 5 reportent les graphes des quantités mensuelles relevées des différents flux cités.

Figure 2

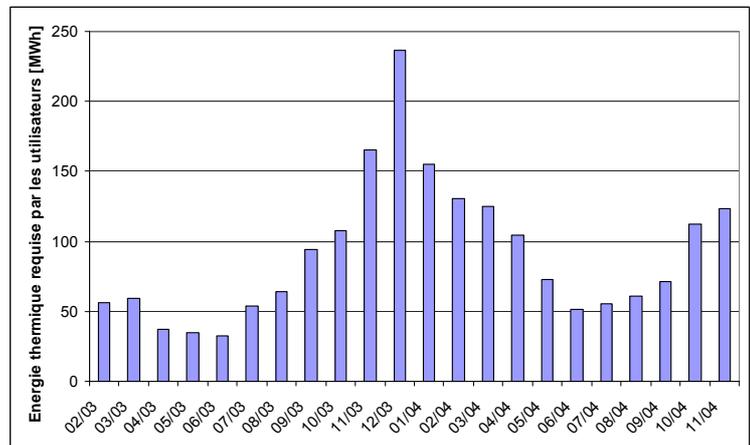
Relevé de l'énergie de refroidissement mensuelle fournie par le groupe frigorifique aux chambres de congélation.

**Figure 3**

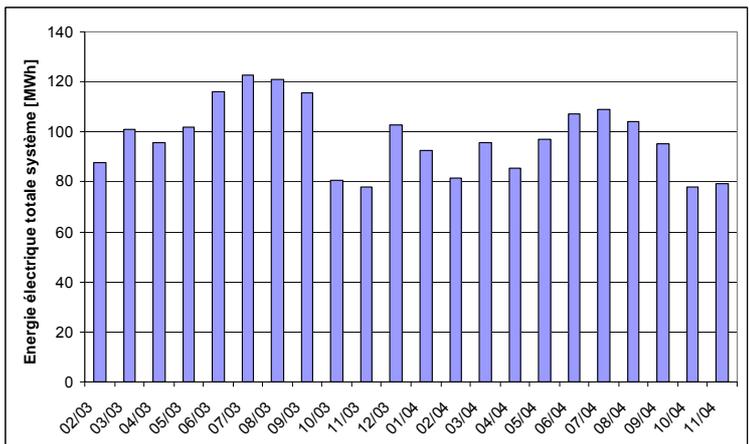
Relevé de l'énergie de refroidissement mensuelle fournie par la pompe à chaleur.

**Figure 4**

Relevé de l'énergie de chauffage mensuelle fournie à tous les usagers.

**Figure 5**

Relevé de l'énergie électrique mensuelle fournie au système.



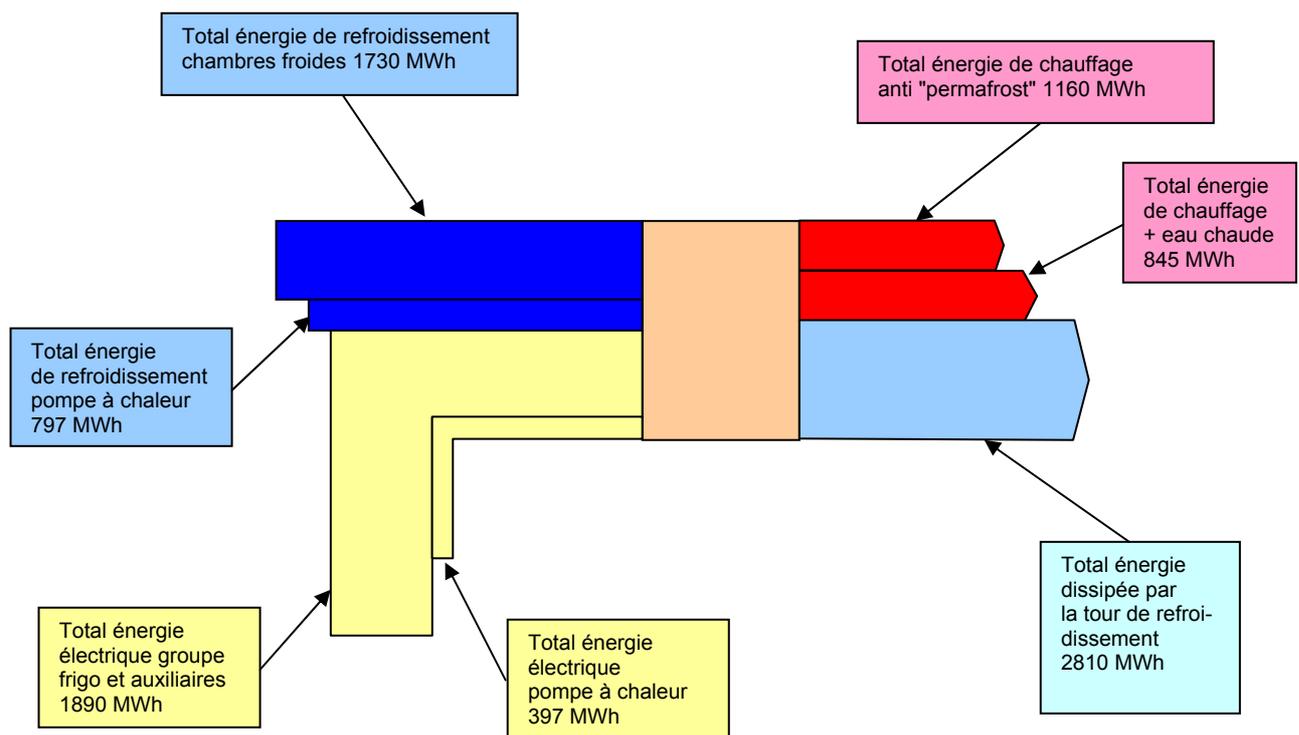
Conclusions

Il est à noter que l'énergie thermique requise par les utilisateurs pour le chauffage, l'eau chaude sanitaire et l'eau tiède de lavage ainsi que celle requise pour empêcher la formation de gel dans le sous-sol des chambres froides, égale à 2005 MWh, dans une installation conventionnelle aurait été produite par des combustibles fossiles.

Ceci a permis de réduire l'utilisation de la tour de refroidissement à 2810 MWh seulement.

Les mesures effectuées sur la période considérée ont ainsi bien montré non seulement la faisabilité d'une telle installation, mais également l'intérêt réel de l'intégration énergétique dans une installation isolée et typique de centre d'entreposage de produits congelés. Ce type d'installations pourraient donc être répétée sans devoir forcément dépendre de synergies avec d'autres activités.

La figure 6 reporte un diagramme de Sankey des flux énergétiques totaux relatifs à la période mesurée du 1.2.2003 au 30.11.2004.



Dr. Beat Wellig
dipl. Ing. ETH/HTL
Projektleiter und Fachexperte Verfahrens- und Energietechnik
Ernst Basler + Partner AG
Mühlebachstrasse 11
CH-8032 Zürich
beat.wellig@ebp.ch
www.ebp.ch

Wege aus der „Stromfalle“ in der Gebäudekühlung: Klimakälteanlagen mit JAZ > 20

Zusammenfassung

Die Jahresarbeitszahl (JAZ) von Klimakälteanlagen ist stark abhängig vom Temperaturhub. In vielen Anwendungen in der Gebäudetechnik genügt im Prinzip ein Temperaturhub von 10–20 K. Das Potenzial für hocheffiziente Systeme wird jedoch nur ungenügend genutzt, da Standard-Anlagen für Hübe von 30–60 K gebaut sind. Die äusseren Exergieverluste sind grösser als diejenigen der Kältemaschine, der exergetische Wirkungsgrad ist oft wesentlich kleiner als 10 %. Unnötig grosse Temperaturhübe sind deshalb unbedingt zu vermeiden. Die Messungen an zwei Klimakälteanlagen haben gezeigt, dass sogar in konventionellen Systemen durch konsequente Ausnutzung eines kleinen Temperaturhubes massive Energieeinsparungen möglich sind (bis zu 50 %). In Anlagen mit Kompressorkälte können jedoch JAZ von 5–6 nicht übertroffen werden. JAZ über 20 können nur mit optimierten Free-Cooling-Prozessen erreicht werden. In dieser Studie werden Richtlinien für die Auslegung und den Betrieb von Anlagen mit kleinem Temperaturhub vorgestellt. Mit der Umsetzung dieser Massnahmen können Energieverbrauch und Betriebskosten beträchtlich reduziert werden.

Abstract

The seasonal performance factor (SPF) of chilled water systems (CWS) is closely related to the temperature lift. In many applications in building services engineering, a temperature lift of 10–20 K is in principle sufficient. However, the potential for highly efficient refrigerating systems is not fully exploited as standard chillers are designed for lifts of 30–60 K. The exergy analysis shows that the external exergy losses are greater than the exergy losses of the chiller. The exergetic efficiency is usually far below 10 %. It is therefore important to avoid unnecessarily high temperature lifts. Measurements on refrigeration systems in two office buildings have shown that even in state-of-the-art CWS considerable energy savings (up to 50 %) can be achieved by persistent use of small temperature lifts. However, SPF-values around 5–6 can hardly be exceeded in systems with electric driven chillers. SPF's higher than 20 can only be reached with optimized free cooling processes. This study presents guidelines for the design and operation of CWS with small temperature lifts. The implementation of these simple measures will lead to a considerable reduction of energy consumption and operating costs.

1. Einleitung

1.1 Ausgangslage

An moderne Bürogebäude werden hohe Anforderungen gestellt. Investoren und Mieter haben hohe Ansprüche bezüglich Nutzungsqualität und erwarten gleichzeitig niedrige Betriebskosten für die Gebäudetechnik, dazu gehören insbesondere die Heizung, Kühlung und Lüftung. Der Energieeinsatz in Bürogebäuden ist heute zu einem wichtigen Forschungsfeld geworden, siehe z.B. [1–3].

Der Wärme- und Kühlbedarf von Bürogebäuden hat sich in den vergangenen Jahrzehnten massiv verändert. Die Hauptgründe für diese Entwicklung liegen einerseits in der stetig verbesserten Bauweise der Gebäudehülle und andererseits in der zunehmenden Technisierung der Arbeitsplätze. Der ausgeprägte Trend zu Gebäuden mit transparenten Fassaden sowie die steigenden Ansprüche an die Behaglichkeit sind wichtige Faktoren für den steigenden Kühlbedarf. Weiter nimmt der Kühlenergiebedarf aufgrund der verbesserten Wärmedämmung zu [4–6]. Schliesslich zeigen Modellberechnungen, dass der Kühlenergiebedarf infolge der Klimaerwärmung in den kommenden Jahrzehnten massiv ansteigen wird [6].

Aus diesen Gründen wird die Bedeutung der Gebäudekühlung zunehmen. Da für die Gebäudekühlung grosse Mengen hochwertige elektrische Energie benötigt werden, ist die Entwicklung von effizienten Prozessen von grossem Interesse. Effizienzsteigerungen dürfen jedoch keine Verschlechterung der Behaglichkeit zur Folge haben. Dieses Ziel kann nur erreicht werden, wenn eine ganzheitlich optimale Lösung bestehend aus Architektur, Bauphysik und Gebäudetechnik angestrebt wird.

1.2 Temperaturhübe in Klimakälteanlagen

Die Effizienz von Klimakälteanlagen ist stark abhängig vom Temperaturhub. Für die energetische und exergetische Bewertung muss zwischen dem äusseren und inneren Temperaturhub unterschieden werden. Der äussere Temperaturhub ist die Differenz zwischen den Innenräumen und der Umgebung ("dead state", nicht zwingend die Umgebungsluft). Der innere Temperaturhub entspricht bei einer Kompressionskältemaschine der Differenz zwischen Verdampfungs- und Kondensationstemperatur. Dieser hängt vom gewählten technischen System ab (Raumkühlsystem, Kältemaschine und Rückkühlung).

In den vergangenen Jahren hat sich der Trend zu grossflächigen Klimasystemen wie Betonkernaktivierung oder Kühldecken sowie zu effizienten Umluftklimageräten (ULK) verstärkt. Für Anwendungen dieser Art genügt in vielen Fällen ein innerer Temperaturhub von 10 bis 20 K. Die Praxis zeigt jedoch, dass das Potenzial des kleinen Hubes für hocheffiziente Systeme nur ungenügend genutzt wird.

In Bild 1 ist der Bereich von typischen inneren Temperaturhüben (ΔT_i) dargestellt. Dieser kann je nach System zwischen 10 K und im Extremfall bis zu 55 K betragen. Für die Bereitstellung von Pumpenkaltwasser (PKW) genügt oft ein Hub zwischen 10 und 20 K. Im rechten Diagramm ist die Leistungszahl (Coefficient of Performance, COP) eines Carnot-Kälteprozesses ($\text{COP}_C = T_V / \Delta T_i$, $T_V = \text{Verdampfungstemperatur}$) und einer realen Kältemaschine mit einem Gütegrad von 50 % ("Carnot efficiency", $\zeta = \text{COP} / \text{COP}_C$) in Abhängigkeit des inneren Temperaturhubes dargestellt. Mit einem Hub von 14 K, der für viele

Anwendungen ausreicht, erreicht man COP_C -Werte über 20; mit der realen Kältemaschine sollten COP-Werte um 10 möglich sein. Die praktische Erfahrung zeigt, dass dies nicht erreicht wird, da oft ein unnötig grosser innerer Temperaturhub vorhanden ist.

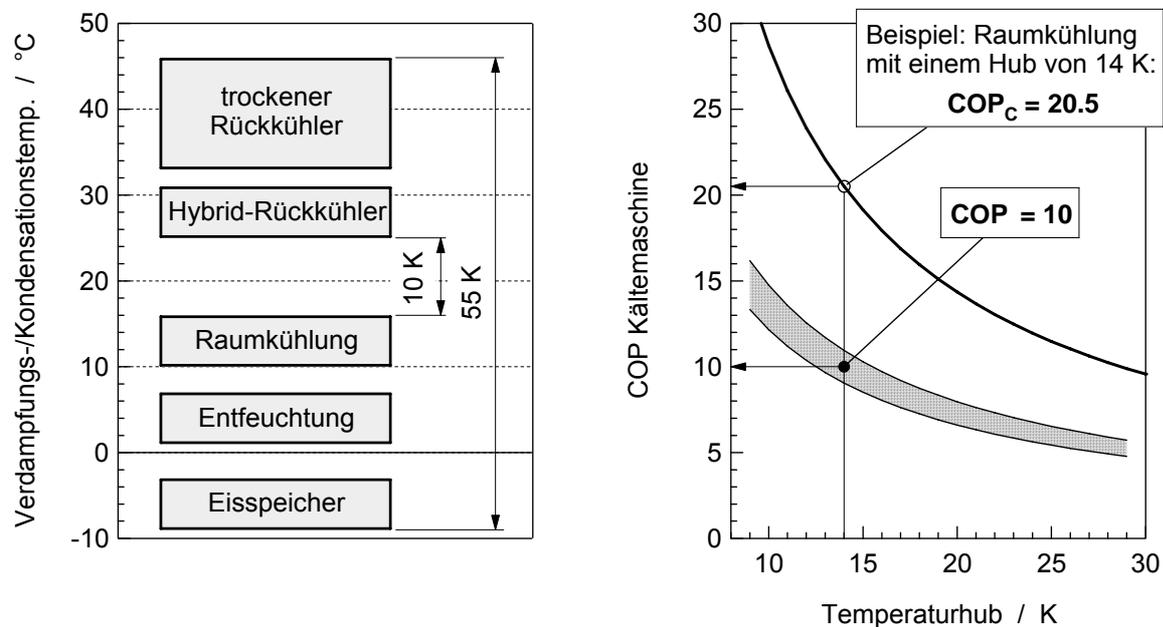


Bild 1

Links: Bereich von typischen inneren Temperaturhuben in Klimakälteanlagen.

Rechts: Leistungszahl einer Carnot-Kältemaschine und einer realen Kältemaschine mit einem Gütegrad von ca. 50 % in Funktion des inneren Temperaturhubes für eine angenommene konstante Verdampfungstemperatur von 14 °C.

Die Standard-Kältemaschinen, welche in der Gebäudetechnik zum Einsatz kommen, sind für Hübe von 30–60 K ausgelegt. Die Gebäudetechnikplaner optimieren deshalb die Anlagen und Komponenten in der Regel für einen höheren Temperaturhub. Die wesentlichen Entscheidungen zur Systemwahl, die letztlich zu dieser nicht-optimalen Auslegung führen, werden in einer frühen Projektphase getroffen und können zu einem späteren Zeitpunkt nicht mehr korrigiert werden. Genau an diesem Punkt setzt das BFE-Forschungsprojekt "Verdoppelung der Jahresarbeitszahl durch Ausnutzung eines kleinen Temperaturhubes" [7] den Hebel an.

1.3 Ziele

Die Studie richtet sich in erster Linie an die Gebäudetechnikplaner, welche mit dem Konzept der Kälteerzeugung, Energieverteilung und Raumkühlung den entscheidenden Einfluss auf den benötigten Temperaturhub haben. Das Hauptziel ist die Beschreibung des Zusammenwirkens der Komponenten im Gesamtsystem sowie das Bereitstellen von Planungsrichtlinien, die mithelfen sollen grobe Fehler in der Planungsphase zu vermeiden.

1.4 Vorgehen

Es wurden umfangreiche Messkampagnen an zwei Standard-Klimakälteanlagen in Bürogebäuden durchgeführt, welche grundsätzlich das Potenzial für einen kleinen Hub aufweisen, dieses aber nur ungenügend ausschöpfen. Auf Basis der Messungen und theoretischer Überlegungen wurden einerseits Effizienzsteigerungspotenziale bestimmt und andererseits Planungsgrundlagen erarbeitet.

Bei den Messungen geht es nicht um eine Kritik an den Projektverfassern, sondern um eine Analyse von Systemen unter realen Betriebsbedingungen, die den Stand der Technik gewissermassen „repräsentieren“ sowie um ein vertieftes Verständnis der Entscheidungsgrundlagen. Weiter geht es nicht um Anlagen-Optimierungen, sondern darum, aufbauend auf einer fundierten Ist-Zustand-Analyse von typischen Systemen allgemeingültige Planungsrichtlinien zu erarbeiten.

2. Messungen

2.1 Bürogebäude und Klimakälteanlagen

Ein wichtiges Auswahlkriterium war, dass es sich um typische Klimakälteanlagen handelt. Es sollte keine „besonders schlechte“ Anlage ausgemessen werden (z.B. System mit PKW 6/12 °C, System mit sehr hohen Rückkühltemperaturen, System mit Eisspeicher oder „Nur-Luft“-System). Weiter sollten die Systeme überschaubar sein, d.h. wenige Verbraucher(-typen) aufweisen.

Gewählt wurden schliesslich die Klimakälteanlagen in zwei Bankgebäuden in Zürich (nachfolgend mit System A und B bezeichnet). System A ist eine typische konventionelle Klimakälteanlage mit einem Kaltwassersatz mit Schraubenkompressoren. In System B kommt ein Turbo-Kaltwassersatz zum Einsatz, d.h. es handelt sich um eine Anlage mit höherer Effizienz auf der Kälteerzeugungsseite. In den Bildern 2 und 3 sind vereinfachte Prinzipschemata dargestellt, in Tabelle 1 sind die wesentlichen Informationen zu den Bürogebäuden und Klimakälteanlagen zusammengestellt. Ausführliche Informationen zu den Systemen (Kälteerzeugung, Rückkühlung, PKW-System, Raumkühlung, Lüftung, Regelung und Betriebsweise) sind in Ref. [7] zu finden.

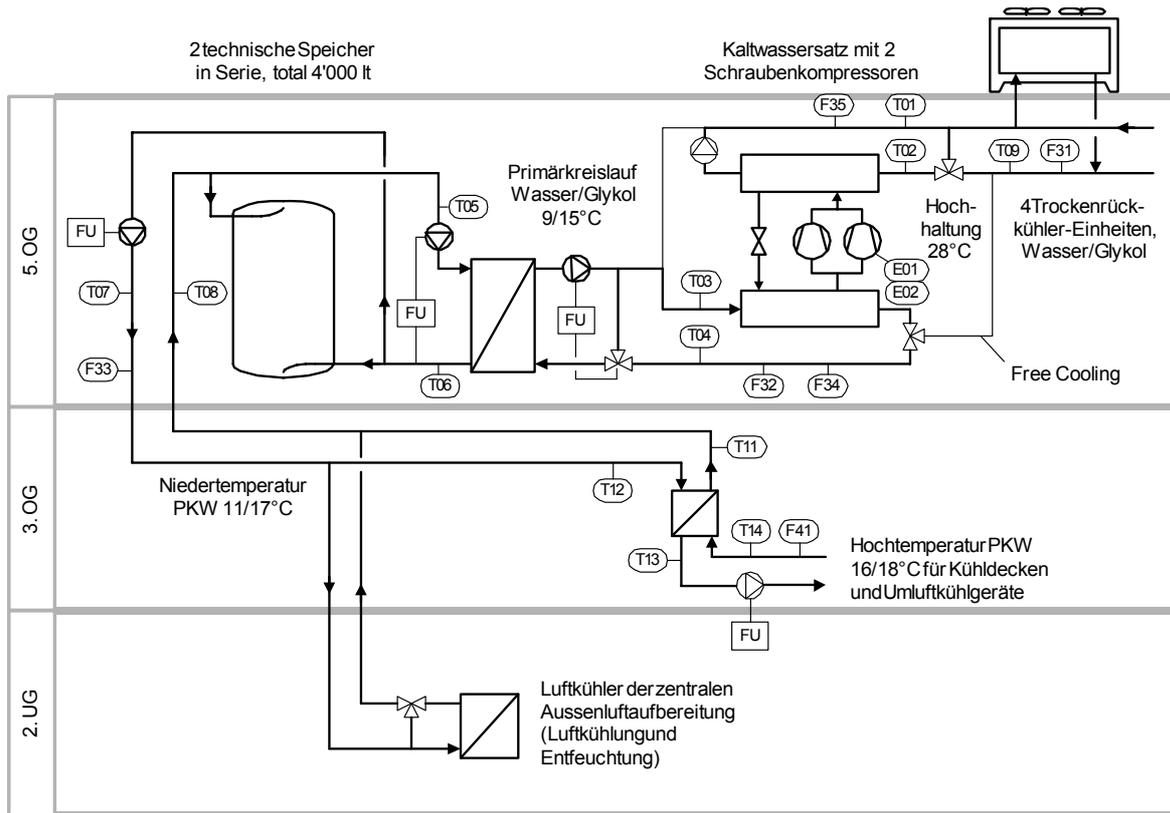


Bild 2

Vereinfachtes Prinzipschema der Klimakälteanlage in Bürogebäude A.

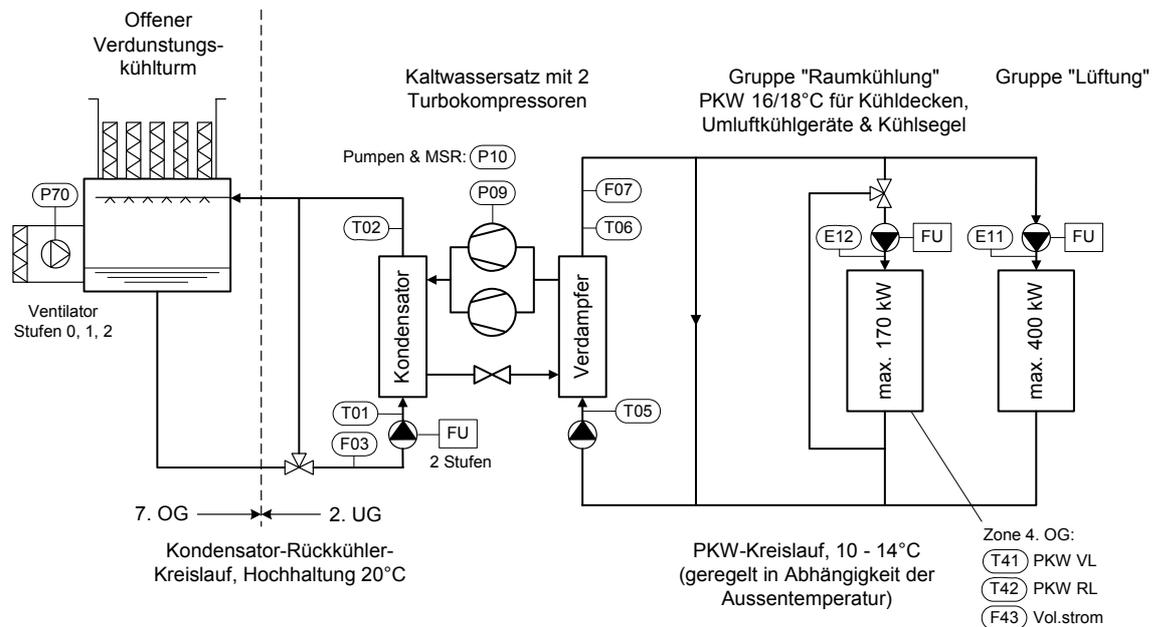


Bild 3

Vereinfachtes Prinzipschema der Klimakälteanlage in Bürogebäude B.

	Bürogebäude/Klimakälteanlage A	Bürogebäude/Klimakälteanlage B
Allg. Informationen	Fünfstöckiges Büro- und Geschäftshaus in Zürich-Nord	Siebenstöckiges Büro- und Geschäftshaus in Zürich City
Nutzung	Bankgebäude, u.a. mit Schalterhalle, Einzel- und Grossraumbüros sowie vermieteten Dienstleistungsflächen	Bankgebäude, u.a. mit Schalterhalle, Einzel- und Grossraumbüros, Personalrestaurant
Nutzfläche (gekühlte Bürofläche)	ca. 2'425 m ² (1335 m ² mit Kühldecken, 1090 m ² "nur Luft")	ca. 3'440 m ² (nur Büros mit wassergebundenen Kühlsystemen betrachtet)
Gebäude	Mittelschweres Gebäude, Flachdach	Schweres Gebäude
Fassade	Kastenfenster mit integriertem Sonnenschutz, Fensteranteil ca. 45 %, Fassade U = 0.9 W/m ² K, g = 0.15 inkl. Storen	Steinmauerwerk, Fassade denkmalgeschützt. Fensteranteil ca. 30 %
Sonnenschutz	In Kastenfenster integrierter Sonnenschutz (autom., manuell übersteuerbar)	Aussenliegende Lamellenstoren
Kühllasten (Auslegung)	34–43 W/m ²	20–45 W/m ²
Kältemaschine Kältemittel: Kälteleistung: Leistungsaufnahme Verdampfer A/E, p Kondensator E/A, p	Wassergekühlter Kaltwassersatz mit 2 Schraubenkompressoren R134a 186 kW 62.3 kW 9/15 °C, 17 kPa 40/45 °C, 34 kPa	Wassergekühlter Kaltwassersatz mit 2 Turbokompressoren R134a 570 kW 111 kW 8/14 °C, 45 kPa 30/36 °C, 45 kPa
Rückkühlung Rückkühlleistung: Ventilatorleistung: Kühlmedium E/A Hochhaltung	4 Trockenrückkühler-Einheiten 229 kW 2.5 kW (Messung) 45/40 °C (Wasser/Ethylenglykol) 28 °C (während Messungen schrittweise reduziert bis 22 °C)	Offener Verdunstungskühlturm 660 kW 2 kW / 6 kW (Messung Stufen 1 & 2) 36/30 °C 20 °C
Pumpenkaltwasser	PKW 11/17 °C (konstant, während Messungen erhöht auf 14 °C)	PKW VL 10–14 °C (abhängig von der Aussentemperatur, abgesenkt bis 6 °C)
Verbraucher	(a) Luftkühler der zentralen Aussenluftaufbereitung (Kühlung, Entfeuchtung), PKW 11/17 °C (b) Kühldecken (und wenige Umluftkühlgeräte, PKW 16/18 °C)	(a) Verschiedene Aussenluftaufbereitungsanlagen (z.B. Personalrestaurant, nicht betrachtet in dieser Studie) (b) Kühldecken, Umluftkühlgeräte und Kühlsegel, PKW 16/18 °C
Lüftung	(a) Räume mit Kühldecken und Umluftkühlgeräten: 6 m ³ /h m ² (b) Räume mit Luftkühlung alleine: 10–14 m ³ /h m ² (nicht erneuerte Mieterflächen)	Die in Rahmen dieser Studie betrachteten gekühlten Büroräume haben keine mechanische Lüftung.

Tabelle 1

Vergleich der Bürogebäude und Klimakälteanlagen A und B.

2.2 Messaufbau, Messkampagnen und Auswertungen

Die Anlagen wurden messtechnisch nachgerüstet, so dass die massgebenden Grössen bestimmt werden konnten (Kälteleistung, Rückkühlleistung, Enthalpiestrom PKW, Leistungsaufnahme Kompressoren, Ventilatoren, Umwälzpumpen, usw.). Ergänzend zu den installierten Messgeräten standen Daten der Leitsysteme zur Verfügung, u.a. Temperaturen an der Kältemaschine und im PKW-System (redundante Messungen), Temperaturen und Reglereinstellungen in verschiedenen Büroräumen sowie Daten der zentralen Aussenluftaufbereitung (System A).

Die Messkampagnen erstreckten sich jeweils über mehrere Wochen (System A 8/2004 – 10/2004, System B 7/2005 – 8/2005). In der ersten Phase der Messungen wurden die Anlagen in ihrem Original-Zustand belassen. Anschliessend wurden verschiedene Betriebsparameter verändert, um Messungen über einen grösseren Bereich von Temperaturhuben zu ermöglichen (Erhöhung bzw. Reduktion der PKW-Temperatur, Reduktion der Hochhaltung).

In der Analyse wird bewusst auf eine innere Bilanzierung der Kältemaschine verzichtet; deren Charakterisierung erfolgt mit dem Gütegrad. Das Hauptziel der Auswertungen ist, die Exergieverluste der einzelnen Komponenten bzw. Teilsysteme und des Gesamtsystems zu bestimmen. Um Effizienzsteigerungen zu erreichen, muss der Hebel dort angesetzt werden, wo die grössten Exergieverluste auftreten bzw. wo mit wenig Aufwand viel bewirkt werden kann. Detaillierte Informationen zu den Messungen und Auswertungen sind in Ref. [7] zu finden.

3. Resultate und Diskussionen

3.1 Leistungszahlen

In den Bildern 4 und 5 ist der Coefficient of Performance (COP) und der Coefficient of System Performance (COSP) der beiden Anlagen in Abhängigkeit des inneren Temperaturhubes ΔT_i dargestellt. Der COP-Wert ist definiert als Verhältnis von Kälteleistung zu Kompressorleistung, der COSP-Wert entspricht dem Verhältnis von Kälteleistung zur gesamten elektrischen Leistungsaufnahme der Klimakälteanlage. Dazu gehören die Leistungsaufnahme der Kältekompressoren, sämtlicher Umwälzpumpen (Rückkühl-, Primär-, Sekundär-, PKW-Verteilung) und der Ventilatoren der Rückkühler-Einheiten.

System A: Bei Betrieb von einem Kompressor steigt der COP von rund 4.0 bei einem Hub von 30 K auf rund 5.4 bei 15 K. Durch die Reduktion des Temperaturhubes um 15 K wird der COP um ca. 40 % erhöht. Die schwach konkave Form der Kurven lässt darauf schliessen, dass der Gütegrad mit kleiner werdendem Temperaturhub abnimmt, d.h. der vorhandene Schraubenkompressor ist für eine Anwendung mit kleinem Temperaturhub nicht geeignet. Die Leistungszahl ist deutlich tiefer ($\text{COP} \approx 3$), wenn beide Schraubenkompressoren in Betrieb sind. Der Grund dafür liegt im ungünstigen Teillastverhalten der Kompressoren und Elektromotoren.

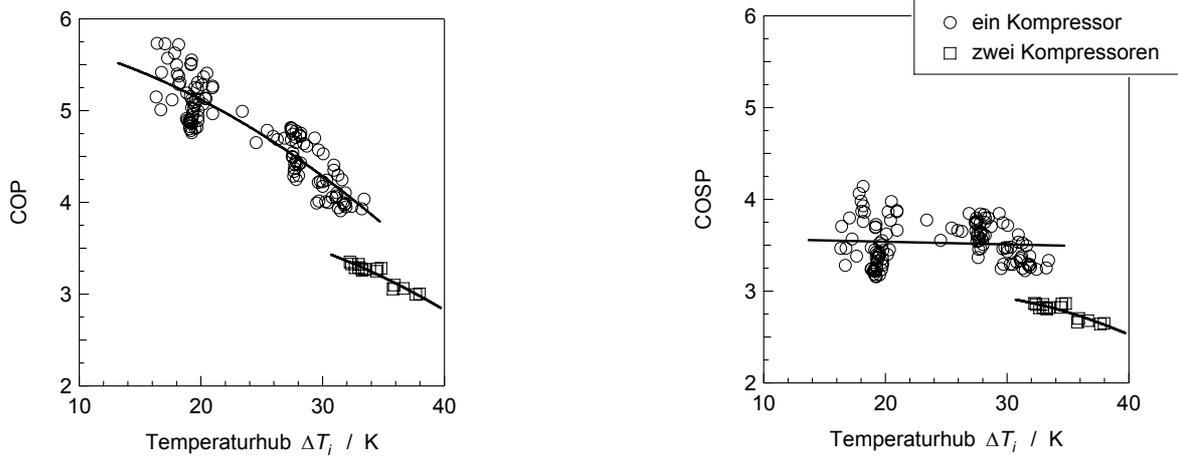


Bild 4

System A: Leistungszahl der Kältemaschine (COP, links) und des Gesamtsystems (COSP, rechts) in Funktion des inneren Temperaturhubes (insgesamt 136 stationäre Betriebspunkte mit Mittelwertbildung über mind. 30 min.).

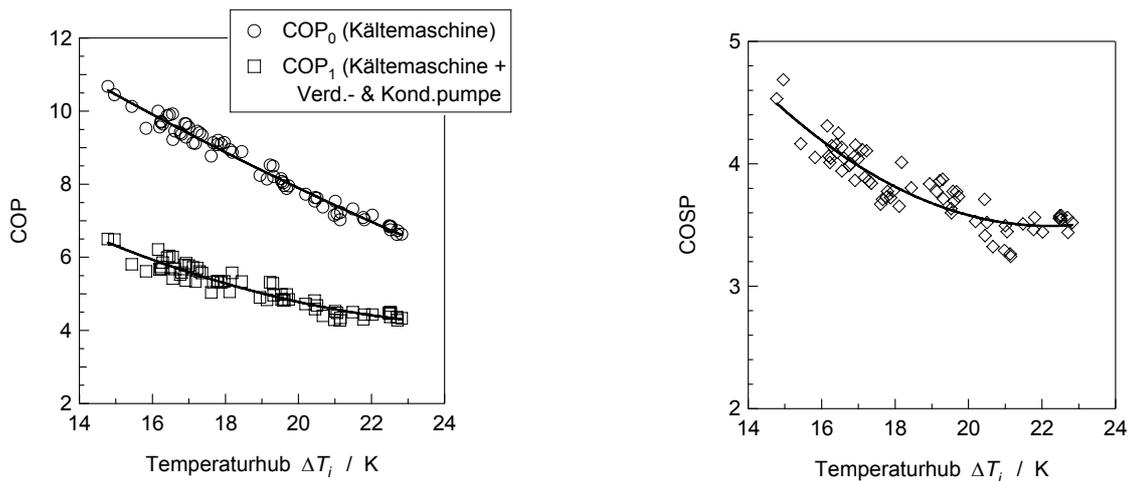


Bild 5

System B: Leistungszahl der Kältemaschine (COP_0 und COP_1 , links) und des Kältesystems (COSP, rechts) in Funktion des inneren Temperaturhubes (insgesamt 68 stationäre Betriebspunkte mit Mittelwertbildung über mind. 30 min.).

Bei Betrieb von einem Kompressor beträgt der COSP ca. 3.5 über den gesamten Bereich. Wenn beide Kompressoren laufen, ist die Reduktion von den COP- zu den COSP-Werten weniger ausgeprägt. Dies bedeutet, dass bei hohem Kältebedarf für die Luftkühlung und Entfeuchtung in den warmen Nachmittagsstunden und dem damit verbundenen grossen Temperaturhub infolge hoher Kondensationstemperaturen die Leistungsaufnahme der Hilfsaggregate weniger ins Gewicht fällt als bei tiefem Kältebedarf. Bezogen auf die gesamte Betriebszeit sind solche Zustände relativ selten. Während der restlichen Betriebszeit und vor allem nachts, wo kleine Temperaturhübe grundsätzlich möglich sind, ist die Auslegung und Betriebsweise der Umwälzpumpen und Ventilatoren von entscheidender Bedeutung.

System B: Die Kältemaschine mit den Turbokompressoren weist sehr hohe Leistungszahlen auf. Bei einem inneren Temperaturhub von 15 K beträgt die Leistungszahl 10.5, bei einem Hub von 23 K immer noch rund 6.5, d.h. durch die Hubreduktion um 8 K wird der COP_0 um einen Faktor 1.7 erhöht. Die Messungen bestätigen das bekannte hervorragende Teillastverhalten des Turbo-Kaltwassersatzes (während der Messperiode rund 30–35 %-ige Teillast).

Wenn die Leistung der Umwälzpumpen im Verdampfer- und Kondensator-Kreislauf mit einbezogen wird, halbiert sich die Leistungszahl beinahe: Der COP_1 -Wert bewegt sich zwischen 4.5 und 6.5. Diese Reduktion ist darauf zurückzuführen, dass einerseits der Kältemaschinenlieferant hohe konstante Volumenströme gefordert hat und andererseits die Pumpen eher überdimensioniert sind. Es ist jedoch zu beachten, dass im Endausbau die Kälteleistung ca. 150 kW höher sein wird als während der Messkampagne.

Der COSP steigt mit sinkendem Temperaturhub an: Bei einem Hub von 20–23 K beträgt der COSP rund 3.5, bei einem Hub von 15 K rund 4.5, was einer Zunahme von 30 % entspricht. Auch in System B fällt bei hohem Kältebedarf und dem damit verbundenen grossen Temperaturhub die Leistungsaufnahme der Hilfsaggregate weniger ins Gewicht als bei tiefem Kältebedarf.

3.2 Gütegrade

In Bild 6 sind gemessenen COP-Werte, Carnot-Faktoren und inneren Gütegrade ζ in Abhängigkeit des Temperaturhubes dargestellt. Der Unterschied zwischen den Anlagen ist frappant: Der Gütegrad der Kältemaschine A mit den Schraubenkompressoren sinkt von 46% bei einem Hub über 30 K auf rund 32 % bei 16 K. Dieses Verhalten ist typisch für viele Standard-Kältemaschinen z.B. mit Schrauben- oder Kolbenkompressoren. Solche Maschinen sind optimiert für Temperaturhübe über 30 K und deshalb für Klimakälteanlagen mit kleinen Hüben nicht geeignet. Ganz anders System B mit dem Turbo-Kaltwassersatz: Der Gütegrad bleibt über den gesamten Bereich der eingestellten Temperaturhübe konstant hoch ($\zeta = 54\text{--}56\%$). Diese Kältemaschine ist für Anwendungen mit kleinem Hub wesentlich besser geeignet.

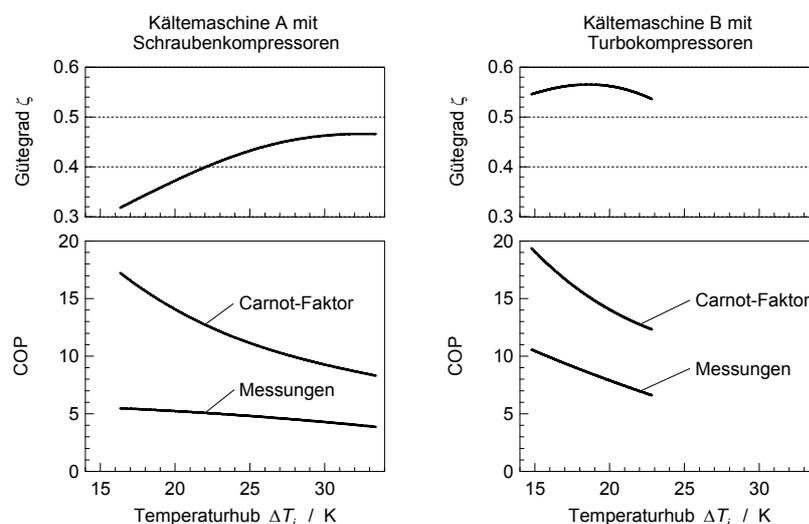


Bild 6

Unten: Carnot-Faktor und gemessene COP-Werte der beiden Kältemaschinen ("best fit" aus den Bildern 4 und 5). Oben: Auf den Carnot-Prozess zwischen T_V und T_K bezogene Gütegrade ζ der Kältemaschinen.

3.3 Exergieanalyse

Der COP basiert auf der Energiebilanz, den Gütegrad erhält man aus dem Vergleich mit einem irreversiblen Prozess (der Carnot-Prozess zwischen T_V und T_K ist kein reversibler Prozess). Diese Kenngrößen geben keine Auskunft zu Verlustherden und zur Prozessgüte. Informationen dazu erhält man mittels Exergieanalyse [8–11] (oder mit der Entropiemethode, die jedoch weniger anschaulich ist). Die wesentlichen Zusammenhänge sollen hier anhand von zwei vergleichbaren Betriebszuständen der Anlagen diskutiert werden (Bild 7). In dieser Analyse geht es darum, die Exergieverluste aufgrund der im Prozess vorhandenen Temperaturniveaus zu quantifizieren.

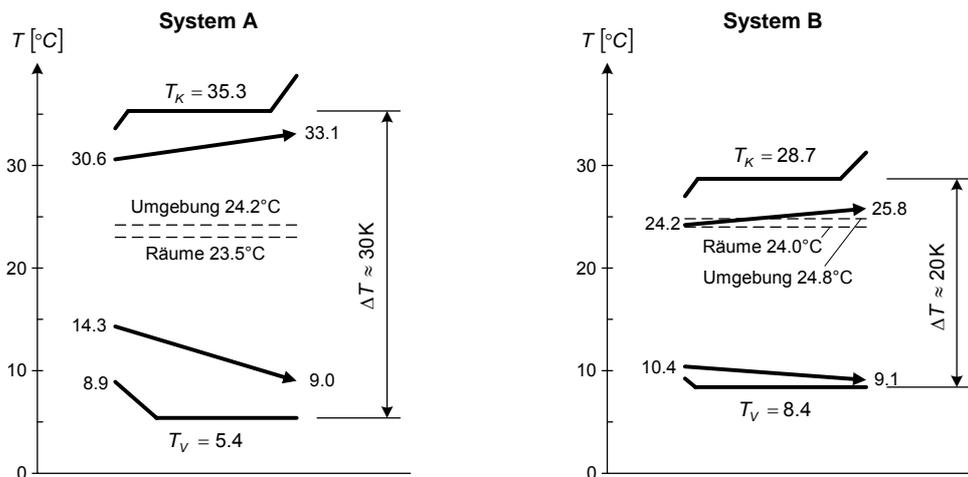


Bild 7

Vergleich der Temperaturniveaus in System A (6.9.2004, 13:45) und System B (18.8.2005, 15:30). Die Enthitzung und Unterkühlung im Kondensator sind nicht massstäblich dargestellt. Wichtige Daten [7]: Kälteleistung: A: 99.6 kW, B: 126.4 kW. Kompressorleistung: A: 25.1 kW, COP = 4.0; B: 16.0 kW, COP = 7.9. Gütegrad der Kältemaschinen: A: 43 %; B: 57 %. Summe Leistungsaufnahme Hilfsaggregate: A: 4.93 kW (4.9 % der Kälteleistung); B: 11.83 kW (9.4 %). Gesamtsystem: A: COSP = 3.3; B: COSP = 4.5.

Der Vergleich der Temperaturniveaus zeigt, dass der innere Temperaturhub der Kältemaschine B rund 10 K kleiner ist als in Kältemaschine A. Die Hauptgründe dafür sind der effizientere Verdampfer und die nasse Rückkühlung in System B. Wenn beide Kältemaschinen denselben Gütegrad ζ aufweisen würden, wäre der COP-Wert von System B alleine aufgrund des kleineren Temperaturhubes um den Faktor 1.5 höher ($\text{COP} = \zeta T_V / \Delta T_i$, $\Delta T_{i,A} = 1.5 \Delta T_{i,B}$). Bei Verwendung einer Kältemaschine mit „konstantem“ Gütegrad (d.h. mehr oder weniger unabhängig vom Hub) ist der COP-Wert umgekehrt proportional zum Temperaturhub.

In der **Exergieanalyse**⁶ wird für jeden Prozessschritt der Exergieverlust berechnet ($d\dot{E}_V = T_U \cdot (T_1 - T_2) / (T_1 \cdot T_2) \cdot d\dot{Q}$). Die Berechnung wird besonders übersichtlich, wenn man die Exergieverluste in % der Kälte- und Kompressorleistung bestimmt:

⁶ In der Exergieanalyse wurde mit thermodynamischen Mitteltemperaturen gerechnet. Wichtig: Es wurden **vereinfachend** nur die thermischen Exergien berücksichtigt. In System B mit der nassen Rückkühlung ist dies thermodynamisch nicht korrekt, da ungesättigte feuchte Luft immer einen Exergieanteil besitzt (Definition der Umgebung müsste angepasst werden).

	Exergieverlust in % der Kälteleistung		Exergieverlust in % der Kompressorleistung	
	System A	System B	System A	System B
P_{\min} = Exergiegewinn Raum	0.24 %	0.27 %	$\eta_{\text{ex}} = 1.0 \%$	$\eta_{\text{ex}} = 2.1 \%$
Exergieverlust PKW-Seite	6.52 %	5.56 %	15.3 %	13.0 %
Exergieverlust Rückkühlung	3.84 %	1.65 %	26.0 %	43.8 %
Summe $P_{\min} + \sum \dot{E}_{vi} =$	10.6 %	7.48 %		
Messung Kompressorleistung	25.2 %	12.7 %		
Exergieverlust Kältemaschine	14.6 %	5.2 %	57.7 %	41.1 %
<i>Kontrolle</i>			<i>100.0 %</i>	<i>100.0 %</i>

Table 2

Exergieanalyse der betrachteten Betriebszustände (siehe Bild 7).

Die Exergieverluste auf der PKW-Seite sind ähnlich gross, obwohl in System B ein hocheffizienter Verdampfer verwendet wird (Exergieverlust im Verdampfer: System A 2.3 %, System B 0.5 % der Kälteleistung). Die Höhe der Verdampfungstemperatur hat den grösseren Einfluss auf die Prozessgüte als die Effizienz des Verdampfers selber. Auf der Rückkühl-Seite ist der Exergieverlust von System B weniger als halb so gross wie von System A. Der Exergiegewinn des Raumes (Nutzen) ist in beiden Fällen gering, da Umgebungs- und Raumtemperaturen nahe zusammen liegen. Die Summe aus dem Exergiegewinn des Raumes und den äusseren Exergieverlusten ergibt die Antriebsleistung PC einer Carnot-Kältemaschine zwischen T_V und T_K (mit der Leitungszahl ε_C). Die Differenz dieser Leistung zur gemessenen Kompressorleistung P ist gleich dem inneren Exergieverlust der Kältemaschine.

Die Leistungszahl der Kältemaschine ist $\varepsilon = \text{COP} = \zeta \varepsilon_C$.

Die Exergieanalyse kann beispielsweise wie folgt kontrolliert werden (System A als Beispiel):

$$\text{a) Exergieanalyse: } \varepsilon_C = \text{COP}_C = \frac{\dot{Q}_R}{P_C} = \frac{\dot{Q}_R}{P_{\min} + \sum \dot{E}_{vi}} = \frac{100\% \dot{Q}_R}{10.6\% \dot{Q}_R} \approx 9.4$$

$$\text{b) Carnot-Kältemaschine: } \varepsilon_C = \text{COP}_C = \frac{\dot{Q}_R}{P_C} = \frac{T_V}{T_K - T_V} = \frac{278.4 \text{ K}}{29.9 \text{ K}} \approx 9.3$$

Die Exergieanalyse ist (bis auf Rundungsfehler) korrekt. Bezieht man den Exergiegewinn und die Exergieverluste auf die gemessene Kompressorleistung (Aufwand), können die Exergieflussbilder (Grassmann-Diagramm) der Kälteprozesse einfach gezeichnet werden (Bild 8). In System A wird rund 58 % der aufgewendeten Kompressorleistung zur Deckung der Exergieverluste der Kältemaschine und 41 % zur Deckung der äusseren Exergieverluste benötigt. Im betrachteten Betriebszustand gehen 99 % der aufgewendeten Exergie unwiderruflich verloren. In System B sind die Kompressorleistung und die Exergieverluste absolut gesehen wesentlich geringer. In dieser Anlage wird jedoch anteilmässig mehr Exergie aufgrund des grossen Temperaturhubes vernichtet (ca. 57 %) als in der Kältemaschine (41 %). Dies führt uns zu folgender Erkenntnis:

In der Verkleinerung des Temperaturhubes liegt das grössere Effizienzsteigerungspotenzial als in einer (weiteren) Optimierung der Kältemaschine.

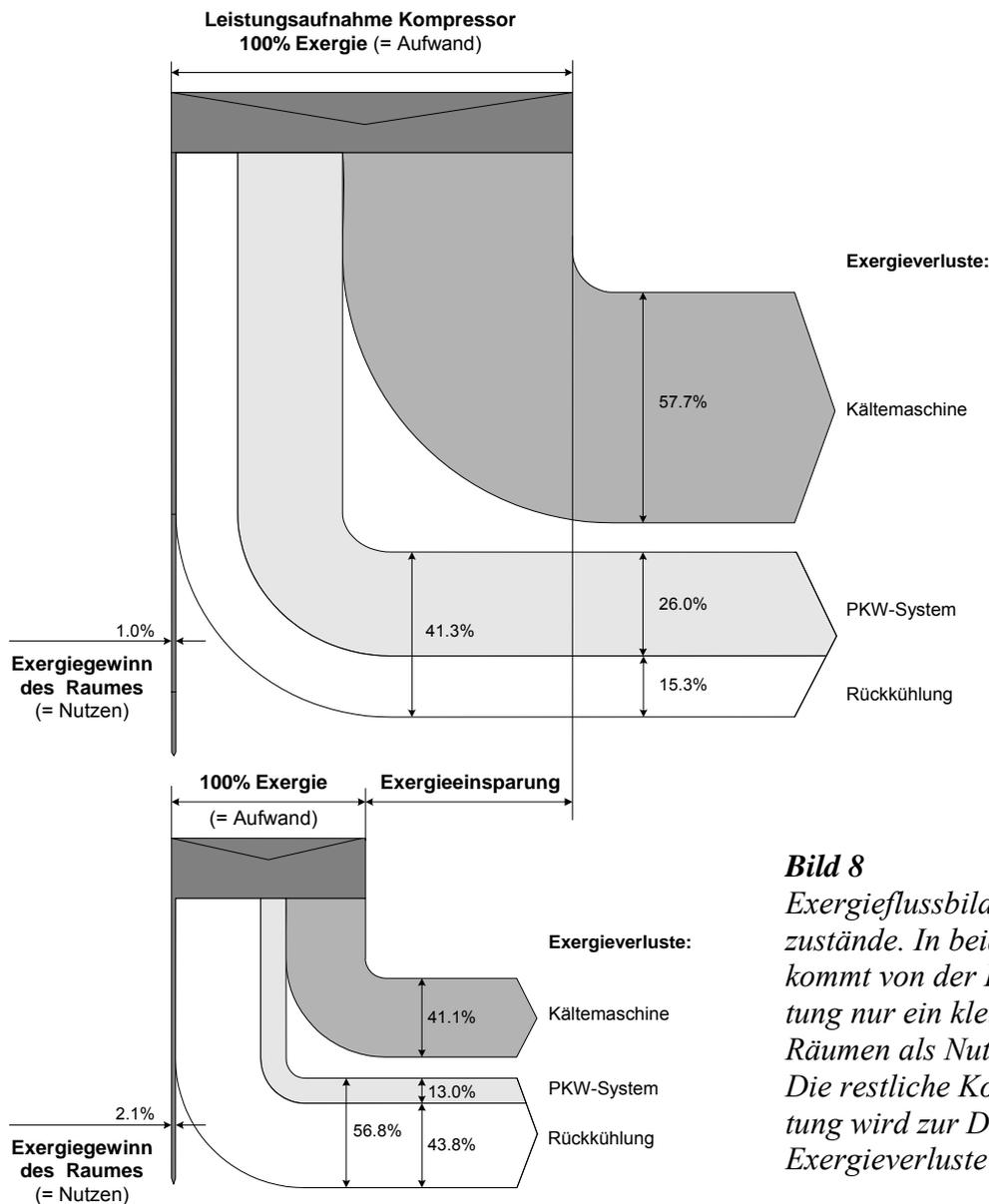


Bild 8

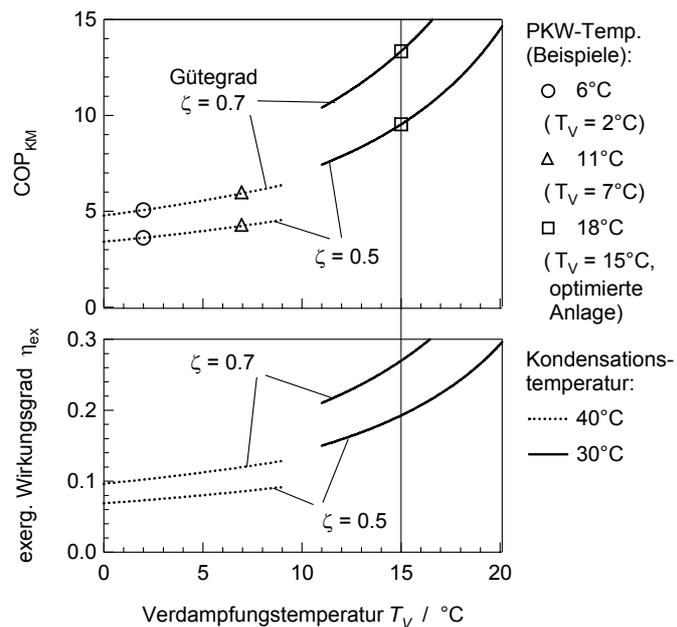
Exergieflussbilder der Betriebszustände. In beiden Fällen kommt von der Kompressorleistung nur ein kleiner Anteil den Räumen als Nutzen zu Gute. Die restliche Kompressorleistung wird zur Deckung der Exergieverluste benötigt.

3.4 Potenzial für Effizienzsteigerung (Verallgemeinerung)

Die Exergieanalyse zeigt quantitativ, wo der Hebel für Effizienzsteigerungen angesetzt werden muss. In Bild 9 sind der exergetische Wirkungsgrad η_{ex} und COP von zwei Kältemaschinen mit einem Gütegrad von 50 % bzw. 70 % für verschiedene PKW- und Rückkühl-Bedingungen dargestellt (vereinfachend wurde angenommen, dass der Gütegrad nicht vom Hub abhängt). Es ist offensichtlich, dass durch Reduktion des Temperaturhubes die Leistungszahl massiv erhöht werden kann. Besonders ist die Tatsache hervorzuheben, dass die Verkleinerung des Hubes eine grössere Effizienzsteigerung bringt als die Verbesserung des Gütegrades der Kältemaschine. Mit anderen Worten: *Es ist besser, eine "Standard"-Kältemaschine mit einem Gütegrad von 40–50 % bei einem Temperaturhub von 15–20 K zu betreiben als eine hocheffiziente Kältemaschine mit einem Gütegrad von 60–70 % bei einem Temperaturhub von 30–40 K.* Der Grund dafür liegt in der massiven Reduktion der äusseren Exergieverluste durch Verkleinerung des Hubes.

Bild 9

Abhängigkeit des exergetischen Wirkungsgrades und des COP-Wertes einer Kältemaschine mit Gütegrad 50 % bzw. 70 % vom Temperaturhub für eine Raumtemperatur $T_R = 24 \text{ °C}$ und Umgebungstemperatur $T_U = 30 \text{ °C}$.

**3.5 Arbeitszahlen**

COP- und COSP-Werte basieren auf Momentanbetrachtungen. Der COSP kann dadurch verfälscht werden, dass im betrachteten Zeitintervall nicht zwingend alle Pumpen in Betrieb sein müssen (z.B. wenn am Ende einer Zeitspanne mit Kühlbedarf noch der Speicher geladen wird). Die Pumpen der Kälteverteilung und im Kreislauf der Raumkühlsysteme (z.B. Kühldecken, ULK) sind oft deutlich länger in Betrieb als die Kältemaschine. Arbeitszahlen (AZ) über einen bestimmten Zeitraum sind deshalb als Mass für die Energieeffizienz besser geeignet. Eine ausführliche Diskussion der gemessenen AZ würde den Rahmen dieses Beitrages sprengen, es sei deshalb auf den Projektschlussbericht [7] verwiesen. Nachfolgend werden anhand der Messungen an System B einige wesentliche Resultate präsentiert.

Für die Systemanalyse mit AZ haben sich 24-h-Berechnungen als sinnvoll erwiesen. Es wurden u.a. die Tagesarbeitszahlen des Kältesystems bezogen auf die erzeugte Kälteenergie (TAZ_{KS} , inkl. elektrische Energieaufnahme Kompressor, Rückkühlung, Pumpen bis und mit PKW-Verteilung) und die Tagesarbeitszahlen des Gesamtsystem bezogen auf die aus dem Gebäude abgeführte Energie (TAZ_{Sys} , zusätzlich alle Pumpen in den Zonen und Ventilatoren der ULK) berechnet.

In den Bildern 10 und 11 ist die TAZ_{KS} in Funktion der Aussentemperatur und der spezifischen abgeführten Energie dargestellt. Diese steigt zunächst mit steigender Aussentemperatur und steigendem Kühlbedarf an. Bei tiefen Werten auf der Abszisse sind Kältebedarf sowie Temperaturhub klein und der Energieverbrauch der Hilfsaggregate reduziert die Arbeitszahl drastisch. Über Werten von rund 23 °C bzw. $420 \text{ Wh/m}^2 \text{ d}$ steigt die TAZ nicht mehr an, sondern sinkt tendenziell. Dieser Trend ist wie folgt zu erklären: Bei hohen Aussentemperaturen mit entsprechend hohem Kältebedarf steigt der Temperaturhub an. Dank der nassen Rückkühlung beträgt der Anstieg nur wenige Grad Celsius und der COP bleibt auch in den heissen Nachmittagsstunden relativ hoch. Der Energieverbrauch der Hilfsaggregate fällt im Vergleich zu tiefen Lasten weniger ins Gewicht. Da aber bei hohen Aussentemperaturen ein hoher Kälteenergiebedarf für die Aussenluftabkühlung auf das Niveau der Raumtemperatur besteht (der dem Gebäude nicht als Nutzen zugute kommt), sinkt die TAZ wieder ab. Hochgerechnet beträgt die auf die erzeugte Kälteenergie bezogene

Jahresarbeitszahl des Kältesystems $JAZ_{KS} \approx 3.4$. Im Endzustand der Anlage (ca. 150 kW höhere Kälteleistung als zum Zeitpunkt der Messungen) wird die JAZ_{KS} knapp über 4 liegen.

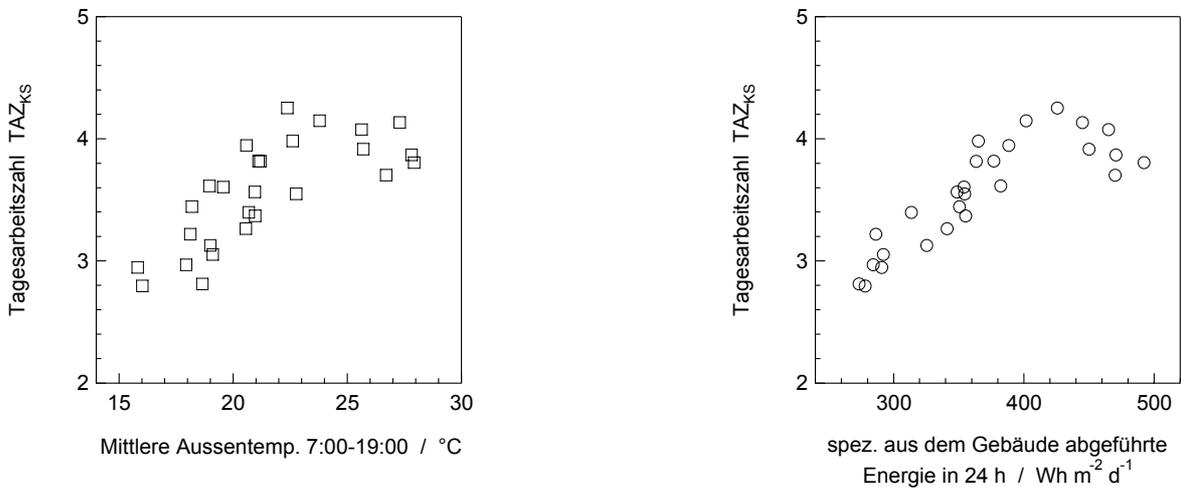


Bild 10

System B: Tagesarbeitszahl des Kältesystems TAZ_{KS} bezogen auf die erzeugte Kälteenergie in Abhängigkeit der mittleren Aussentemperatur während der Tagesstunden (links) und in Abhängigkeit der spezifischen aus dem Gebäude abgeführten Energie (rechts). Messperiode 21.7.–25.8.2005.

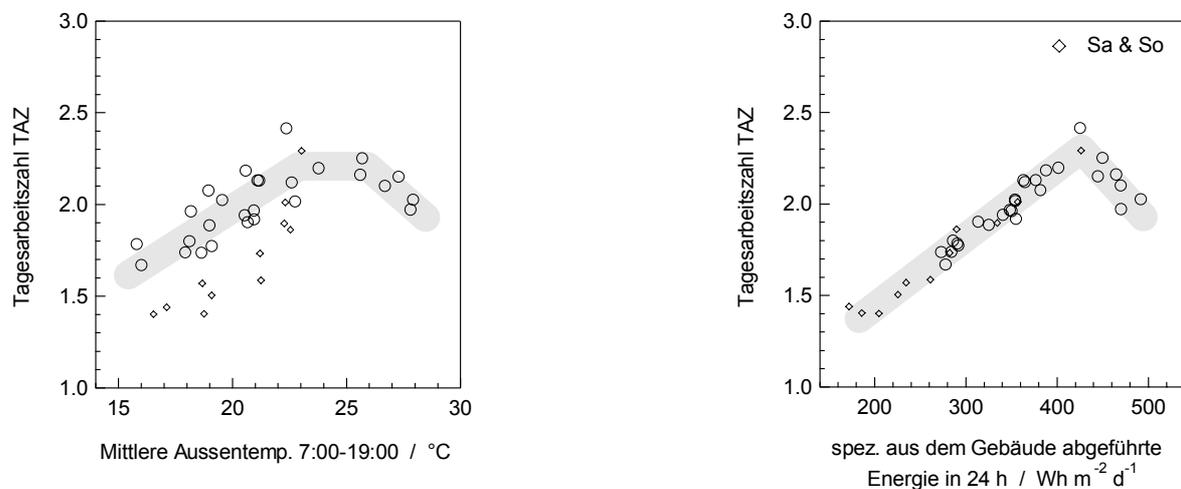


Bild 11

System B: Tagesarbeitszahl des Gesamtsystems TAZ_{Sys} bezogen auf die aus dem Gebäude abgeführte Energie in Abhängigkeit der mittleren Aussentemperatur während der Tagesstunden (links) und in Abhängigkeit der spezifischen aus dem Gebäude abgeführten Energie (rechts). Messperiode vom 21.7.–25.8.2005.

Für die Tagesarbeitszahl des Gesamtsystems TAZ_{Sys} gelten die gleichen Aussagen: Die TAZ_{Sys} steigt mit wachsendem Kühlenergiebedarf, da der Energieverbrauch der Hilfsaggregate im Verhältnis zur Kälteenergie relativ klein ist. Ab 23 °C bzw. 420 Wh/m² d steigt der mittlere innere Temperaturhub an und die Tagesarbeitszahl sinkt tendenziell ab. Hochgerechnet auf die gesamte Kühlsaison beträgt die System-JAZ rund 1.75. Detaillierte Angaben zu den JAZ sind in [7] zu finden.

3.6 Energieeinsparpotenzial durch Ausnutzung eines kleinen Temperaturhubes in einer konventionellen Anlage

In der Literatur findet sich eine Vielzahl von Veröffentlichungen zum Thema Optimierung von klimatechnischen Anlagen [12–15]. In der vorliegenden Studie wurde das Energieeinsparpotenzial durch Ausnutzung eines kleinen Temperaturhubes anhand der Messungen der konventionellen Klimakälteanlage A bestimmt. Die Wirkungen einzelner Massnahmen wie das Anheben der PKW-Temperatur, die Reduktion der Hochhaltung und optimierte Betriebsweisen wurden quantifiziert. Es konnte gezeigt werden, dass der Stromverbrauch in konventionellen Anlagen mit Kompressorkälte durch gezielte Ausnutzung eines kleinen Temperaturhubes und durch eine optimale Betriebsweise um bis zu 50 % reduziert werden kann, ohne dass Einbussen in der Behaglichkeit in Kauf genommen werden müssen [7, 16]. Es gelten folgende Faustregeln: *Die Anhebung der PKW-Temperatur um 1 K führt zu einer Erhöhung der JAZ von 2.5–4 %, die Reduktion der Hochhalte-Temperatur um 1 K bringt eine Verbesserung der JAZ von 1–2.5 %. Die effektiven Werte sind stark abhängig vom Kältemaschinentyp und Temperaturniveau.*

4. Vergleich von Klimakälte-Systemen

4.1 Vergleich von Kompressorkälte und Free Cooling (FC)

Die Messungen und theoretischen Überlegungen zeigen, dass mit der gezielten Verkleinerung des Temperaturhubes der Energieverbrauch von Klimakälteanlagen deutlich reduziert werden kann. Der Erhöhung von COSP bzw. System-JAZ von konventionellen Kompressorkälte-Anlagen ist jedoch auch bei Verwendung von hocheffizienten Kältemaschinen eine obere Grenze gesetzt. Die untenstehende Zusammenstellung verdeutlicht diese Tatsache.

		Kompressorkälte		Free Cooling	
		Standard	Optimiert	Standard	Optimiert
Kältemaschine	Kompressor (COP)	12–25 %	8–15 %	–	–
	Internpumpe Verdampfer	< 1 %	–	–	–
	Internpumpe Kondensator	< 1 %	–	–	–
Rückkühler	Ventilator (T_{Luft} ca. 5 K)	< 8 %	< 2 %	< 8 %	< 2 %
	Pumpe	1 %	< 1 %	< 1 %	< 1 %
Speicher	Pumpe	1 %	–	–	–
Kälteverteilung	Pumpe	1 %	< 1 %	< 1 %	< 1 %
Kühldecken <i>oder</i>	Pumpe (p max. 50 kPa, T min. 3 K)	1 %	< 1 %	< 1 %	< 1 %
Umluftkühler	Pumpe (p max. 50 kPa, T min. 3 K)	1 %	< 1 %	< 1 %	< 1 %
	Ventilator (T_{Luft} min. 4 K)	< 10 %	< 2 %	< 2 %	< 1 %
Summe =		50 % (max)	16 % (min)	11 %	6 %
JAZ_{sys} =		2	5 – 6	9	16

Tabelle 3

Vergleich von „Kompressorkälte“ und FC-Prozessen (Energieverbrauch in % der erzeugten Kälteenergie). Bei FC-Anwendungen sind zur Deckung von hohen meisten Kältemaschinen vorhanden (wird in der Tabelle nicht betrachtet).

In Klimakälteanlagen mit mechanischer Kälteerzeugung erreicht man typischerweise System-JAZ zwischen 1.5 und 3. Wenn die Kältemaschine, Systemkomponenten, Hydraulik, Regelung, usw. sorgfältig ausgelegt werden, können System-JAZ von maximal 5–6 erreicht werden, d.h. eine Verdoppelung ist möglich. Werte über $JAZ_{\text{Sys}} \approx 6$ sind jedoch in Anlagen mit Kompressorkälte schwierig zu erreichen, da auch bei einer optimierten Kältemaschine der Energieverbrauchsanteil des Kompressors, je nach Temperaturhub und Gütegrad, zwischen 8 % (COP = 12.5) und 15 % der Kälteleistung (COP = 6.7) beträgt. Wesentlich höhere JAZ können durch Einsatz von geeigneten Free-Cooling-Prozessen erreicht werden, wenn das Gesamtsystem und die einzelnen Komponenten sorgfältig ausgelegt sind und die Anlage effizient betrieben wird.

4.2 „Quantensprung“ in der Energieeffizienz

Ein „Quantensprung“, z.B. eine Verzehnfachung der Jahresarbeitszahl von 2–3 auf Werte von 20–30, gelingt nur durch konsequente Ausnutzung eines kleinen Temperaturhubes in Kombination mit optimierten Free-Cooling-Prozessen. Ein Beispiel einer solchen Anlage ist in Ref. [4, 5] beschrieben⁷. In dieser Anlage (nachfolgend System C genannt) wird die Kälteenergie mittels Verdunstungskühlung erzeugt (Stadtwasser ohne Aufbereitung). Die Annäherung der PKW-Temperatur an die Kühlgrenztemperatur beträgt rund 1 K. Als Raumkühlsysteme kommen Brüstungsklimageräte zum Einsatz, welche Vorlauftemperaturen von 18–20 °C benötigen. Da es in Zürich nur rund 175 h/a mit Feuchtkugeltemperaturen über 18 °C gibt, kann praktisch das ganze Jahr die Kälteenergie mittels FC erzeugt werden. Die Spitzenlastkältemaschine kommt nur selten zum Einsatz.

Die gemessene Jahresarbeitszahl des Gesamtsystems (Verhältnis von Kälteenergie zur gesamten elektrischen Energieaufnahme des Systems; Kälteerzeugung, Kälteverteilung, Brüstungsklimageräte, Regelung) beträgt 25 [4, 5]. Mit dieser Anlage konnte gezeigt werden, dass ein Quantensprung in der Effizienz möglich ist: Der Energieverbrauch ist rund 10-mal kleiner als derjenige von typischen Standard-Anlagen ($JAZ_{\text{Sys}} = 20\text{--}30$ statt $JAZ_{\text{Sys}} = 2\text{--}3$).

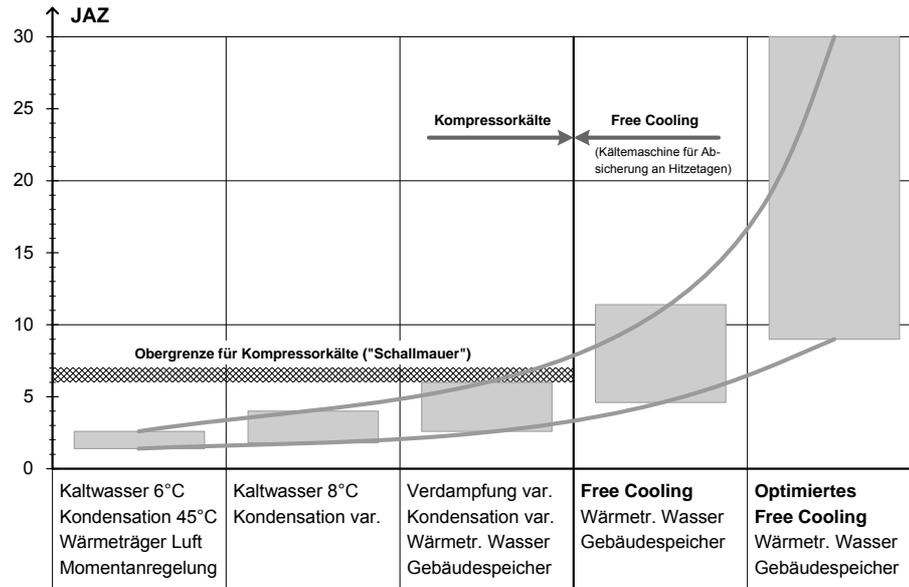
Als Zusammenfassung sind in Bild 12 die Bereiche der JAZ verschiedener Klimakälte-Systeme grafisch dargestellt. Die „Schallmauer“ $JAZ_{\text{Sys}} \approx 6$ der Kompressorkälte kann nur durch Anwendung von FC-Prozessen durchbrochen werden. Durch den Einsatz optimierter FC-Prozesse kombiniert mit Kältemaschinen für kleine Temperaturhübe steht uns ein weites Feld offen.

4.3 Ökonomische Aspekte

Für die ausgemessenen Anlagen A und B sowie für die oben beschriebene Anlage C wurde eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung durchgeführt. Die spezifischen Investitions- und Betriebskosten sind in der untenstehenden Tabelle zusammengestellt. Die Investitionskosten umfassen jeweils die Kosten der Kälteerzeugung und Rückkühlung zusammen, da in System C während 90–95 % der Betriebszeit die Kälteenergie nur mit dem Verdunstungskühler erzeugt wird.

⁷ Die Anlage wurde vom Mitautor des BFE-Forschungsprojekts, Dr. Beat Kegel, in Zusammenarbeit mit der Basler & Hofmann AG, Zürich, entwickelt.

Bild 12
Vergleich der
Jahresarbeits-
zahlen verschiedener
Klimakälte-
Systeme (als kleine
Auswahl von Bei-
spielen zu verste-
hen).



System C schneidet schlecht ab, wenn man die kälteleistungsspezifischen Investitionskosten (CHF/kW Kälteleistung) miteinander vergleicht. Dieser Vergleich ist jedoch nicht geeignet, da infolge Überdimensionierung häufig Kältemaschinen mit (zu) hohen Leistungen installiert werden. Auch hier liegen grosse Unterschiede vor, obwohl die aus dem Gebäude abzuführende Wärmeenergie durchaus vergleichbar ist (in den Bankgebäuden A und B etwas höher als in Gebäude C; in System C selbstverständlich mit einer anderen Betriebsweise).

	System A	System B	System C
Kälteleistungsspezifische Invest.-Kosten Kältemaschine + Rückkühlung	500 CHF/kW	430 CHF/kW	1'500 CHF/kW
Flächenspezifische Investitionskosten Kältemaschine + Rückkühlung	37 CHF/m ²	40 CHF/m ²	55 CHF/m ²
Elektrizitätsbedarf für die Gebäude- kühlung (Ann. Kühlenergie 60 kWh/m ² a)	JAZ _{sys} ≈ 2: 30 kWh/m ² a	JAZ _{sys} ≈ 3': 20 kWh/m ² a	JAZ _{sys} > 20: 3 kWh/m ² a
Spezifische Energiekosten Elektrizität (Annahme 0.17 CHF/kWh)	5 CHF/m ² a	3.4 CHF/m ² a	0.5 CHF/m ² a

Tabelle 4

Vergleich der spezifischen Investitions- und Betriebskosten Anlagen.

*Bei System B wurde JAZ_{sys} ≈ 3 für den Endausbau angenommen.

Die auf die klimatisierte Nutzfläche bezogenen Kosten ergeben folgendes Bild: Die Investitionskosten von System C sind 18 CHF/m² bzw. 15 CHF/m² höher als diejenigen von System A und B. Die jährlichen spezifischen Energiekosten sind rund 3–4.5 CHF/m² tiefer als bei den anderen Systemen (unter der Annahme für den Vergleich, dass aus allen drei Gebäuden 60 kWh/m² a abzuführen sind). In System B und C müssen die Kosten für den Wasserverbrauch berücksichtigt werden. In System C betragen diese bei einem Wasserverbrauch von ca. 100 lt/m²a [4, 5] gerundet 0.5 CHF/m² (Stadtwater ohne Aufbereitung). Die Betriebskosten von System C sind somit rund 4 CHF/m² tiefer als diejenigen von System A, d.h. die höheren Investitionskosten von 18 CHF/m² sind in rund 4½ Jahren kompensiert. Fazit: Der Einsatz von solchen hocheffizienten Systemen ist trotz höheren Investitionskosten wirtschaftlich interessant.

5. Planungsrichtlinien

Auf Basis der Messungen und theoretischen Überlegungen wurden Richtlinien für die Planung, Realisierung und den Betrieb von Klimakälteanlagen mit kleinem Temperaturhub erarbeitet [7]. In der Umsetzung solcher Konzepte sind Bauherren, Architekten, Planer, Unternehmer und Komponentenhersteller gleichermaßen gefordert. Die wichtigste Voraussetzung ist die Betrachtung des Gesamtsystems bestehend aus Kältemaschine, Rückkühlung, Hydraulik, Raumkühlsystem, Regelung und Betriebsweise. Technische und ökonomische Gesichtspunkte sind gleichwertig zu berücksichtigen. Das Ziel ist, eine technisch und ökonomisch optimale Lösung über die gesamte Nutzungsdauer zu erreichen, d.h. die Betriebskosten müssen in der Planungsphase berücksichtigt werden. Untenstehend sind die 10 wichtigsten Punkte aus den Richtlinien [7] zusammengefasst:

1. Wahl des Raumkühl- und Rückkühlsystems legt *benötigten* Temperaturhub fest.
2. Wasser als Energieträger verwenden (Luftsysteme sind ineffizient, keine mechanische Nachtlüftung).
3. Möglichst kleinem Temperaturhub anstreben:
 - Vermeidung von unnötig tiefen Kaltwassertemperaturen
 - Variable Verdampfungstemperatur, z.B. Regelung nach Enthalpie der Aussenluft
 - Variable Kondensationstemperatur: maximale Nutzung der kühlen Nacht- und Vormittagsstunden bei Trockenrückkühlern oder hybride Rückkühlung
4. Richtige Auswahl der Kältemaschine für kleinen Temperaturhub:
 - hoher Gütegrad auch bei kleinem Hub (z.B. Turbo- oder Scrollkompressor)
 - energieeffizientes Kältemittel
 - grosszügig ausgelegter Verdampfer und Kondensator
 - keine bzw. möglichst tiefe Hochhaltung
5. Elektro-Thermo-Verstärkung aller Hilfsaggregate überprüfen. Richtwerte
 - Umwälzpumpen ETV < 1% der Kälteleistung
 - Ventilatoren Rückkühlung ETV < 3.5% der Kälteleistung
6. Energieeffiziente hydraulische Installationen und Regelung:
 - PKW-System mit variablen Volumenströmen
 - Leistungsadaptierende Regelung aller Hilfsaggregate
 - Ventilatoren nur bei Bedarf in Betrieb
 - Vermeidung von unnötiger Kälteproduktion
7. Auslegung der Wärmetauscher im PKW-System auf max. 1 K Temperaturdifferenz
8. Keine technischen Speicher verwenden (Wasser-, Eisspeicher), stattdessen optimale Bewirtschaftung der Gebäudemasse als Speicher
9. Nicht maximale, sondern optimale Nutzung von Free Cooling
10. Effiziente Raumregelung:
 - Raumtemperaturschiebung nur in den heissen Nachmittagsstunden
 - Sollwertschiebung durch Nutzer begrenzen
 - keine "Nachtanhebung" der Raumtemperatur.

Die Planungsrichtlinien beschränken sich im Wesentlichen auf konventionelle Kompressorkälte-Systeme, sie gelten aber auch für hocheffiziente Systeme mit JAZ > 20. Es ist jedoch zu betonen, dass die Planung und Realisierung solcher Systeme umfassender angegangen werden muss. So müssen die bauphysikalischen Randbedingungen, das thermische Gebäudeverhalten, usw. in sämtliche Überlegungen konsequent einbezogen werden. Eine in diesem Sinne umfassende Beschreibung würde den Rahmen dieses Beitrages bei weitem sprengen.

6. Schlussfolgerungen

Die Bedeutung der Kühlung von Bürogebäuden wird in Zukunft zunehmen. Kühlenergiebedarfe von über $50 \text{ kWh/m}^2 \text{ a}$ sind heutzutage keine Seltenheit mehr. Die Entwicklung von hocheffizienten Kühlprozessen ist deshalb von grossem Interesse.

Kernpunkt der Studie ist der oft unnötig grosse innere Temperaturhub in Klimakälteanlagen und das damit verbundene brachliegende Potenzial für Effizienzsteigerungen. Dieses Potenzial wurde mit umfangreichen Messreihen an zwei Klimakälteanlagen und theoretischen Überlegungen bestimmt. Für die Analyse solcher Anlagen ist die energetische Bilanzierung notwendig, aber nicht hinreichend. Mit Exergieanalysen können Verlustherde quantifiziert und Optimierungsmassnahmen entwickelt werden. In Standard-Klimakälteanlagen findet eine radikale Vernichtung von Exergie statt, der exergetische Wirkungsgrad ist oft wesentlich kleiner als 10 %. Dabei sind die äusseren Exergieverluste aufgrund des hohen Temperaturhubes grösser als die inneren Exergieverluste der Kältemaschine. Die Verkleinerung des Hubes bringt eine grössere Effizienzsteigerung als die Verbesserung des Gütegrades der Kältemaschine.

Mit der konventionellen Kompressorkälte kann auch bei Verwendung hocheffizienter Kältemaschinen eine System-JAZ von ca. 6 nicht übertroffen werden. Um diese „Schallmauer“ zu durchbrechen, müssen neuartige Konzepte entwickelt werden, z.B. eine Kombination von Free-Cooling mit einer Kältemaschine mit kleinem Hub zur Deckung von Spitzenlasten. *Klimakälteanlagen mit Jahresarbeitszahlen im Bereich von 20–30 sind heute mit vertretbaren höheren spezifischen Anlagekosten realisierbar, ohne dass Einbussen an Raumklima und Nutzungskomfort in Kauf genommen werden müssen.*

Besonders wichtig ist die integrale Betrachtung des Gesamtsystems, der Einsatz einer effizienten Kältemaschine alleine genügt keineswegs. Die ganze Kette des Energieversorgungssystems (Kälteerzeugung, Rückkühlung, Kälteverteilung, Raumkühlsystem, Hydraulik, Regelung, Betriebsweise) und die Gebäudedynamik müssen in den Überlegungen berücksichtigt werden. So ist z.B. über eine ganze Kühlsaison gesehen der Einfluss der Hydraulik und der Betriebsweise von gleicher Wichtigkeit wie derjenige der Kältemaschine.

In diesem Projekt ist die Gebäudetechnik im Vordergrund gestanden. Hohe Arbeitszahlen können aber nur mit einer ganzheitlich optimierten Lösung erzielt werden, d.h. Gebäude und Gebäudetechnik müssen aufeinander abgestimmt sein. Voraussetzungen für das Funktionieren sind ein durchdachter Entwurf und verschiedene bauphysikalische Gebäudequalitäten, die im Rahmen dieser Arbeit nicht behandelt wurden. Die Erfüllung dieser Voraussetzungen und die Integration der Gebäudetechnik in das Architekturkonzept sind ebenso wichtig wie die Technik selber.

Quellen

- [1] K. Voss, G. Löhnert, A. Wagner: Energieeinsatz in Bürogebäuden; Teil 1: Fakten, Konzepte und beispielhafte Bauten auf dem Weg zu hoher Arbeitsplatzqualität bei geringem Energieverbrauch. *Bauphysik* 25 (2): 65-72, 2003.
- [2] K. Voss, G. Löhnert, A. Wagner: Energieeinsatz in Bürogebäuden; Teil 2: Umsetzungsverfahren. *Bauphysik* 25 (6): 372-382, 2003.
- [3] A. Beck, N. Geuder et al.: Energieeinsparpotentiale und energieeffiziente Systeme für Büro- und Verwaltungsbauten. *HLH - Zeitschrift für Heizung, Lüftung/Klimatechnik, Haustechnik* 52 (11): 28-35, 2002.
- [4] B. Gasser, B. Kegel: Gebäudetechnik: Faktor 10. *Bau & Architektur*, 2005 (4) 34–35.
- [5] B. Gasser, B. Kegel: Gebäudetechnik: Faktor 10. *Schweizer Energiefachbuch 2006*, Künzler-Bachmann Medien, St. Gallen, 171–173.
- [6] T. Frank: Climate change impacts on building heating and cooling energy demand in Switzerland. *Energy and Buildings* 37: 1175-1185, 2005.
- [7] B. Wellig, B. Kegel, M. Meier: Verdoppelung der Jahresarbeitszahl von Klimakälteanlagen durch Ausnutzung eines kleinen Temperaturhubes. *Schlussbericht BFE-Forschungsbericht*, 2006.
- [8] A. Bejan: *Advanced engineering thermodynamics*. Second ed., John Wiley & Sons, New York, 1997.
- [9] K. Wark: *Advanced thermodynamics for engineers*. McGraw-Hill series in mechanical engineering. McGraw-Hill, New York, 1995.
- [10] U. Franke: *Thermodynamische Prozessanalyse: Ursachen und Folgen der Irreversibilität*. Shaker Verlag, 2004.
- [11] W. Fratzscher, V. Michailowitsch Brodjanskij, K. Michalek: *Exergie: Theorie und Anwendung*. Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig. Springer, Wien & New York, 1986.
- [12] L. Lu, W. Cai, L. Xie, S. Li, Y.C. Soh: HVAC system optimization – in-building section. *Energy and Buildings* 37: 11-22, 2005.
- [13] O.M. Al-Rabghi, M.M. Akyurt: A survey of energy efficient strategies for effective air conditioning. *Energy Conversion and Management* 45: 1643-1654, 2004.
- [14] E.H. Mathews, C.P. Botha, D.C. Arndt, A. Malan: HVAC control strategies to enhance comfort and minimize energy usage. *Energy and Buildings* 33: 853-863, 2001.
- [15] E.H. Mathews, D.C. Arndt, C.B. Piani, E. van Heerden: Developing cost efficient control strategies to ensure optimal energy use and sufficient indoor comfort. *Applied Energy* 66 (2): 135-159, 2000.
- [16] B. Wellig, B. Kegel, M. Meier, H. Richter, Doubling the Seasonal Performance Factor (SPF) of Chilled Water Systems with small Temperature Lift. 8th REHVA (Federation of European heating and air-conditioning associations) World Congress Clima 2005, Lausanne, Switzerland, Oct. 9-12, 2005.

Das Projektteam bedankt sich bei dem Bundesamt für Energie (BFE), dem Elektrizitätswerk der Stadt Zürich (EWZ) und dem Amt für Umwelt und Energie Basel-Stadt für die finanzielle Unterstützung sowie bei Prof. Dr. K. M. Graf und seiner Gruppe von der HTI Burgdorf für die Durchführung der Messungen an den Klimakälteanlagen.

Jean-Philippe Borel
Dr. ing. méc. EPFZ
Ingénieur Conseil
BEC Borel Energy Consulting
Rue des Cerisiers 5
CH-1530 Payerne
contact@borelenergy.ch
www.borelenergy.ch

Chaleur et froid: faites-le avec une pompe à chaleur

Zusammenfassung

Die kombinierte und simultane Produktion von Wärme und Kälte mittels Wärmepumpe, gemäss dem hier im Detail präsentierten Konzept, die auf der Nutzung der Geothermie basiert, ist technisch betrachtet ein einfaches System, das sehr variierte und anspruchsvolle Bedürfnisse bei tief bleibenden Betriebskosten decken kann.

Der Vortrag stellt zudem ein Werkzeug zur Analyse und Kontrolle des Verhaltens der geothermischen Sonden vor, welche durch die kombinierte Produktion besonders strapaziert werden können. Dieses Werkzeug kann bei der Definition der Grenzwerte helfen, welche die Systemsteuerung berücksichtigen muss, damit jeder irreversible Schaden an den geothermischen Sonden verhindert wird, denn diese stellen ein strategisches Element des in diesem Vortrag vorgestellten Konzeptes dar.

Résumé

La production combinée et simultanée de chaleur et de froid par pompe à chaleur, suivant le concept basé sur l'utilisation de la géothermie présenté en détail dans cet exposé, est un système d'une grande simplicité sur le plan technique, capable de couvrir des besoins très variés et exigeants en chaleur et en froid, tout en restant très sobre en matière de frais d'exploitation.

L'exposé présente également un outil d'analyse et de suivi du comportement des sondes géothermiques, qui peuvent être particulièrement sollicitées en production combinée. Cet outil peut permettre de définir les valeurs limites que doit faire respecter le système de commande pour éviter tout dommage irréversible aux sondes géothermiques, qui sont un élément stratégique du concept développé ci-dessous.

Introduction

Cet exposé, destiné à un public de spécialistes, présente des solutions et aussi des questions sur les installations de pompes à chaleur (PAC) que nous appellerons combinées, c'est-à-dire capables de produire de la chaleur et du froid.

Cet exposé traite principalement du concept qui a notre préférence pour ces installations, des questions de réalisation des parties hydraulique et électrique des installations, de la source de chaleur et de froid dont le rôle est primordial, des questions et limites d'exploitation, de quelques facteurs d'influence sur les coûts, et des développements qui nous paraissent souhaitables dans un proche avenir.

Les installations concernées ici sont de taille moyenne (quelques dizaines à quelques centaines de kW), et basées sur des PAC de grande série. Les installations de plus grandes taille (quelques centaines à quelques milliers de kilowatts) sont le plus souvent placées dans de très grands bâtiments, dont la planification est le plus souvent réservée à de « grands » bureaux d'ingénieurs. Nos interventions sur ces installations se sont limitées jusqu'ici à des expertises suite à de graves problèmes de fonctionnement ou à des avaries, en général sur mandat de l'exploitant.

Les installations de production de chaleur et de froid telles que nous les proposons ne se différencient des installations « normales » (chauffage seul) de pompes à chaleur que par la présence de quelques circuits hydrauliques et électriques supplémentaires.

Afin de conserver aux explications sur le concept et son fonctionnement un caractère plus accessible et aussi plus général, nous les effectuerons sur la base de schémas de principe plutôt que de schémas de fonctionnement.

Quelques exemples concrets d'installations réalisées

Voici quelques exemples d'installations réalisées ces dernières années, et dont nous avons assuré la planification et la direction des travaux.

Au Centre de sports de Bettmeralp, le chauffage de tous les locaux de ce grand bâtiment, qui comprend une piscine publique, un restaurant, des bureaux communaux, un appartement, une grande halle de tennis, un dancing, etc, est assuré par une pompe à chaleur de 140 kW alimentée en chaleur par une source d'une température constante de 4 °C. La déshumidification de l'air de la halle de la piscine est assurée à partir du circuit intermédiaire, ce qui permet un recyclage de la chaleur ainsi extraite. L'installation a été subventionnée par la Confédération pour son originalité technique.



Figure. 1

Le « Sportzentrum » de Bettmeralp et ses pompes à chaleur.

PAC par Roman SA, Martigny

Dans le Centre funéraire régional, exploité par la Commune de Vevey, on a souhaité réaliser une installation particulièrement écologique et rentable: ceci a été possible grâce à une pompe à chaleur, qui assure le refroidissement des cellules funéraires (à env. 7 °C) par le seul système de ventilation, plus le chauffage du bâtiment, et qui produit l'eau glacée pour une chambre froide. La facture d'électricité du Centre a diminué de plus de 40 % grâce à la très bonne efficacité énergétique de cette installation.

Figure 2
PAC.
PAC par Dalcalor SA,
Ecublens



Villa familiale, Genève: une pompe à chaleur à sondes géothermiques de 40 kW assure la production combinée d'eau chaude pour le chauffage des locaux, l'eau chaude sanitaire et la piscine, et d'eau glacée pour le rafraîchissement des locaux. La production de chaleur est contrôlée par la pompe à chaleur, alors que c'est un automate programmable industriel qui contrôle la production de froid, la gestion des flux entre les accumulateurs et les sondes géothermiques, ainsi que la surveillance à distance.

Figure 3
PAC et les deux accumulateurs.
PAC par Vionnet SA, Nyon



Au siège du WWF International, à Gland, dans un bâtiment préfabriqué aux larges fenêtres, sensible à l'ensoleillement, nous avons réalisé, en collaboration avec la firme Viessmann, une installation de chauffage et de rafraîchissement estival "actif" des locaux par pompe à chaleur de 32 kW à sondes géothermiques (540 m). La pompe à chaleur utilisée est une machine de série. Ce système à un seul accumulateur assure le chauffage ou le refroidissement des locaux. La consommation d'énergie est environ deux fois plus faible que celle d'une installation conventionnelle au mazout et groupe d'eau glacée. Le coût annuel (amortissement plus exploitation) est d'environ un tiers inférieur à celui que l'on aurait avec une installation conventionnelle.

Figure 4
PAC et conduites
Associées.
PAC par
Vionnet SA,
Nyon



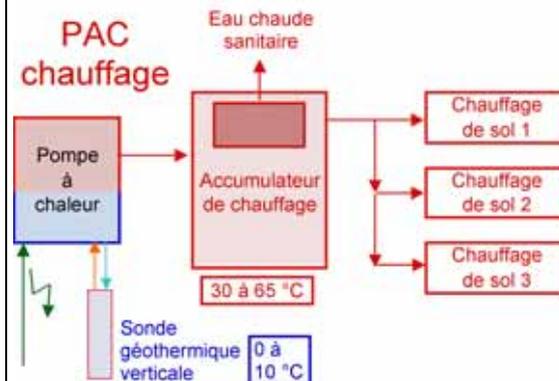
Concept de l'installation combinée

L'installation combinée assure les prestations combinées d'une pompe à chaleur « normale » ou de toute autre installation de chauffage, plus celles d'un groupe d'eau glacée. Elle peut donc être comparée à ces deux installations, comme si elle était issue de leur fusion.

Considérons une **installation à pompe à chaleur (PAC)**.

Elle assure le chauffage des locaux (et la production d'eau chaude sanitaire), à des températures situées entre 20 à 60 °C, à partir de sondes géothermiques.

Les pompes à chaleur que l'on trouve actuellement sur le marché sont équipées en majorité d'un régulateur à microprocesseur capable d'assurer, outre la conduite et la protection de la PAC elle-même, toute une série de fonctions de base et supplémentaires importantes, telles que: gestion et protection de la source de chaleur, gestion de la charge de l'accumulateur de chauffage, de sa décharge au travers de plusieurs groupes de réglage, de la charge du boiler, de la charge de l'accumulateur de chauffage par une installation solaire d'appoint, de la conduite et de la protection anti-condensation du rafraîchissement passif à partir de sondes géothermiques, etc.



Figures 5 et 6: voir explication dans le texte.

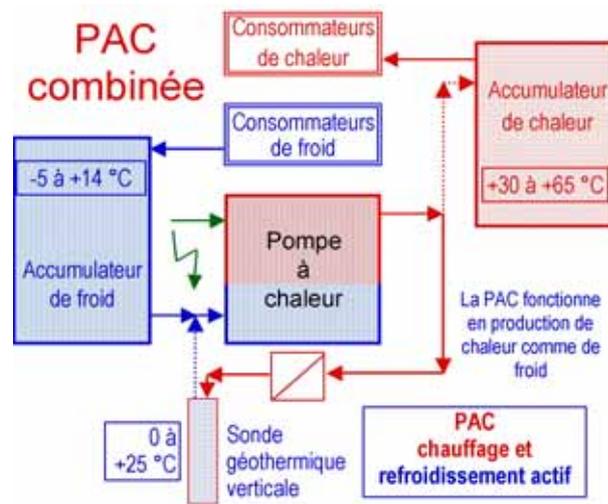
Considérons un groupe d'eau glacée (GEG), capable de satisfaire des besoins de froid (rafraîchissement de confort, climatisation de confort ou informatique, froid commercial positif). Il rejette la chaleur récoltée dans l'air extérieur. Le circuit frigorifique d'un groupe d'eau glacée n'est pas très différent de celui d'une pompe à chaleur. Par contre, les fonctions assurées par son régulateur sont différentes, et le plus souvent beaucoup plus limitées. Ce dernier ne contrôle en général, outre la conduite et la protection du groupe lui-même, que la fourniture d'eau glacée à la température de consigne et la production en mode de free-cooling (progressif, en fonction de la température de l'air extérieur) à fins d'économies d'électricité.



Figure 7
groupe d'eau glacée refroidi à l'air.

L'installation à « **PAC combinée** », objet de cet exposé, est capable de produire simultanément de la chaleur et du froid, c'est-à-dire de maintenir en charge les deux accumulateurs ci-contre, plus d'autres si nécessaire, quelle que soit l'évolution temporelle de la demande dans chaque accumulateur.

Comme le montre le schéma, la source de chaleur est reliée (directement) à l'évaporateur et (via un échangeur de chaleur) au condenseur de la PAC, pour assurer une reprise des surplus de chaleur ou de froid, ce qui est nécessaire chaque fois qu'un des deux accumulateurs est chargé alors que l'autre ne l'est pas encore.



Le régulateur de cette pompe à chaleur est capable d'assurer toutes les fonctions indiquées plus haut en rapport avec la production de chaleur, plus quelques autres pour la production de froid. Un automate programmable industriel, qui « collabore » étroitement avec le régulateur de la pompe à chaleur, est nécessaire pour assurer principalement la gestion des flux de chaleur et de froid entre les accumulateurs et l'environnement (charge contrôlée des différents accumulateurs et gestion des surplus de chaleur et de froid), plus quelques fonctions de protection.

Figure 8
voir explication dans le texte.

La diminution du nombre d'éléments matériels ou virtuels résultant de cette concentration, principalement la réduction de deux machines frigorifiques à une seule, la concentration sur un seul concept de régulation, la concentration des rejets de chaleur et de froid vers le même milieu extérieur ou/et accumulateur technique, doivent immanquablement provoquer une hausse très importante des performances énergétiques et une réduction également très importante des coûts d'exploitation.

La **hausse des performances énergétiques** résulte notamment des circonstances suivantes :

1. Complémentarité des flux d'énergie en cas de simultanéité des besoins de chaleur et de froid,
2. Récupération des rejets de chaleur/froid à l'environnement, après stockage intermédiaire de plus ou moins longue durée,
3. Gestion coordonnée des flux d'énergies grâce à un concept unifié de régulation.

1. Complémentarité des flux d'énergie

Lorsque les besoins de chaleur et de froid permettent, pour une durée forcément limitée, une recharge simultanée des deux accumulateurs, le système fonctionne momentanément selon ce schéma.

L'efficacité énergétique globale est extrêmement élevée, puisqu'une seule machine assure les deux prestations en même temps sans prélèvement ni rejet de chaleur dans l'environnement. On peut donc considérer que, durant cette opération, la production de froid a lieu sans consommation d'électricité aucune, puisque le COP global est approximativement le même que celui de la production de chaleur.

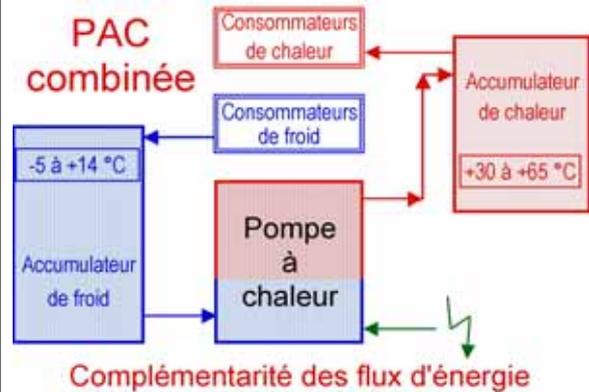


Figure 9
voir explication dans le texte.

2. Récupération des rejets de chaleur/froid après stockage intermédiaire

Pour que la PAC combinée soit en mesure d'assurer les deux productions quelle que soit la demande, une gestion des surplus de chaleur et de froid est nécessaire. Deux cas peuvent se présenter à des instants différents du fonctionnement de l'installation :

1) Les besoins en chaleur prédominent:

- Source de chaleur 1: l'environnement, ici les sondes géothermiques
- Source de chaleur 2: l'accumulateur technique d'eau glacée (ou de froid)

L'accumulateur d'eau glacée est chargé, puis le froid en surplus est envoyé dans les sondes géothermiques (autrement dit, « puis on poursuit le prélèvement de chaleur à partir des sondes géothermiques »).

2) Les besoins en froid prédominent:

- Stock de chaleur 1 : l'accumulateur technique de chaleur
- Stock de chaleur 2: l'environnement, ici les sondes géothermique

Dès que la charge de l'accumulateur de chaleur est terminée, la chaleur en surplus est envoyée dans les sondes géothermiques.

En pratique, on dispose bien évidemment d'une seule (et même) liaison vers l'environnement, dans lequel on souhaite retrouver à chaque prélèvement la plus grande partie possible de la chaleur ou du froid rejeté précédemment.

Cet effet de stockage est d'une grande importance, puisqu'il va améliorer sensiblement les performances de notre installation combinée.

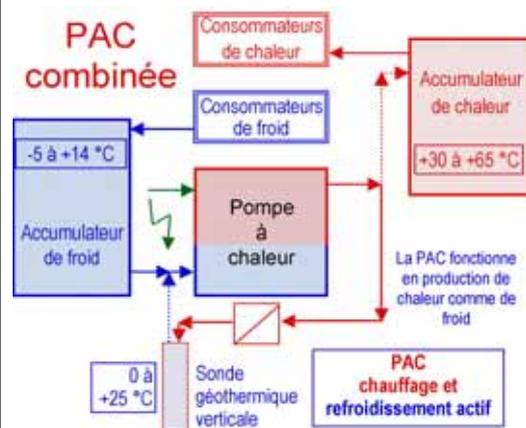


Figure 10
voir explication dans le texte.

Le taux de récupération possible des rejets de chaleur et de froid après stockage intermédiaire dans l'environnement dépendra du type de source/stock et de la proximité dans le temps des besoins de chaleur et de froid, selon que ces cycles seront saisonniers, hebdomadaires ou journaliers.

Pour des cycles avec des besoins de chaleur et de froid fortement imbriqués, un stock technique assurant également le découplage hydraulique et le lissage des besoins peut représenter une variante rentable.

Concernant le stockage intermédiaire dans l'environnement, nous verrons plus loin quels sont les milieux les plus performants, compte tenu de la nécessité de disposer également d'une source de chaleur et de froid aussi performantes que possible.

3. Gestion coordonnée des flux d'énergies grâce à un concept de régulation unifié

Cette gestion coordonnée peut améliorer considérablement l'efficacité énergétique par rapport à la situation avec deux installations séparées, surtout si le nombre de consommateurs à alimenter est élevé et/ou varié. Ou également si les consommateurs à alimenter en chaleur présentent une inertie élevée (piscine, chauffage de sol à forte inertie, etc), ce qui permet de ne les alimenter que lorsque la PAC aura « mis de côté » dans un accumulateur une certaine quantité de rejets de chaleur accumulés au fil de diverses productions de froid. L'intégration d'une telle fonction dans un système unique est non seulement beaucoup plus simple sur le plan du réglage, mais également plus facile à réaliser dans une installation à pompe à chaleur que comme récupération sur un groupe d'eau glacée. En plus, dans l'installation combinée, un seul accumulateur de chaleur suffit, au lieu de deux avec l'installation conventionnelle.

La **réduction des frais d'exploitation** résulte d'abord des bonnes performances énergétiques, mais également de l'élimination du groupe d'eau glacée, ce qui peut également être appréciable, parce que les frais de surveillance et d'entretien de ces machines sont notablement plus élevés que ceux des pompes à chaleur.

Contrôle-commande des installations combinées

Une partie importante du contrôle-commande peut être assuré à partir du régulateur des pompes à chaleur de certains fabricants, notamment la gestion de la production de chaleur et de la production de froid.

La fonction la plus importante qu'il faut confier à un automate externe concerne la gestion de la charge des différents « consommateurs », gestion qu'il effectue « en liaison étroite » avec le régulateur de la PAC, PAC dont il contrôle et commande à tout instant le fonctionnement. Illustrons ceci par un exemple, celui d'une installation plutôt complexe:

<p>Liste des « consommateurs » de chaleur :</p> <ul style="list-style-type: none"> • c1 : accumulateur d'eau chaude sanitaire (boiler) • c2 : accumulateur de chauffage • c3 : piscine 1 intérieure • c4 : piscine 2 extérieure • c5 : sonde géothermique 	<p>Liste des « consommateurs » de froid</p> <ul style="list-style-type: none"> • f1 : accumulateur d'eau glacée pour du froid commercial (-5 °C) • f2 : accumulateur d'eau glacée pour du rafraîchissement (12 °C) • f3 : sonde géothermique
---	--

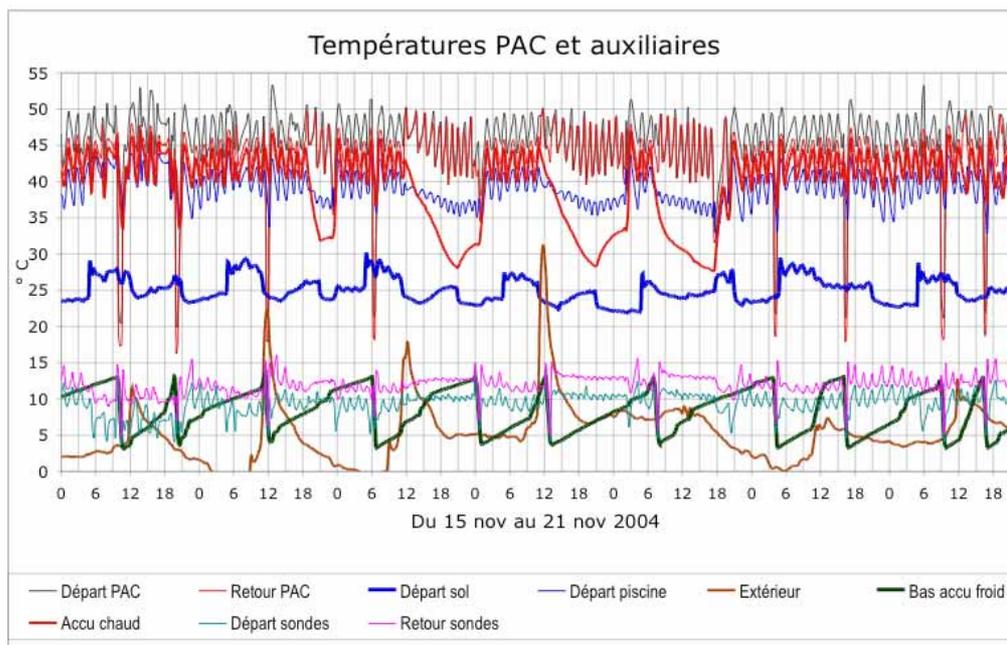
Il s'agit d'alimenter à tour de rôle ces différents consommateurs, par paires, c'est-à-dire chaque fois simultanément un consommateur de chaleur et un consommateur de froid, en n'oubliant pas de minimiser les rejets de chaleur ou de froid non réutilisables à l'environnement.

Nous avons établi avec un automaticien un tel programme, selon un principe de priorités et de contraintes, méthode qui assure souplesse maximale et efficacité énergétique élevée.

Profitions de cet exemple comportant de nombreux consommateurs ayant des besoins très différenciés pour rappeler qu'il est important que des consommateurs de chaleur tels que ceux listés ci-dessus soient raccordés en direct sur la PAC, et non pas par l'intermédiaire d'un accumulateur, afin d'optimiser l'efficacité énergétique de chaque cycle de charge. En effet, le niveau optimal de température de la fourniture à chaque consommateur s'adapte « automatiquement » à la valeur la plus basse possible, grâce au dimensionnement « correct » des composants menant de la pompe à chaleur vers chaque consommateur.

Exemple typique d'un problème que l'on rencontre toujours et encore dans les installations avec pompe à chaleur : des échangeurs de chauffage d'eau de piscine ou de whirlpools sous dimensionnés, parce que prévus pour fonctionner à 65 °C avec une chaudière et non pas à max. 40 °C avec une pompe à chaleur. L'automate doit encore assurer une série de fonctions de surveillance, notamment pour éviter le givrage d'échangeurs de chaleur ou du contenu de l'accumulateur d'eau glacée en cas de dysfonctionnement, ainsi que des fonctions de tenue de journal, de communication, de contrôle à distance, etc.

Voici un exemple se rapportant à une installation combinée avec piscine, dont les valeurs de 9 températures ont été transmises par l'automate et reportées sur un graphique, qui en représente le fonctionnement durant une semaine (du mercredi au mardi suivant), avec «en rouge» l'accumulateur de chaleur et «en vert» l'accumulateur d'eau glacée.



BEC Borel Energy Consulting - Tél 026 662 11 40 - Fax 026 662 11 41 - e-mail contact@borelenergy.ch

Figure 11
graphique illustration le fonctionnement d'une installation à PAC combinée.

Ce que ce graphique ne montre pas explicitement, mais qui est visible si l'on y prend garde, et qui constitue un facteur capital de fonctionnement sans à-coup et avec de bonnes performances énergétiques, ce sont les commutations entre cycles de charge des différents consommateurs qui sont effectuées *sans que la PAC ne soit arrêtée*, ce qui exige un certain...disons know-how.

Voici un exemple d'installation d'une certaine complexité en ce qui concerne la gestion de l'énergie, et qui illustre bien ce que l'on peut réaliser avec une pompe à chaleur unique. Il s'agit de l'installation que nous avons planifiée pour le Centre funéraire de Vevey. La PAC y maintient en charge deux accumulateurs, à température variable, en fonction de la

température extérieure côté chauffage, et en fonction des besoins côté froid, entre +2 et -8 °C. L'installation de ventilation assure à la fois la ventilation du bâtiment et le maintien à env. +7 °C des cellules au moyen d'un circuit de ventilation à utilisation multiple de l'air, cf schéma ci-contre, renouvellement partiel (env. 30 % du débit) et récupération de froid par échangeur statique.

La chaleur extraite est soit valorisée pour le chauffage des locaux, soit réinjectée dans la sonde géothermique. La particularité de cette installation à pompe à chaleur tient au fait que la quantité de froid produite est largement supérieure à celle de chaleur consommée, en d'autres termes que la sonde géothermique est maintenue la plupart du temps en-dessus de la température naturelle du terrain.

Figure 12
voir explication dans le texte.

Le contrôle de cette installation est assuré en partie par le régulateur de la PAC, pour la production de chaleur et de froid, par un petit automate pour la gestion des flux et surplus, et par un automate dédié pour le système de ventilation.

L'installation a été réalisée en collaboration avec la firme Dalcalor SA.

Schéma de principe nouvelles installations techniques du centre funéraire de Vevey

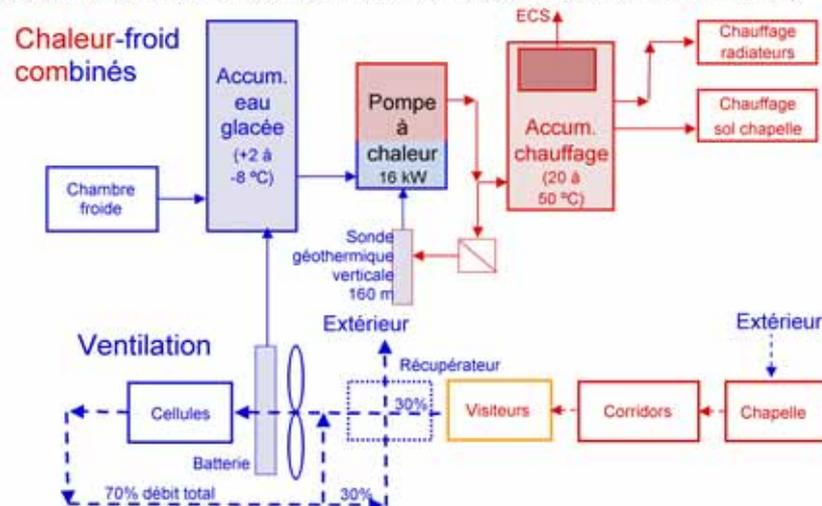


Figure 13
le bâtiment du Centre funéraire.



Figure 14
Les circuits hydrauliques.



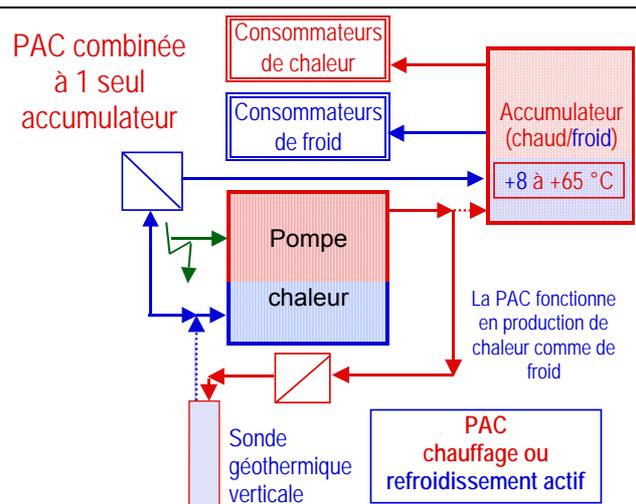
Figure 15
Les accumulateurs de froid et de chaleur.

Lorsque les besoins de chaleur et de froid ne sont jamais simultanés, mais par exemple uniquement saisonniers, l'installation peut être fortement simplifiée.

Cette circonstance particulière permet de se contenter d'un seul accumulateur, qui accumulera en hiver de l'eau chaude et en été de l'eau glacée.

Le schéma ci-contre tient compte de cette exigence réduite, et l'installation qui en résulte est bien sûr d'un coût sensiblement moins élevé, aussi à cause de la régulation rendue nettement plus simple.

Figure 16
voir explication dans le texte.



L'environnement comme source et stock de chaleur ou de froid

L'environnement joue dans le présent concept et dans sa réalisation, en tant que source de chaleur, source de froid et stock de chaleur/froid, un rôle primordial. Aucun dispositif technique ne pourrait offrir un ensemble comparable de prestations.

Voyons sous quelle forme.

Dans le cas de la production de froid par groupe d'eau glacée, c'est en général dans l'air, dont la température est la plus élevée lorsque la demande de froid est maximale, qu'est évacuée la chaleur excédentaire. Une récupération de chaleur est possible, mais il est rare d'avoir un besoin intéressant de chaleur en saison chaude.

Il en résulte un assez mauvais coefficient de performances (COP), donc des coûts élevés d'électricité. De plus, les canaux d'air sont très encombrants et bruyants.

Toutefois, le free-cooling permet de réduire un peu la facture d'électricité en hiver.

L'illustration ci-contre présente un canal d'évacuation de l'air chaud pour deux groupes d'eau glacée tels que celui illustré en page 4.



Figure 17
canal d'air de refroidissement pour deux groupes d'eau glacée.

Pour **assurer une efficacité énergétique élevée** à une installation de production combinée de chaleur et de froid par PAC (et la rendre aussi compétitive que possible), les conditions suivantes d'exploitation de la source/puits/stock de chaleur doivent être remplies :

- Production de chaleur : bon COP lors du prélèvement de chaleur
- Production d'eau glacée : bon COP lors du rejet de chaleur
- Bon taux de récupération de la chaleur ou du froid stocké dans l'environnement.

Les différentes sources remplissent ces conditions de la manière suivante :

Source considérée	Source de chaleur en hiver	Source de froid en été	Taux de restitution du stock	Global pour Chaleur + Froid
Air extérieur	Mauvais	Mauvais	Nul	Ne convient pas
Eau de surface	Mauvais	Moyen/bon	Nul	Ne convient pas
Eau de source	Mauvais	Bon	Nul	Ne convient pas
Eau de nappe (20 °C)	Bon	Moyen	Nul+	Ne convient pas
Eau de nappe (10 °C)	Moyen	Bon	Nul+	Ne convient pas
Géothermie / registre ⁸	Mauvais	Moyen	Mauvais	Ne convient pas
Géothermie / sonde	Moyen	Bon	Moyen/Bon	Convient bien

Tableau 1

Comparaison des caractéristiques des sources de l'environnement.

Seule la sonde géothermique restitue une partie de la chaleur/froid stocké, ce qui peut améliorer considérablement les COP lors de la production combinée de chaleur et de froid.

De plus, elle constitue une source de chaleur/froid convenable, comme le montrent les valeurs des COP comparés présentés dans le tableau suivant.

⁸ Les registres horizontaux ne sont plus acceptés dans certains Cantons suisses

Installation	COP moyen net en production de chaleur	COP moyen net en production de froid
Groupe d'eau glacée		1.5 à 3.0
PAC / chaleur	3.0 à 4.5	
PAC / chaleur + froid	3.0 à 5.0	4.0 à 6.0

Tableau 2

COP comparés des systèmes à PAC et conventionnel.

Explication : le rejet de chaleur peut être effectué vers les sondes géothermiques à une température de 20 à 25 °C, alors que dans le cas de l'air, ce sont des températures de l'ordre de 60 °C qui sont nécessaires côté condenseur pour faire passer la chaleur dans de l'air à plus de 30 °C, d'où ces grandes différences dans les valeurs des COP.

Les **bonnes performances des sondes géothermiques** pour la production combinée nous poussent à recourir en priorité à ce type de « liaison thermique avec le sol » (groundcoupled heatpump). Par conséquent, dans la suite de cet exposé, nous traiterons uniquement les installations combinées à sondes géothermiques.

Malheureusement, les connaissances et expériences disponibles sur le dimensionnement des sondes géothermiques en production de chaleur sont encore passablement lacunaires. Et l'on en sait encore moins pour celles alimentant une installation combinée. Toutefois, nous pensons que les connaissances disponibles peuvent au moins nous permettre, pour les sites pour lesquels un test de réponse est beaucoup trop coûteux, d'éviter des conditions d'exploitation dans lesquelles les sondes géothermiques peuvent subir des dommages irréversibles.

Caractérisation des sondes géothermiques

Voici un résumé sur les principales caractéristiques des sondes géothermiques :

Principaux paramètres thermiques d'une sonde géothermique	Résistance R entre fluide et sol, conduction thermique lambda du sol, longueur totale L
Valeurs typiques de ces paramètres	R = 0.1 – 0.2 K/(Wm), lambda = 2 – 3 W/(mK) L de 100 à 250 m par forage
Méthode de mesure de ces valeurs dans le terrain	TRT = Thermal Response Test
Procédure standard pour le TRT	Injection de chaleur à température constante et mesure de la courbe d'évolution de la température durant au moins 50 heures pour obtenir des valeurs fiables, puis calcul des valeurs de R et de lambda.
Symétrie du comportement thermique lors d'un prélèvement ou d'une injection de chaleur	Elle est évidente, entre certaines limites de température, sinon le TRT devrait être effectué en prélevant de la chaleur !
Puissance spécifique prescrite en retrait de chaleur, selon DIN 4640	Pour la molasse, 65 à 80 W/m pour 1'800 h/a, 55 à 65 W/m pour 2'400 h/a

Limites de température du fluide en retrait de chaleur, selon DIN 4640	+ 1 °C en régime stationnaire, -5 °C en cas de pointe passagère
Limites de température du fluide en injection de chaleur, selon DIN 4640	Par rapport à la température hors charge, +11 °C en régime stationnaire, 17 °C en cas de pointe passagère
Puissance spécifique considérée dans notre pays pour les petites installations (sans TRT)	Env. 50 W/m pour une durée normale de fonctionnement de 2'000 h/a, 40 à 45 W pour une durée de 2'400 à 2'800 h/a
Limites de température au départ du fluide pratiquées dans nos installations	-2 °C en prélèvement de chaleur, 25 °C en injection de chaleur, car distinction entre régime stationnaire et passager irréaliste

Tableau 3

Principales caractéristiques des sondes géothermiques.

Caractéristique d'exploitation des sondes géothermiques

Le fonctionnement thermique de chaque système de sonde géothermique peut être décrit par une caractéristique, que nous avons définie de façon à ce qu'elle puisse être facilement établie à partir de quelques paramètres d'exploitation de l'installation pompe à chaleur – sondes géothermiques. Ces paramètres doivent être relevés périodiquement sur certains régulateurs, avec la PAC en fonctionnement, à intervalles si possible réguliers, par exemple chaque semaine, afin que tous les points de la caractéristique aient le même poids.

Dans la représentation ci-contre de cette caractéristique, la température de départ du fluide vers les sondes a été reportée en fonction de la puissance moyenne de l'énergie soutirée, exprimée ici par le taux d'utilisation de la puissance frigorifique de la PAC.

On constate un certain alignement des points, aussi bien durant la première partie de l'hiver (taux croissants) que durant la seconde (taux décroissants).

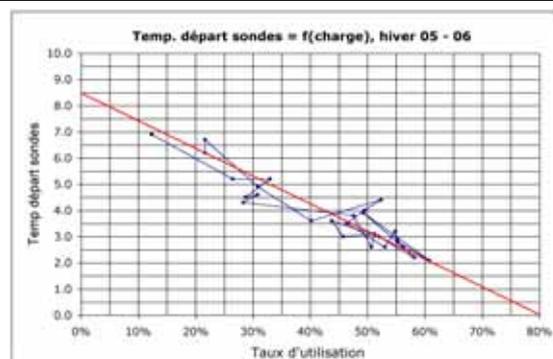


Figure 18

Caractéristique annuelle de sonde géothermique et extrapolation aux limites.

Cette courbe permet de tirer les conclusions suivantes sur l'installation considérée, notamment sur sa bonne ou mauvaise « santé »:

- Le dimensionnement général et le comportement thermique du sous-sol, tels que représentés sur cette courbe, semblent excellents par rapport aux besoins à satisfaire.
- En effet, la température limite de 1 °C (selon DIN 4640) serait atteinte pour un taux d'utilisation de la puissance en régime continu d'environ 70 %, niveau qui a été atteint durant seulement quelques jours à fin janvier 2005 (dans la seconde moitié de janvier 2006, la valeur maximale atteinte a été d'env. 60 %).
- La température minimale atteignable en fonctionnement continu sur une longue période serait, si l'on considère cette extrapolation comme crédible, de -2 °C.

- On constate que lors d'une « remontée » rapide, la pente est tout d'abord visiblement moins forte que lors de la « descente », mais après une ou deux semaines, on se trouve à nouveau proche de l'axe de la descente.
- La régénération de ces sondes paraît très rapide, puisque la température de fin de saison, à environ 20 % de taux de charge, est d'environ 1 °C plus basse qu'en début de saison.
- La température d'équilibre (après mélange sans charge durant plusieurs heures) du fluide mesurée en fin de saison de chauffage (le 8 mai 2006) est de 10.4 °C.

Valeurs limites des conditions d'exploitation

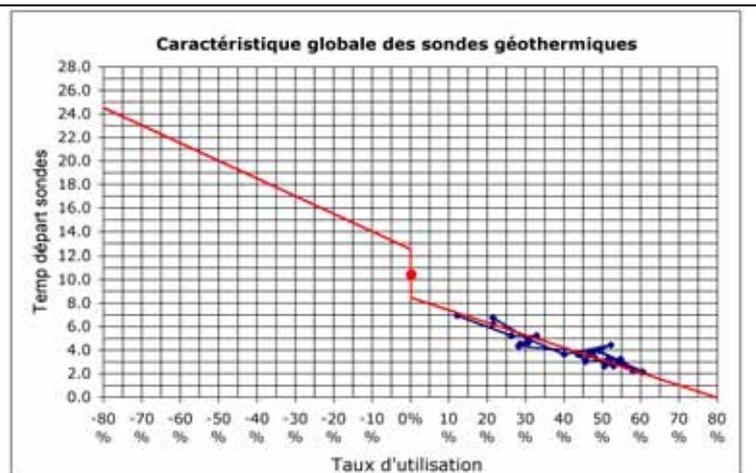
Ce que l'on cherche à assurer, c'est en premier lieu la longévité des sondes géothermiques, en évitant de les forcer vers des conditions de fonctionnement hors limites, ce qui pourrait provoquer des dommages irréversibles, provenant soit d'un fonctionnement à température trop élevée en production de froid, avec comme conséquence possible un assèchement de la liaison sonde-terrain, soit d'un fonctionnement à trop basse température en production de chaleur, avec le risque de formation d'une couche de glace autour de la sonde.

La définition des sollicitations thermiques et de leurs valeurs limites étant plus complexe en régime de production combinée (alternance de passages du fluide en dessous et en dessus de la température naturelle des sondes) qu'en chauffage uniquement, il est plus important de disposer dans ce cas d'un outil qui permette de limiter lors de la planification et en exploitation tout fonctionnement hors limites.

Dans ce but, la caractéristique de fonctionnement présentée ci-dessus peut nous aider à avoir une vue d'ensemble des conditions de fonctionnement des sondes géothermiques « sous surveillance ».

De notre point de vue, la caractéristique peut également décrire le fonctionnement en injection de chaleur de la sonde géothermique, à savoir :

- Le point rouge représente le point de fonctionnement à température stabilisée, sans charge, par exemple en début de saison,
- Il se situe vers entre 10 et 11 °C dans le cas étudié, voir ci-dessus,
- La courbe de tendance, à droite du point, en régime de prélèvement de chaleur, comporte une extrapolation vers 0 % et 100 % de taux de charge à partir des points mesurés durant la saison de chauffage,
- La différence de température à vaincre pour procéder à une injection ou un retrait de chaleur est ici d'environ 2 °C : on admet que la valeur est identique pour les deux cas de figure, cf. hypothèses sur le test de réponse),



- La courbe de tendance en régime d'injection de chaleur dans le terrain, avec le même taux d'utilisation en abscisse, sera plus élevée qu'en extraction de chaleur, puisque la puissance transférée l'est également (en effet, le rejet inclut l'équivalent chaleur de la puissance électrique d'entraînement du compresseur),
- Nous ne disposons pas de relevés pour cette installation, mais avons pu vérifier sur d'autres la pertinence de cette hypothèse,
- La valeur de température considérée comme limite (25 °C) pour conserver l'intégrité des sondes est donc atteinte dans ce cas avec un taux de charge supérieur à 80 %.
- C'est la **valeur du taux de charge à ne pas dépasser en production de froid**,
- En pratique, on peut éviter au système de dépasser une valeur donnée du taux de charge en limitant la capacité du système de distribution de froid, par exemple en fixant une **température minimale d'eau glacée**.
- Dans la plupart des cas, une valeur telle que celle-ci, c'est-à-dire du même ordre que la limite de charge en chauffage (aux environs de 70 %), est suffisante pour assurer un refroidissement « normal », pour autant que les charges thermiques internes et externes ne soient pas particulièrement élevées (comme dans un centre informatique ou pour une façade entièrement vitrée sans protection solaire, etc).
- Dans le cas contraire, on a toujours la possibilité de planifier et d'installer un dispositif supplémentaire d'évacuation de la chaleur, par exemple dans l'air extérieur, qui sera enclenché dès que la valeur moyenne (par ex. sur 24 heures) de la température de départ vers les sondes atteindra la limite.

Figure 19

voir explication dans le texte.

Ces considérations sont valables de la même manière pour le cas du prélèvement de chaleur dans la sonde, par le fait qu'en établissant la position de cette caractéristique en début d'une saison de chauffage, on peut également prévoir et prévenir si nécessaire un dépassement des valeurs limites en cas de charge plus élevée, par exemple en ajoutant préventivement une source auxiliaire, qui sera enclenchée par le régulateur de la PAC ou par un dispositif extérieur lorsque les conditions limites seront près d'être atteintes. Ce cas ne se présente heureusement que très rarement, car il est la conséquence soit d'un mauvais dimensionnement, ou d'une augmentation des charges après-coup (par ex. ajout d'une piscine chauffée) ou lorsque le terrain se révèle beaucoup plus mauvais que prévu.

Cette représentation du comportement des sondes géothermiques nous a également servi lors d'interventions demandées sur des installations dont la température de fonctionnement s'approchait ou atteignait des valeurs négatives. Elle a permis de mieux comprendre ce qui se passait, de présenter le problème de façon parlante à l'exploitant, et de faire apparaître, au fur et à mesure de l'application de mesures d'assainissement prises, l'amélioration du fonctionnement de l'installation.

Options techniques

Le concept technique qui a notre préférence pour les « PAC combinées » est basé sur une installation à PAC conventionnelle, avec une machine de série, à laquelle nous ajoutons un certain nombre de composants pour rendre possible une production de froid.

Pour être en mesure de satisfaire en tout temps une demande de chaleur et de froid, cette installation doit comporter une pompe à chaleur, un accumulateur d'eau chaude, un accumulateur d'eau glacée, et un dispositif assurant les commutations nécessaires entre les accumulateurs, les autres consommateurs et les sondes géothermiques.

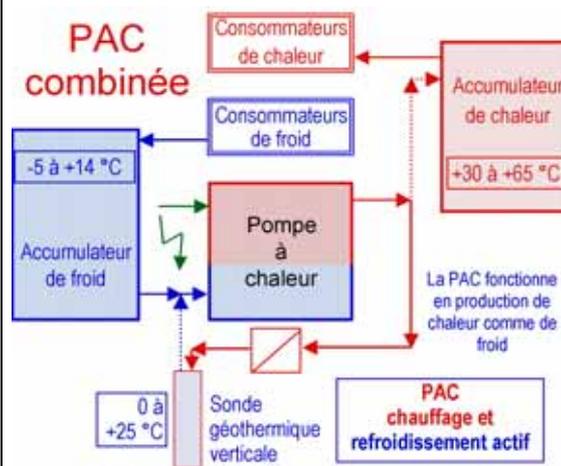


Figure 20
Schéma de principe d'une PAC combinée.

Les rôles des accumulateurs est doubles : assurer un découplage hydraulique entre production et demande, et assurer dans tous les cas de charge à la PAC des cycles de fonctionnement d'une durée suffisante.

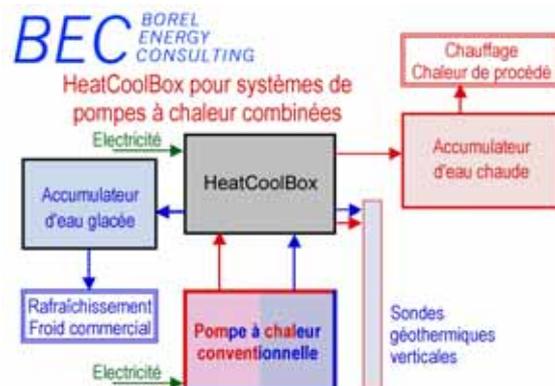
Le problème que nous constatons avec ce concept, c'est que les circuits ajoutés pour la production de froid et la gestion des flux exigent de la part de l'installateur une compétence et un soin particuliers. De plus, les différences entre installations provenant de particularités du site peuvent poser des problèmes de mise au point et d'optimisation du fonctionnement. Ceci est valable aussi bien pour la partie électrique que pour la partie hydraulique.

Afin de limiter cette diversité dans les exécutions sans empêcher la mise en place des composants « conventionnels » de la PAC combinée par des installateurs « locaux », nous allons procéder pour les prochaines réalisations au montage préalable en atelier des éléments spécialisés, regroupés dans une armoire hydraulique et une armoire électrique, désignés dans le schéma ci-dessous sous le nom barbare de HeatCoolBox.

Le (la ?) « HeatCoolBox » désigne l'armoire hydraulique et l'armoire électrique regroupant les composants spécifiques de la PAC combinée.

L'armoire hydraulique contient notamment :

- Les circulateurs et les vannes de commutation spécifiques de la production combinée,
- Les échangeurs de chaleur de séparation entre circuits en eau glycolique et circuit en eau pure, l'accumulateur d'eau glacée étant placé autant que possible hors des circuits d'eau glycolique, ce qui présente de grands avantages de coûts et d'exploitation,
- Divers capteurs de températures, de condensation, etc.



Les principaux composants de l'armoire électrique sont les suivants :

- Alimentation électrique et commutation pour la PAC,
- Alimentation électrique et protection des circulateurs et vannes,
- Automate programmable industriel, dont les fonctions ont déjà été indiquées,
- Borniers d'alimentation électrique des actuateurs (ceux pas contrôlés par la PAC),
Borniers des capteurs reliés à l'automate.

Figure 21

voir explication dans le texte.

L'armoire électrique d'une telle installation (ci-contre, partie haute) comporte un automate avec à droite un module supplémentaire d'entrées-sorties, puis en dessous les disjoncteurs des circulateurs mono- et triphasés (cette installation comporte de nombreux groupes de distribution), puis les relais (de couleur verte) des vannes de commutation et de mélange.



Figure 22

voir explication dans le texte.

Quel est le marché potentiel pour les PAC combinées

Sur le marché des nouvelles applications, que ce soit dans des bâtiments neufs ou rénovés, en particulier dans le domaine du confort estival, le potentiel nous paraît important, en particulier dans les maisons familiales de haut de gamme et dans les bâtiments de l'artisanat et de la petite industrie, mais aussi pour le tertiaire. La raison en est que le système à pompe à chaleur fournit des prestations supplémentaires tout en ne nécessitant ni entretien ni contrôle régulier. Pensons par exemple à l'avantage procuré par l'absence d'installation de refroidissement à air ou de tours de refroidissement humides/sèches pour groupes d'eau glacée.

Il y a également les bâtiments urbains qui peuvent représenter une cible intéressante, à condition d'effectuer préalablement les forages sous le bâtiment, ce qui n'est pas encore entré dans les mœurs, malgré l'absence objective de risque d'ordre technique, vu la fiabilité et la durabilité des sondes géothermiques.

Sur le marché du remplacement des installations de chauffage/rafraîchissement existantes, il y a également un potentiel important, notamment dans le domaine de l'artisanat.

Par exemple, les installations techniques de production de chaleur et de froid d'une boucherie, d'une boulangerie, d'un restaurant, d'un hôtel, etc., peuvent être basées sur le concept présenté dans le graphique ci-contre, selon lequel les rejets de chaleur du groupe de congélation seraient introduits dans le système par l'intermédiaire de la « boîte noire » pour y être valorisés immédiatement pour le chauffage ou injectés pour stockage intermédiaire dans les sondes géothermiques.

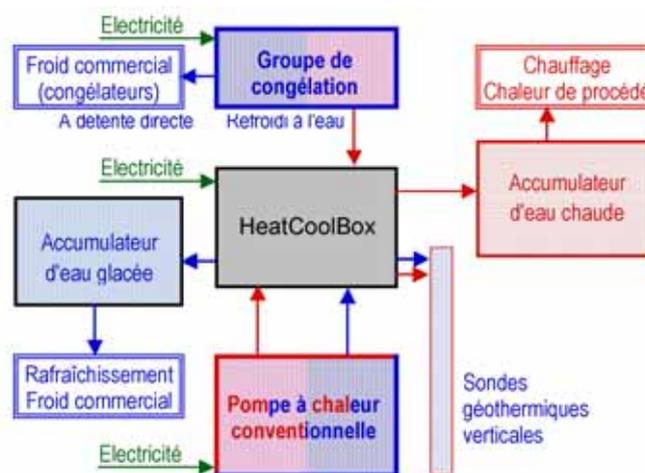


Figure 23

voir explication dans le texte.

Par rapport à la situation actuelle, une installation de ce type rend possible une utilisation bien plus performante de l'énergie, et apporte une réduction très importante des dépenses d'exploitation (de chauffage, d'électricité et de maintenance), ce qui rend ce concept attractif et compétitif.

La question des coûts comparés des différents systèmes

Les (trop peu nombreuses) comparaisons de coûts annuels totaux que nous avons effectuées ces dernières années entre systèmes combinés à PAC et installations conventionnelles (à production de chaleur au mazout et de froid par groupe d'eau glacée) ont révélé une grande différence, de l'ordre de un tiers, en faveur de la PAC combinée. Ce résultat significatif provient du très bas niveau des frais d'exploitation (environ deux fois moindres), malgré un coût d'investissement qui peut être supérieur à cause du coût élevé des sondes géothermiques.

Avec la hausse du prix du pétrole, nettement plus rapide que celle de l'électricité, cette différence ne peut qu'augmenter. La hausse en cours des coûts de forage des sondes géothermiques peut péjorer un peu cet avantage de la PAC combinée, mais de façon modérée, tant que les taux d'intérêts ne s'éloignent pas trop des valeurs actuelles.

Indirectement, le COP très élevé de la PAC géothermique en production de froid, même en saison chaude, comparé au mauvais COP des groupes d'eau glacées durant la saison de demande maximale de froid, contribue très fortement aux bonnes performances économiques de l'installation combinée, sans oublier le fait que la chaleur renvoyée dans les sondes durant l'été ne peut que contribuer à encore améliorer cette performance durant la saison de chauffage. Nous n'allons pas procéder ici à une analyse économique détaillée, car chaque cas est totalement particulier. Par contre, nous avons constaté que pour ce type d'installation comme pour aucune autre dont nous proposons la réalisation, chaque offre doit être assortie d'une analyse économique comparative entre installation à PAC combinée et installation dite conventionnelle, au mazout ou à PAC, suivant les cas.

Perspectives

De la même manière que l'on trouve actuellement sur le marché des unités comportant une installation complète de chauffage – rafraîchissement - ventilation pour des villas à très faible consommation d'énergie, des unités construites dans le même esprit, disponibles clé en main, capable de couvrir des besoins de chauffage, de rafraîchissement, de froid commercial positif, avec ventilation de confort et reprise des rejets de chaleur d'une installation de congélation en option, devraient à notre avis constituer un objectif de développement de l'industrie. Ceci permettrait aux installations réalisées actuellement par bribes et morceaux et par contre-coup aux installations de chauffage des bâtiments les abritant de devenir beaucoup moins gourmandes en énergie.

En ce qui concerne les sondes géothermiques, dont nous avons souligné l'importance dans ce type d'installations, outre le retour d'expérience en exploitation qui fait encore défaut et qu'il faut développer avec un outil tel que la caractéristique présentée ici, nous suggérons de tester de nouveaux concepts d'exploitation, comme l'extraction ou l'injection de chaleur asservie, consistant à fonctionner non pas au fil de la réponse du terrain, mais sur une partie seulement du champ de sondes, commutée pour maintenir la température d'exploitation proche de la limite, afin de stocker du froid ou de la chaleur à des températures plus directement utilisables en refroidissement passif, ou même en « chauffage passif ».

Jean-Philippe Borel
Dr. Masch.-Ing. ETHZ
Beratender Ingenieur
BEC Borel Energy Consulting
Rue des Cerisiers 5
CH-1530 Payerne
contact@borelenergy.ch
www.borelenergy.ch

Wärme und Kälte: eine Wärmepumpe kann beides produzieren

Zusammenfassung

Die kombinierte und simultane Produktion von Wärme und Kälte mittels Wärmepumpe wird im Detail vorgestellt, basierend auf der Nutzung der Geothermie. Technisch ergibt sich ein einfaches System, das sehr verschiedene und anspruchsvolle Bedürfnisse bei tief bleibenden Betriebskosten decken kann.

Der Vortrag stellt zudem ein Werkzeug zur Analyse und Kontrolle des Verhaltens der geothermischen Erdsonden vor, welche durch die kombinierte Produktion besonders strapaziert werden können. Dieses Werkzeug kann bei der Definition der Grenzwerte helfen, die die Systemsteuerung berücksichtigen muss, damit jeder irreversible Schaden an den geothermischen Sonden erspart wird, denn diese stellen ein strategisches Element des in diesem Vortrag vorgestellten Konzeptes dar.

Résumé

La production combinée et simultanée de chaleur et de froid par pompe à chaleur, suivant le concept basé sur l'utilisation de la géothermie présenté en détail dans cet exposé, est un système d'une grande simplicité sur le plan technique, capable de couvrir des besoins très variés et exigeants en chaleur et en froid, tout en restant très sobre en matière de frais d'exploitation.

L'exposé présente également un outil d'analyse et de suivi du comportement des sondes géothermiques, qui peuvent être particulièrement sollicitées en production combinée. Cet outil peut permettre de définir les valeurs limites que doit faire respecter le système de commande pour éviter tout dommage irréversible aux sondes géothermiques, qui sont un élément stratégique du concept développé ci-dessous.

Einführung

Dieser Vortrag richtet sich an Fachleute. Er zeigt Lösungen und stellt auch Fragen zu Wärmepumpenanlagen (WP), und zwar zu so genannten kombinierten WP, weil sie sowohl Wärme wie Kälte erzeugen können.

Dieser Vortrag behandelt vor allem das von uns bevorzugte WP-Konzept, Fragen zur Ausführung der wasserführenden und der elektrischen Teile der Anlagen sowie zur überaus wichtigen Wärme- und Kältequelle, Fragen und Grenzwerte des Betriebs, einige Kostenfaktoren und die Entwicklungen, die uns für die nahe Zukunft wünschbar erscheinen.

Die hier betrachteten Anlagen sind von mittlerer Grösse (einige zehn bis einige hundert kW) und betreffen WP, die in grossen Serien hergestellt werden. Anlagen grösserer Abmessung (einige hundert bis einige tausend Kilowatt) werden üblicherweise in sehr grossen Gebäuden installiert. Ihre Planung bleibt meist „grossen“ Ingenieurbüros vorbehalten. Unser Anteil an solchen Anlagen beschränkte sich bisher auf Gutachten infolge ernsthafter Funktionsprobleme oder Schäden, üblicherweise im Auftrag des Betreibers.

Die von uns vorgeschlagenen Wärme- und Kälteanlagen unterscheiden sich von „normalen“ Wärmepumpen (Heizung allein) nur durch einige zusätzliche Wasser- und Stromkreisläufe.

Wir versuchen den Zugang zu den Erklärungen des Konzepts und seiner Arbeitsweise zu erleichtern und es gleichzeitig zu verallgemeinern. Deshalb werden sie anhand von Prinzipschaltbildern anstelle von Funktionsschemas erläutert.

Einige konkrete Beispiele gebauter Anlagen:

Hier einige Beispiele von Anlagen, die wir in den letzten Jahren gebaut haben. In allen Fällen lagen die Planung und die Leitung der Arbeiten bei uns.

Das Sportzentrum Bettmeralp umfasst ein öffentliches Hallenbad, ein Restaurant, Büros der Gemeindeverwaltung, eine Wohnung, eine grosse Tennishalle, ein Dancing usw. Alle Räume dieses grossen Gebäudes werden mit einer Wärmepumpe von 140 kW geheizt, welche von Quellwasser konstanter Temperatur von 4 °C gespeist wird. Die Luft im Hallenbad wird durch den Zwischenkreislauf entfeuchtet, womit die so entzogene Wärme wiederverwertet werden kann. Wegen der neuartigen technischen Lösung wurde die Anlage vom BFE subventioniert.



Bild 1

*Das Sportzentrum Bettmeralp und seine Wärmepumpen
WP von Roman SA, Martigny*

Für das regionale Bestattungszentrum der Gemeinde Vevey wurde eine besonders ökologische und rentable Anlage gewünscht. Dies wurde möglich dank einer Wärmepumpe, die allein mit dem Lüftungssystem die Kühlung der Bestattungszellen (auf etwa 7 °C) sicherstellt. Die WP heizt überdies das Gebäude und erzeugt das Kaltwasser für einen Kühlraum. Dank der sehr hohen Energieeffizienz der Anlage sank die Stromrechnung des Zentrums um mehr als 40 %.

Bild 2
*Wärmepumpe
WP von Dalcalor SA,
Ecublens*



Grosses Einfamilienhaus in Genf: eine Wärmepumpe mit Erdwärmesonden von 40 kW ermöglicht die kombinierte Produktion von Warmwasser für die Raumheizung, Gebrauchswarmwasser und solchem für das Schwimmbaden sowie von Kaltwasser für die Kühlung der Räume. Die Wärmeproduktion wird durch die Wärmepumpe geregelt, während ein programmierbarer industrieller Automat die Kälteproduktion, die Flüsse zwischen den Speichern und den Erdwärmesonden sowie die Fernüberwachung steuert.

Bild 3
*Wärmepumpe und die beiden Speicher.
WP von Vionnet SA, Nyon*



Am Sitz des WWF International in Gland, in einem vorfabrizierten Bau mit grossen, sonnendurchlässigen Fenstern, haben wir in Zusammenarbeit mit der Firma Viessmann eine Anlage für Heizung und „aktive“ Sommerkühlung der Räume mit einer Wärmepumpe von 32 kW und Erdwärmesonden (540 m) ausgeführt. Die verwendete Wärmepumpe ist ein Serienprodukt. Das System mit einem einzigen Speicher gewährleistet die Heizung oder Kühlung der Räume. Der Energieverbrauch ist etwa zweimal geringer als jener einer herkömmlichen Anlage mit Heizöl und Kaltwasserproduktion. Die jährlichen Kosten (Abschreibungen plus Betriebskosten) sind etwa um einen Drittel tiefer als mit einer traditionellen Anlage.

Bild 4
*WP und ange-
schlossene
Leitungen.
WP von
Vionnet SA,
Nyon*

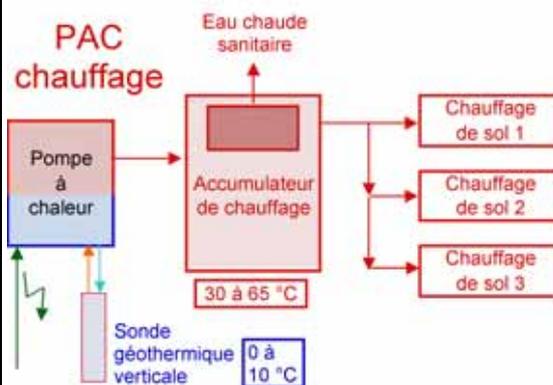


Konzept der kombinierten Anlage

Die kombinierte Anlage erbringt die kombinierten Leistungen einer „normalen“ Wärmepumpe oder jeden anderen Heizanlage und einer Kaltwasserproduktion. Sie kann also mit diesen beiden Anlagen verglichen werden, als wäre sie aus einer Fusion entstanden.

Betrachten wir eine **Wärmepumpen-anlage** (WP). Sie gewährleistet die Raumheizung (und die Gebrauchswarmwasserproduktion) mit Temperaturen zwischen 20 und 60 °C mit Hilfe von Erdwärmesonden.

Die Steuerung und heute angebotenen Wärmepumpen sind mehrheitlich mit einem Regler ausgerüstet, der von einem Mikroprozessor gesteuert wird. Neben der dem Schutz der WP kann er eine ganze Reihe von wichtigen Basis- und Zusatzfunktionen ausüben wie: Steuerung und Schutz der Wärmequelle, Lenkung der Aufladung des Heizungsspeichers und seiner Entladung über mehrere Regelgruppen, der Boileraufladung, des Heizungsspeichers über eine solare Unterstützungsanlage, die Lenkung und den Kondensationsschutz der passiven Kühlung aufgrund von Erdwärmesonden usw.



Bilder 5 und 6: siehe Erklärungen im Text.

Betrachten wir eine **Kaltwasserproduktion**, die verschiedene Kältebedürfnisse befriedigen kann (Komfortkühlung, Komfort- oder Informatikklimatisierung, positive Gewerbekälte). Sie gibt die gewonnene Wärme an die Umgebungsluft ab. Der Kältekreislauf einer Kaltwasserproduktion ähnelt einer Wärmepumpe. Dagegen sind die Funktionen seines Reglers unterschiedlich und meist sehr beschränkt. Er kontrolliert im Allgemeinen, neben der Steuerung und dem Schutz seiner Produktion, nur den Zufluss von Kaltwasser mit der vorgeschriebenen Temperatur und die Produktion im Free-Cooling-Modus (im Verhältnis zur Temperatur der Aussenluft zunehmend), um den Stromverbrauch einzuschränken.



Bild 7
Luftgekühlte Kaltwasserproduktion.

Die „**kombinierte WP-Anlage**“ ist Gegenstand dieses Vortrags. Sie kann gleichzeitig Wärme und Kälte erzeugen. Das heisst: es werden gleichzeitig die Ladungen der beiden nebenstehend gezeigten Speicher aufrechterhalten und wenn nötig noch weiterer Speicher, unabhängig von der Entwicklung der vorübergehenden Nachfrage nach dem Inhalt eines jeden Speichers.

Wie es das Schaltbild zeigt, ist die Wärmequelle (direkt) mit dem Verdampfer verbunden und (über einen Wärmeaustauscher) mit dem Kondensator der WP. Dies um Wärme- oder Kälteüberschüsse zu entspeichern, die stets dann entstehen, wenn einer der beiden Speicher geladen ist, während es der andere noch nicht ist.

Der Regler dieser Wärmepumpe kann alle oben im Zusammenhang mit der Wärmeproduktion genannten Funktionen ausüben sowie einige weitere für die Kälteproduktion. Um vor allem die Wärme- und Kälteflüsse zwischen den Speichern und der Umgebung zu steuern (kontrollierte Aufladung der verschiedenen Speicher und Steuerung der Wärme- und Kälteüberschüsse), sowie einige Schutzfunktionen, wird ein industrieller, programmierbarer Automat benötigt, der eng mit dem Regler der Wärmepumpe „zusammenarbeitet“.

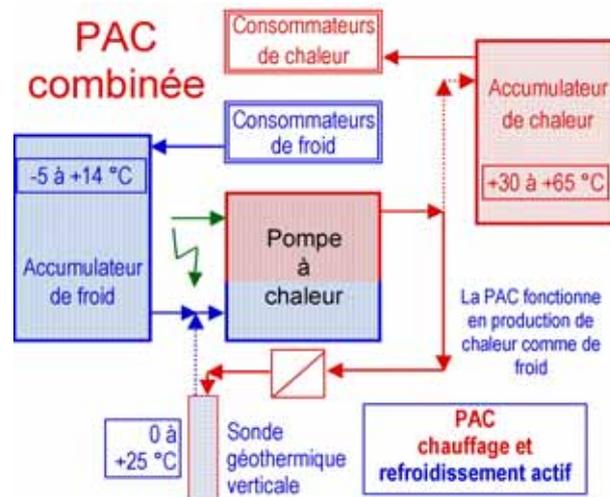


Bild 8
siehe Erklärungen im Text.

Die aus dieser Konzentration hervorgehende **Verringerung der Zahl der** materiellen oder virtuellen **Bestandteile**, vor allem der Ersatz der beiden Kältemaschinen durch eine einzige, die Konzentration auf ein einziges Regelungskonzept, die Konzentration der Wärme- und Kälteabgaben auf das selbe Umfeld und/oder den selben technischen Speicher müssen unausweichlich zu einer sehr deutlichen Verbesserung der energetischen Leistung und zu einer ebenfalls sehr starke Senkung der Betriebskosten führen..

Die **Verbesserung der energetischen Leistungen** rührt vor allem aus den folgenden Umständen her:

1. Komplementarität der Energieflüsse bei gleichzeitigem Wärme- und Kältebedarf,
2. Rückgewinnung der Wärme- und Kälteabgaben an die Umgebung nach längerer oder kürzerer Zwischenspeicherung,
3. Aufeinander abgestimmte Steuerung der Energieflüsse dank einem vereinheitlichten Regelungskonzept.

1. Komplementarität der Energieflüsse

Das System funktioniert vorübergehend nach diesem Schaltbild, wenn es der Wärme- und Kältebedarf erlauben und die beiden Speicher während notwendigerweise kurzer Zeit gleichzeitig aufgeladen werden.

Die pauschale Energieeffizienz ist extrem hoch, da ein einziges Gerät die beiden Leistungen erbringt, ohne der Umgebung Wärme zu entziehen oder an sie abzugeben.

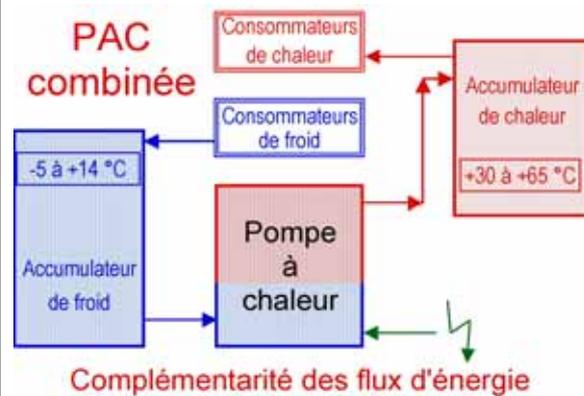


Bild 9

siehe Erklärungen im Text.

Man kann deshalb davon ausgehen, dass bei diesem Arbeitsvorgang die Kälteproduktion ohne jeden Stromverbrauch vor sich geht, da die umfassende Leistungsziffer (COP = coefficient of performance) ungefähr der Wärmeproduktion entspricht.

2. Rückgewinnung der Wärme- und Kälteabfuhr nach ZwischenSpeicherung

Damit die kombinierte WP die beiden Produktionen unabhängig von der Nachfrage stets gewährleisten kann, müssen die Wärme- und Kälteüberschüsse bewirtschaftet werden. Zwei Fälle können zu verschiedenen Zeiten des Betriebs der Anlage eintreten:

1) Der Bedarf nach **Wärme** herrscht vor:

- Wärmequelle 1: die Umgebung, hier die Erdwärmesonden
- Wärmequelle 2: der technische Speicher für Kaltwasser (oder Kälte)

Ist der Kaltwasserspeicher voll geladen, wird die überflüssige Kälte in die Erdwärmesonden geschickt (anders ausgedrückt, „dann wird die Wärmeentnahme aus den Erdsonden fortgesetzt“).

2) Der Bedarf nach **Kälte** herrscht vor:

- Wärmespeicher 1: technischer Wärmespeicher
- Wärmespeicher 2: Umgebung, hier Erdwärmesonden

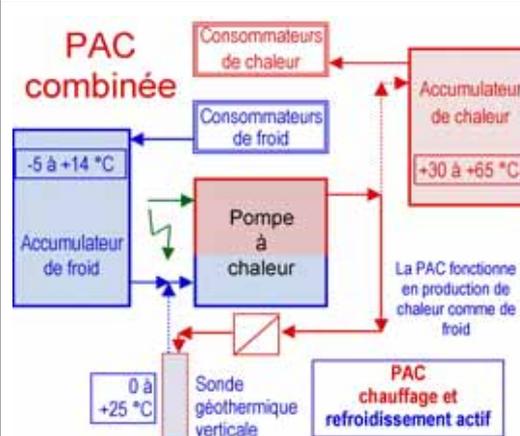
Sobald der Wärmespeicher voll geladen ist, wird die überschüssige Wärme in die Erdwärmesonden geschickt.

In der Praxis verfügt man offensichtlich über eine einzige (und gleiche) Verbindung mit der Umgebung, wo man bei jeder Entnahme einen möglichst grossen Teil der zuvor abgegebenen Wärme oder Kälte vorzufinden hofft.

Diese Speicherwirkung ist sehr wichtig, da sie die Leistung unserer kombinierten Anlage spürbar verbessern wird.

Bild 10

siehe Erklärungen im Text.



Der mögliche Rückgewinnungsgrad der Wärme- und Kälteabfuhr nach der Zwischen-Speicherung in der Umgebung hängt ab von der Art der Quelle oder des Speichers, vom zeitlichen Abstand, vom Wärme- und Kältebedarf, je nachdem ob die Zyklen jahreszeitlich, wöchentlich oder täglich sind.

Für Zyklen mit stark sich überschneidendem Wärme- und Kältebedarf kann es eine sich lohnende Variante geben: ein technisches Speicher, das sowohl die hydraulische Entkopplung wie auch den Bedarfsausgleich gewährleistet.

Was die ZwischenSpeicherung in der Umgebung betrifft, werden wir später sehen, welches die leistungsfähigsten Umfelder sind, angesichts der Notwendigkeit, auch über eine möglichst leistungsfähige Wärme- und Kältequelle zu verfügen.

3. Aufeinander abgestimmte Steuerung der Energieflüsse dank einem vereinheitlichten Regelungskonzept

Diese koordinierte Steuerung kann die Energieeffizienz im Vergleich mit zwei getrennten Anlagen beträchtlich erhöhen, vor allem wenn die Zahl der zu versorgenden Verbraucher hoch und/oder veränderlich ist. Und auch wenn die mit Wärme zu versorgenden Verbraucher eine hohe Trägheit aufweisen (Hallenbad, sehr träge Bodenheizung usw.). Dies ermöglicht es, sie nur dann zu versorgen, wenn die WP in einem Speicher im Laufe einiger Kälteproduktionen eine gewisse Menge von Wärmeabfuhr „auf die Seite gelegt hat“. Die Integration einer solchen Funktion in ein einheitliches System ist nicht nur für die Regelung viel einfacher, sondern in einer Wärmepumpenanlage auch einfacher zu verwirklichen, als die Rückgewinnung in einer Kaltwasserproduktion. In einer kombinierten Anlage genügt überdies ein einziger Wärmespeicher anstelle von zwei in einer herkömmlichen Anlage.

Die **Senkung der Betriebskosten** beruhen in erster Linie auf den guten energetischen Leistungen und auf die Ersparung einer getrennten zusätzlichen Kaltwasserproduktion, welche deutlich höhere Betriebs- und Unterhaltskosten als die Wärmepumpe hätte.

Steuerungskontrolle der kombinierten Anlagen

Ein wichtiger Teil der Steuerungskontrolle kann vom Wärmepumpenregler gewisser Fabrikanten übernommen werden, vor allem die Steuerung der Wärme- und der Kälteproduktion.

Die wichtigste Funktion, die einem externen Automaten überlassen werden muss, betrifft die Steuerung der Aufladung der verschiedenen „Konsumenten“, die der Automat „in enger Verbindung“ mit dem Regler der WP vornehmen muss, deren Betrieb er ständig überwacht und steuert. Dies sei anhand einer eher komplexen Anlage erläutert:

<p>Liste der Wärme-„Konsumenten“:</p> <ul style="list-style-type: none"> • c1 : Warmwasserspeicher (Boiler) • c2 : Heizungsspeicher • c3 : Schwimmbecken 1 innen • c4 : Schwimmbecken 2 aussen • c5 : Erdwärmesonde 	<p>Liste der Kälte-«Konsumenten»</p> <ul style="list-style-type: none"> • f1 : Kaltwasserspeicher für die Gewer- bekälte (-5 °C) • f2 : Kaltwasserspeicher für die Kühlung (12 °C) • f3 : Erdwärmesonde
---	---

Diese verschiedenen Konsumenten müssen turnusmässig paarweise versorgt werden, das heisst jedes Mal gleichzeitig ein Wärmeverbraucher und ein Kälteverbraucher. Gleichzeitig müssen die Wärme- und Kälteabgaben an die Umgebung so klein wie möglich gehalten werden.

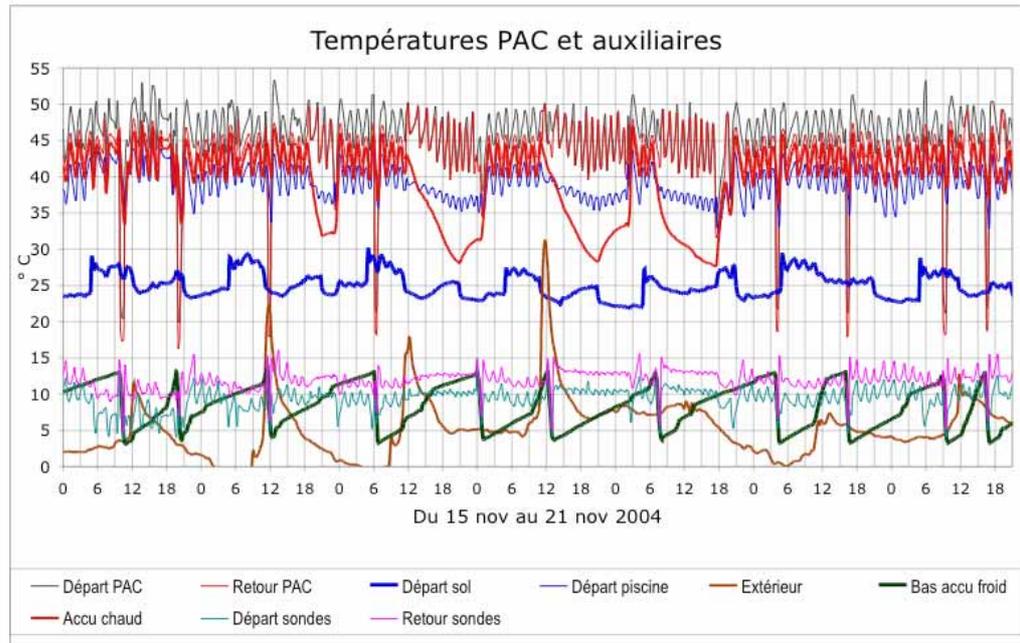
Mit einem Techniker haben wir ein solches Programm aufgestellt. Wir gingen von einem Prinzip der Prioritäten und Zwänge aus, das höchste Anpassungsfähigkeit und hohe Energieeffizienz gewährleistet.

Anhand dieses Beispiels mit vielen Verbrauchern, die sehr unterschiedliche Bedürfnisse haben, rufen wir in Erinnerung, wie wichtig es ist, dass alle Wärmeverbraucher, wie sie oben aufgeführt sind, **direkt mit der WP verbunden** sind, und nicht über einen Speicher. So kann die Energieeffizienz eines jeden Ladezyklus optimiert werden. Die optimale Liefertemperatur für jeden Verbraucher passt sich „automatisch“ dem tiefstmöglichen Niveau an. Dies dank der „korrekten“ Bemessung der Bestandteile, welche die Wärmepumpe mit jedem Konsumenten verbinden.

Typisches Beispiel eines Problems, das man bei Wärmepumpenanlagen immer wieder antrifft: unterdimensionierte Wassererwärmungsaustauscher für Schwimmbecken oder Whirlpools, weil sie für Heizkessel mit 65 °C vorgesehen sind und nicht für eine Wärmepumpe mit höchstens 40 °C.

Der Automat muss auch noch eine Reihe von Überwachungsfunktionen ausüben, vor allem um die Vereisung der Wärmeaustauscher oder des Inhalts des Kaltwasserspeichers im Falle einer Funktionsstörung zu vermeiden. Auch braucht er Funktionen wie Journalführung, Kommunikation, Fernüberwachung usw.

Hier das Beispiel einer kombinierten Anlage mit Schwimmbecken, von welcher der Automat neun Temperaturwerte übermittelt und auf eine Grafik übertragen hat. Diese zeigt den Betrieb während einer Woche (von Mittwoch bis Dienstag), wobei der Wärmespeicher **rot** und der Kaltwasserspeicher **blau** dargestellt sind.



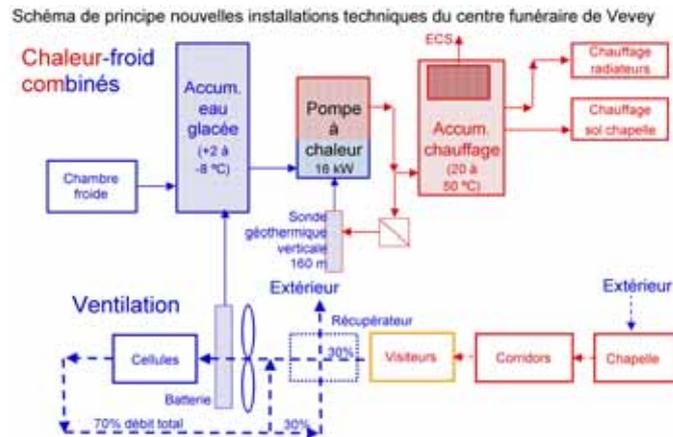
BEC Borel Energy Consulting - Tél 026 662 11 40 - Fax 026 662 11 41 - e-mail contact@borelenergy.ch

Bild 11

Graphische Darstellung der Arbeitsweise einer kombinierten WP-Anlage. Temperaturen der WP und zusätzlicher Geräte vom 15. bis 21. Nov. 2004 ab WP, zur WP, ab Boden, ab Schwimmbecken, Aussen, Tiefstwert Kältespeicher Wärmespeicher, ab den Sonden, zu den Sonden.

Was diese Grafik nicht ausdrücklich zeigt, bei näherer Betrachtung aber sichtbar wird und einen hauptsächlichen Funktionsfaktor für reibungslosen Betrieb mit guten energetischen Leistungen darstellt: Die Schaltungen zwischen den Ladezyklen der verschiedenen Verbraucher werden vorgenommen, ohne dass die WP je angehalten wird, was ein gewisses ... sagen wir Know-how, voraussetzt..

Hier das Beispiel einer **Anlage von einer gewissen Komplexität**, was den Energiehaushalt betrifft. Es zeigt gut, was mit einer WP allein getan werden kann. Es handelt sich um die Anlage, die wir für das **Bestattungszentrum von Vevey** geplant haben. Die WP lädt ständig zwei Speicher von unterschiedlicher Temperatur auf. Jener für die Heizung ist von der Aussentemperatur abhängig, jener für die Kälte zwischen +2 und -8 °C vom Bedarf. Die Lüftungsanlage gewährleistet gleichzeitig die Lüftung des Gebäudes und die Aufrechterhaltung von etwa +7 °C in den Zellen mit Hilfe eines Lüftungskreislaufs mit mehrfacher Luftverwendung. Siehe nebenstehendes Schema, teilweise Erneuerung (etwa 30 % des Abflusses) und Kälterückgewinnung durch statischen Austauscher.



Die entzogene Wärme wird entweder für die Raumheizung benutzt oder wieder in die Erdwärmesonde eingespritzt. Die Besonderheit dieser Wärmepumpenanlage besteht darin, dass die Kälteproduktion weit grösser ist als der Wärmeverbrauch. In anderen Worten: die Erdwärmesonde ist meist wärmer als das umgebende Erdreich.

Bild 12

Prinzipschaltbild für die neuen technische Installationen im Bestattungszentrum Vevey Wärme/Kälte kombiniert, Kaltwasserspeicher, Wärmepumpe, Wärmespeicher, Radiatorheizung Senkrechte Erdwärmesonde, Bodenheizung der Kapelle. Lüftung, Umgebung, Rückgewinnung, Umfeld Zellen, Batterie, Besucher, Gänge, Kapelle / 70 % des totalen Abflusses.

Die Steuerung dieser Anlage wird teilweise durch den Regler der WP gewährleistet, sowohl für die Wärme- wie auch die Kälteproduktion. Für die Steuerung der Flüsse und Überschüsse dient ein kleiner Automat, und ebenfalls einer für das Lüftungssystem.

Die Anlage würde in Zusammenarbeit mit der Firma Dalcalor SA gebaut.



Bild 13

Gebäude des Bestattungszentrums.



Bild 14
Die Wasserkreisläufe.

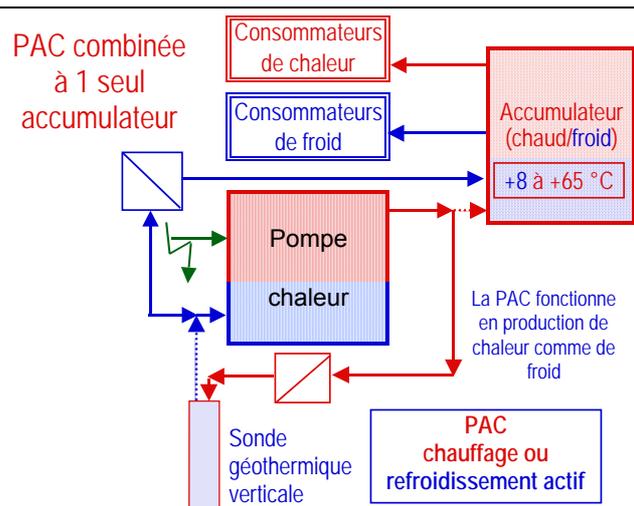


Bild 15
Kälte- und Wärmespeicher.

Falls die Wärme- und Kältebedürfnisse niemals gleichzeitig bestehen, sondern beispielsweise bloss jahreszeitlich auftreten, kann die Anlage stark vereinfacht werden.

Dieser besondere Umstand ermöglicht den Einsatz eines einzigen Speichers, der im Winter Warmwasser und im Sommer Kaltwasser speichert. Das gegenüberliegende Schema trägt diesem verminderten Anspruch Rechnung. Die sich ergebende Anlage kommt selbstverständlich deutlich weniger teuer zu stehen, auch weil die Regelung viel einfacher wird.

Bild 16
siehe Erklärungen im Text.



Die Umgebung als Quelle und Speicher für Wärme und Kälte

Die Umwelt spielt in diesem Konzept und seiner Verwirklichung als Wärme- und Kältequelle sowie als Speicher für Wärme und Kälte eine entscheidende Rolle. Keine technische Vorrichtung könnte ein vergleichbares Leistungspaket anbieten.

Hier die verschiedenen Formen:

Im Falle einer **Kälteproduktion mit Hilfe einer Kaltwassergruppe** ist üblicherweise die Luft dann am wärmsten, wenn der Kältebedarf am grössten ist, und dorthin wird auch die überschüssige Wärme abgegeben. Eine Wärmerückgewinnung ist möglich, aber selten, weil in der heissen Jahreszeit wenig interessanter Wärmebedarf besteht.

Daraus gehen eine ziemlich schlechte Leistungsziffer (COP) und somit hohe Stromkosten hervor. Überdies sind die Luftkanäle sehr Platzraubend und lärmig.

Immerhin ermöglicht das Free-cooling eine bescheidene Erleichterung der Stromrechnung im Winter.

Bild 17 zeigt den Kanal für warme Abluft aus zwei Kaltwassersätzen, analog Bild 7 auf Seite 124.



Bild 17

Kühlluftkanal für zwei Kaltwassergruppen.

Um mit einer kombinierten Wärme- und Kälteproduktionsanlage mit WP **eine hohe Energieeffizienz** zu erreichen (und sie so wettbewerbsfähig wie möglich zu machen), müssen für die Wärmequelle/-Senke/-Speicher die folgenden Betriebsbedingungen erfüllt werden:

- Wärmeproduktion: gute Leistungsziffer (COP) bei der Wärmeentnahme
- Kaltwasserproduktion: gute COP bei der Wärmeabfuhr
- Hoher Ertrag bei der Rückgewinnung von Wärme oder Kälte, die in der Umgebung gespeichert wurden.

Die verschiedenen Quellen erfüllen diese Bedingungen auf folgende Weise:

Quelle	Wärmequelle im Winter	Kältequelle im Sommer	Speicherwiedergabefähigkeit	Für Wärme und Kälte zusammen
Aussenluft	schlecht	schlecht	keine	ungeeignet
Oberflächenwasser	schlecht	mittel/gut	keine	ungeeignet
Quellwasser	schlecht	gut	keine	ungeeignet
Grundwasser (20 °C)	gut	mittel	keine +	ungeeignet
Grundwasser (10 °C)	mittel	gut	keine +	ungeeignet
Geothermie / Register ⁹	schlecht	mittel	schlecht	ungeeignet
Geothermie / Sonde	mittel	gut	mittel/gut	Gut geeignet

Tabelle 1

Vergleich der Eigenschaften der Umgebungsquellen.

Nur die **Erdwärmesonde** kann einen Teil der gespeicherten Wärme/Kälte wiedergewinnen, was bei der kombinierten Produktion von Wärme und Kälte die Leistungsziffern (COP) deutlich verbessern kann.

Überdies stellt sie eine geeignete Wärme-/Kältequelle dar, wie es der Vergleich der COP in der nachfolgenden Tabelle zeigt.

⁹ Die horizontalen Erdregister werden in gewissen Schweizer Kantonen nicht mehr genehmigt.

Anlage	Mittlerer Netto-COP der Wärmeproduktion	Mittlerer Netto-COP der Kälteproduktion
Kaltwasserproduktion		1.5 à 3.0
WP / Wärme	3.0 à 4.5	
WP / Wärme + Kälte	3.0 à 5.0	4.0 à 6.0

Tabelle 2

Vergleich der COP der WP und den herkömmlichen Systemen.

Erklärung: Die Wärmeabgabe in Richtung Erdwärmesonden kann bei Temperaturen von 20 bis 25 °C erfolgen, während bei der Luft auf der Seite des Kondensators Temperaturen von rund 60 °C notwendig sind, um die Wärme in mehr als 30°C warme Luft abzugeben. Das erklärt die grossen Unterschiede der COP-Werte.

Die **guten Leistungen der Erdwärmesonden** für die kombinierte Produktion führen uns in erster Linie zur Verwendung dieses Typs von „thermischer Verbindung mit dem Erdreich“ (ground coupled heat-pump). Folgerichtig werden wir in diesem Vortrag nur noch kombinierte Anlagen mit Erdwärmesonden behandeln.

Leider sind die Kenntnisse und verfügbaren Erfahrungen über die Bemessung der Erdwärmesonden für die Wärmeproduktion noch ziemlich lückenhaft. Noch weniger ist über jene bekannt, die eine kombinierte Anlage speisen. Immerhin denken wir, dass die vorhandenen Kenntnisse es uns wenigstens ermöglichen können, an den Standorten, für die ein „Response-test“ viel zu teuer wäre, Betriebsbedingungen auszuweichen, unter denen die Erdwärmesonden **irreversible bleibende Schäden** erleiden können.

Charakterisierung der Erdwärmesonden

Hier eine Zusammenfassung der wichtigsten Merkmale der Erdwärmesonden:

Die wichtigsten thermischen Parameter einer Erdwärmesonde	Widerstand R zwischen Flüssigkeit und Erdreich, Wärmeleitfähigkeit lambda des Erdreichs, totale Länge L
Typische Werte dieser Parameter	R = 0.1 – 0.2 K/(Wm), lambda = 2 – 3 W/(mK) L von 100 bis 250 m durch Bohrung
Messmethode für diese Werte im Boden	TRT = Thermal Response Test
Standardprozedur für den TRT	Wärmezufuhr bei gleich bleibender Temperatur und Messung der Temperaturkurve während mindestens 50 Stunden um zuverlässige Werte zu erhalten. Dann Berechnung der R- und lambda-Werte.
Symmetrie des thermischen Verhaltens bei einer Wärmeentnahme oder -zufuhr	Zwischen gewissen Temperaturgrenzwerten wird sie offensichtlich. Andernfalls müsste der TRT bei einer Wärmeentnahme durchgeführt werden!
Vorgeschriebene spezifische Leistung bei der Wärmeentnahme gemäss DIN 4640	Für die Molasse 65 bis 80 W/m für 1'800 jährliche Betriebsstunden (h/a), 55 bis 65 W/m für 2'400 h/a
Temperaturgrenzwerte der Flüssigkeit bei Wärmeentnahme, gemäss DIN 4640	+ 1°C bei stationärem Betrieb, -5 °C bei vorübergehender Verbrauchsspitze

Temperaturgrenzwerte der Flüssigkeit bei Wärmezufuhr, gemäss DIN 4640	Im Vergleich zur Temperatur ohne Aufladung, +11 °C bei stationärem Betrieb, 17 °C bei vorübergehender Verbrauchsspitze
Angenommene spezifische Leistung für kleine Anlagen (ohne TRT) in unserem Land	Etwa 50 W/m für eine normale Betriebsdauer von 2'000 h/a, 40 bis 45 W/m für eine Dauer von 2'400 bis 2'800 h/a
Grenzwerte der Ausgangstemperatur der Flüssigkeit, die in unseren Anlagen benützt werden	-2 °C bei Wärmeentnahme, 25 °C bei Wärmezufuhr, weil die Unterscheidung zwischen stationärem und vorübergehendem Betrieb unrealistisch ist

Table 3

Die wichtigsten Merkmale der Erdwärmesonden.

Charakterisierung des Betriebs der Erdwärmesonden

Der thermische Betrieb eines jeden Erdwärmesonden-Systems kann mit einer Charakterisierung beschrieben werden, die wir auf so definiert haben, dass sie aufgrund weniger Betriebs-Parameter der Wärmepumpe und der bestehenden Erdwärmesonde leicht erfolgen kann. Diese Parameter müssen bei laufender WP in regelmässigen Abständen, beispielsweise wöchentlich, auf gewissen Reglern abgelesen werden, damit alle Charakterisierungspunkte dasselbe Gewicht erhalten.

In der gegenüberstehenden Darstellung dieser Charakteristik wurde die Ausgangstemperatur der Richtung Sonden fliessenden Flüssigkeit als Funktion der mittleren Leistung der entnommenen Energie erhoben, die hier durch die Häufigkeit der Verwendung der Kälteleistung der WP ausgedrückt wird.

Man stellt eine gewisse Linearität der Punkte fest, sowohl im ersten Teil des Winters (steigende Werte) wie auch im zweiten (abnehmende Werte).

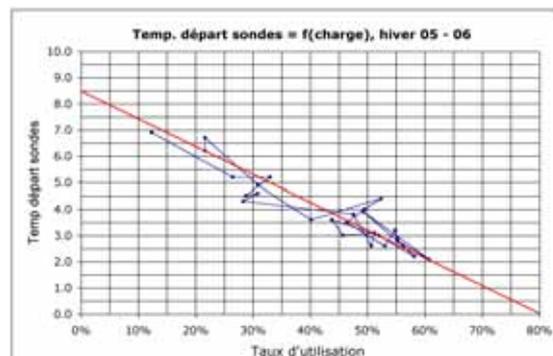


Bild 18

Jahrescharakteristik einer Erdwärmesonde und Extrapolation zu den Grenzwerten.

Temperatur ab Sonden in Funktion der Auslastung der WP, Winter 05/06

Diese Kurve erlaubt die folgenden Rückschlüsse auf die in Betracht gezogene Anlage, vor allem auf ihre gute oder schlechte „Gesundheit“:

- Die allgemeine Bemessung und das thermische Verhalten des Untergrunds, wie sie auf dieser Kurve dargestellt werden, scheinen im Verhältnis zu den zu befriedigenden Bedürfnissen ausgezeichnet zu sein,
- Tatsächlich würde der Temperatur-Grenzwert von 1 °C (gemäss DIN 4640) bei Dauerbetrieb mit einem Leistungsnutzungsgrad von etwa 70 % erreicht. Dieses Niveau wurde nur während einiger Tage Ende Januar 2005 erreicht (in der zweiten Hälfte Januar 2006 betrug der höchste Wert rund 60 %),

- Die bei fortwährender Nutzung über lange Zeit erreichbare Mindesttemperatur würde bei -2°C liegen, wenn man diese Extrapolation als glaubwürdig erachtet.
- Bei einem schnellen „Anstieg“ stellt man eine vorerst sichtlich weniger starke Neigung fest als beim „Abstieg“. Nach einer oder zwei Wochen befindet man sich wieder nahe der Abstiegsachse,
- Die Wärmegewinnung dieser Sonden scheint sehr schnell vor sich zu gehen, da bei einer Ladequote von etwa 20 % die Temperatur am Ende der Saison etwa 1°C tiefer liegt als zu ihrem Beginn.
- Die Gleichgewichtstemperatur (nach Mischung ohne Ladung während einiger Stunden) der Flüssigkeit am Ende der Heizsaison gemessen (am 8. Mai 2006) beträgt 10.4°C .

Grenzwerte der Betriebsbedingungen

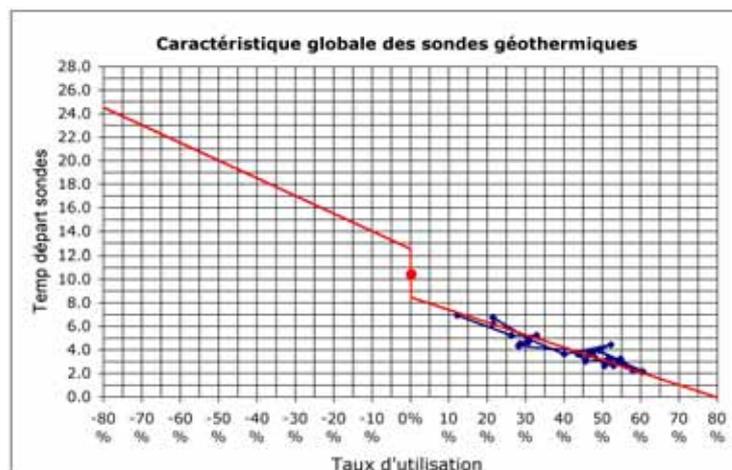
In erster Linie muss die Langlebigkeit der Erdwärmesonden gewährleistet werden. Es wird vermieden, sie zu Betriebsbedingungen jenseits ihrer Grenzwerte zu zwingen. Dies könnte irreversible Schäden verursachen. Gründe dafür könnten sein: Betrieb bei zu hoher Temperatur während der Kälteproduktion, was zu einer Austrocknung der Verbindung Sonde-Erdreich führen könnte, oder Betrieb bei zu tiefer Temperatur während der Wärmeproduktion mit dem Risiko der Bildung einer Eisschicht um die Sonde.

Die Definition der thermischen Impulse und ihrer Grenzwerte sind bei kombinierter Produktion komplexer (abwechselnde Durchgänge der Flüssigkeit über und unter der natürlichen Temperatur der Sonden) als bei blosser Heizung. Es ist bei kombinierter Produktion deshalb wichtiger, über ein Werkzeug zu verfügen, das bei der Planung und im Einsatz jeglichen Betrieb ausserhalb der Grenzwerte ausschliesst.

Mit diesem Ziel kann uns die oben gezeigte Betriebscharakteristik helfen, eine Gesamtsicht der Betriebsbedingungen der „überwachten“ Erdwärmesonden zu gewinnen.

Aus unserer Sicht kann die Charakterisierung auch die Arbeitsweise Wärmezufuhr beschreiben:

- Der rote Punkt markiert den Betrieb bei stabilisierter Temperatur ohne Aufladung, z.B. zu Beginn der Saison.
- Im vorliegenden Fall liegt er zwischen 10 und 11 $^{\circ}\text{C}$, siehe oben,
- Die Trendkurve rechts des Punktes umfasst bei Wärmeentnahme eine Extrapolation gegen 0 % und 100 % der Auslastung, ausgehend von den Messpunkten während der Heizsaison,
- Die zu überwindenden Temperaturunterschiede, um eine Wärme-Zufuhr oder eine -Entnahme vorzunehmen, beträgt hier etwa 2°C : man sieht, dass dieser Wert für beide gezeigte Fälle identisch ist (siehe Hypothesen über den Reaktionstest),



- Bei Wärmezufuhren in die Erde und gleich bleibender Auslastung auf der Abszisse ist die Trendkurve höher als bei Wärmeentnahmen, weil die übertragene Leistung ebenfalls höher ist (die Abfuhr enthält das Wärmeäquivalent der elektrischen Leistung für den Betrieb des Verdichters),
- Für diese Anlage verfügen wir über keine Ablesungen, haben jedoch die Richtigkeit der Hypothese bei anderen Anlagen bestätigen können
- Die als Grenzwert betrachtete Temperatur (25 °C) für die Erhaltung der Erdwärmesonde wird in diesem Fall bei einer Auslastung von mehr als 80 % erreicht.
- Es handelt sich um den **Ladequotienten, der bei der Kälteproduktion nicht übertroffen werden darf**.
- In der Praxis kann das System einen gegebenen Ladequotienten einhalten, indem man die Kapazität des Kälteverteilsystems einschränkt, beispielsweise indem für das **Kaltwasser eine Mindesttemperatur** festgelegt wird.
- In den meisten Fällen genügt ein Wert wie dieser, das heisst in derselben Grössenordnung wie der Grenzwert der Heizaufladung (von etwa 70 %), um eine „normale“ Kühlung zu gewährleisten. Bedingung ist allerdings, dass die internen und externen thermischen Ladungen nicht besonders hoch sind (wie etwa in einem Informatikraum oder bei einer völlig verglasten Aussenwand ohne Sonnenschutz usw.).
- Im gegenteiligen Fall besteht immer die Möglichkeit, ein zusätzliches Gerät für die Wärmeabfuhr z.B. in die Aussenluft zu planen und einzurichten. Es wird eingeschaltet, sobald der Mittelwert (z.B. von 24 Stunden) der Abgangswärme nach den Sonden den Grenzwert erreicht hat.

Bild 19

Umfassende Charakteristik der Erdwärmesonden
Temperatur ab Sonde, Nutzungsquote.

Diese Betrachtungen sind auf dieselbe Weise gültig für den Fall der Wärmeentnahme in der Sonde. Wird diese Charakteristik zu Beginn der Heizsaison festgelegt, kann man ein Überschreiten der Grenzwerte bei höherer Aufladung auch voraussehen und notwendigerweise verhindern. Dies beispielsweise durch den vorsorglichen Einbezug einer Hilfsquelle, die durch den Regler der WP eingeschaltet wird oder durch ein externes Gerät, falls die Grenzwerte nahezu erreicht sind. Ein solcher Fall tritt glücklicherweise nur sehr selten ein, denn er ist die Folge entweder einer schlechten Bemessung, einer nachträglichen Erhöhung der Ladungen (beispielsweise Einbau eines geheizten Schwimmbeckens) oder wenn sich das Erdreich viel schlechter als erwartet erweist.

Diese Darstellung des Verhaltens der Erdwärmesonden hat uns ebenfalls geholfen, bei Interventionen auf Anlagen, deren Betriebstemperatur nahe bei Null oder negativ war. Sie hat es uns ermöglicht, die Vorgänge besser zu verstehen und das Problem dem Betreiber auf anschauliche Weise zu erklären. Bei der Umsetzung von Sanierungsmassnahmen konnte dann die schrittweise Verbesserung der Arbeitsweise der Anlage ausgewiesen werden.

Technische Optionen

Das von uns bevorzugte technische Konzept für die „kombinierte WP“ basiert auf einer konventionellen WP-Anlage mit einer seriell hergestellten Maschine, die wir mit einigen Bestandteilen ergänzen, um eine Kälteproduktion zu ermöglichen.

Um ständig in der Lage zu sein, eine Wärme- und Kälte-nachfrage zu befriedigen, gehören zu dieser Anlage eine Wärmepumpe, ein Warmwasserspeicher, ein Kaltwasserspeicher und ein Gerät, das die notwendigen Schaltungen zwischen den Speichern, den anderen Verbrauchern und den Erdwärmsonden vornimmt.

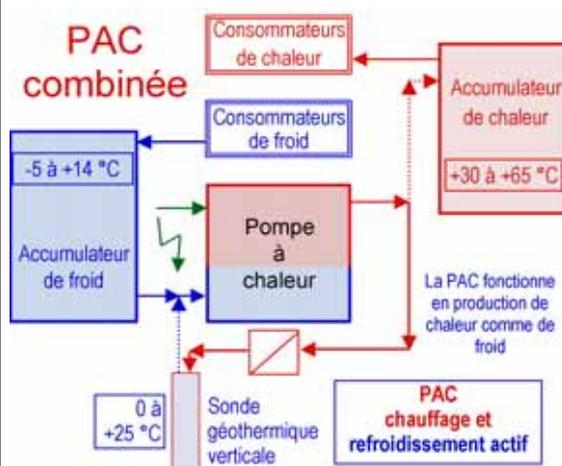


Bild 20

Prinzipschaltbild einer kombinierten WP:

*Kombinierte WP, Wärmeverbraucher, Wärmespeicher
Kälteverbraucher, Kältespeicher, Wärmepumpe*

Die WP erzeugt sowohl Wärme wie Kälte

Senkrechte Erdwärmesonde, WP mit aktiver Heizung + Kühlung.

Die Speicher spielen eine Doppelrolle: Die hydraulische Entkoppelung von Produktion und Nachfrage sowie die Gewährleistung genügend langer Arbeitszyklen bei jedem Belastungsfall der WP.

Das Problem, das wir mit diesem Konzept feststellen, besteht in den besonderen Anforderungen, die an die Fachkundigkeit und die Sorgfalt des Installateurs gestellt werden, wenn er die zusätzlichen Kreisläufe für die Kälteproduktion und die Steuerung der Durchflüsse einbauen muss. Überdies können Unterschiede der Anlagen, die auf Besonderheiten der Standorte zurückzuführen sind, bei der Einstellung und der Betriebsoptimierung zu Problemen führen. Das gilt sowohl für den elektrischen wie den hydraulischen Teil der Anlage. Um diese Unterschiede bei der Ausführung zu begrenzen, ohne den Einbau „konventioneller“ Teile der kombinierten WP durch „lokale“ Installateure zu verhindern werden wir deshalb zukünftig spezialisierte Elemente vorgängig im Werkstatt montieren. Es handelt sich um einen Wasser- und einen Elektroschrank, die auf dem nachfolgenden Schema beruhen und den barbarischen Namen „HeatCoolBox“ tragen.

Die „HeatCoolBox“ bezeichnet den Wasser- und den Elektroschrank, in denen sich die spezialisierten Bauteile der kombinierten WP befinden.

Der Wasserschrank enthält vor allem:

- Die spezifischen Umwälzpumpen und Wechselschieber für die kombinierte Produktion,
- Die Trennwärmetauscher zwischen den Kreisläufen mit glykolhaltigem Wasser und Reinwasser, da der Kaltwasserspeicher wenn immer möglich ausserhalb des Kreislaufs mit glykolhaltigem Wasser angeschlossen wird, was grosse Kosten- und Betriebsvorteile bringt,
- Verschiedene Temperatur- und Rückkühlungsfühler usw.

Die wichtigsten Bestandteile des Elektroschranks sind:

- Stromversorgung und Schalter für die WP,
- Stromversorgung und Schutz der Umwälzpumpen und Schieber,
- Industriell hergestellter programmierbarer Automat, dessen Funktionen bereits erläutert wurden,
- Elektrische Anschlussleisten der Schaltaktoren (die durch die WP gesteuert werden),
- Elektrische Anschlussleisten für die mit dem Automaten verbundenen Fühler.

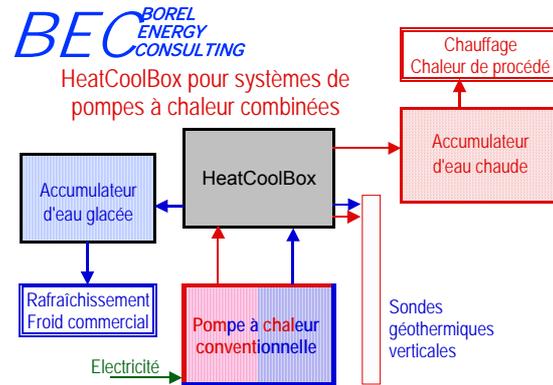


Bild 21

siehe Erklärungen im Text.

Der Elektroschrank einer solchen Anlage (gegenüber, oben) umfasst einen Automaten mit einem zusätzlichen Input/Output-Modul rechts, dann unterhalb die Schalter der ein- und dreiphasigen Umwälzpumpen (diese Anlage umfasst viele Verteilgruppen), dann die (grünen) Relais der Wechsel- und Mischschieber.



Figure 22

siehe Erklärungen im Text.

Wie gross ist der potenzielle Markt der kombinierten WP

Im Neu- wie im Umbau ist das Potenzial insbesondere für die Behaglichkeit im heissen Sommer bedeutend. Besonders bei den Einfamilienhäusern der oberen Preisklasse, in den Gewerbe- und Kleinindriebauten sowie im Dienstleistungssektor. Der Grund dafür sind die zusätzlichen Leistungen des Wärmepumpensystems, ohne Wartung oder Unterhalt.

Denken wir beispielsweise an die Vorteile der nicht mehr notwendigen Luftkühlungsanlagen oder feucht/trockenen Kühltürme für Kaltwasseranlagen.

Auch städtische Gebäude sind ein interessantes Marktsegment. Bedingung ist die vorgängige Ausführung der Bohrungen unter dem Gebäude, was noch nicht üblich ist, obschon es angesichts der Zuverlässigkeit und Dauerhaftigkeit der Erdwärmesonden überhaupt keine technischen Risiken gibt.

Auf dem Ersatzmarkt für bestehende Heiz/Kühlanlagen gibt es ebenfalls ein grosses Potenzial, vor allem im Gewerbe.

Beispiel für die technischen Anlagen für die Wärme- und Kälteproduktion einer Metzgerei, einer Bäckerei, eines Restaurants, eines Hotels usw. können auf dem nebenstehend gezeigten Konzept beruhen. Damit würden die Wärmeabgaben der Tiefkühlanlage über die „Black Box“ in das System eingeführt und sofort für die Heizung verwendet oder in den Erdwärmesonden zwischengespeichert.

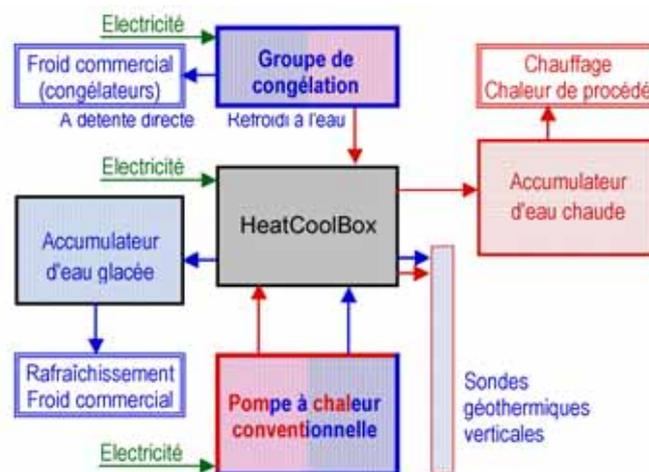


Bild 23

Elektrizität, Gewerbekälte

(Tiefkühler), Tiefkühlanlage, Heizung / Prozesswärme

Mit direkter Entspannung, wassergekühlt, Elektrizität, Kaltwasserspeicher, HeatCoolBox

Warmwasserspeicher

Kühlung/Gewerbekälte, konventionelle Wärmepumpe, Erdwärmesonden, Elektrizität.

Im Vergleich zur gegenwärtigen Situation ermöglicht eine Anlage dieser Art eine deutlich bessere Energieverwendung und eine sehr starke Senkung der Betriebskosten (Heizung, Elektrizität und Unterhalt), was das Konzept attraktiv und konkurrenzfähig macht.

Die Frage der Kostenvergleiche der verschiedenen Systeme

In den letzten Jahren haben wir (zu wenig zahlreiche) Vergleiche der gesamten Jahreskosten zwischen kombinierten WP-Systemen und herkömmlichen Anlagen (Wärme- und Kälteproduktion mit Heizöl, Kälte mit Kaltwasseranlage) durchgeführt. Sie ergaben einen grossen Unterschied in der Grössenordnung eines Drittels zu Gunsten der kombinierten WP.

Dieses bedeutsame Ergebnis rührt von den sehr tiefen Betriebskosten her (die etwa zweimal tiefer sind). Es entstand trotz der möglicherweise höheren Investitionskosten, die auf die hohen Kosten der Erdwärmesonde zurückzuführen sind.

Weil der Preis des Erdöls eindeutig schneller steigt als jener des Stroms, kann dieser Unterschied nur grösser werden. Die gegenwärtige Teuerung der Erdsondenbohrungen kann

diesen Vorteil der kombinierten WP mindern, aber nur wenig, vorausgesetzt, die Zinssätze nicht oder sehr wenig steigen.

Die sehr hohe Leistungsziffer (COP) der geothermischen WP bei der Kälteproduktion, selbst in der heissen Jahreszeit, verglichen mit der schlechten COP der Kaltwasseranlagen auf dem Höhepunkt der Kältenachfrage, trägt indirekt sehr stark zu den guten wirtschaftlichen Leistungen der kombinierten Anlage bei. Zusätzlich kann die im Sommer in die Sonden abgegebene Wärme diese Leistung in der Heizsaison noch verbessern.

Weil jede Anlage ein absoluter Einzelfall ist, werden wir hier keine detaillierte wirtschaftliche Analyse vornehmen. Unsere Erfahrung spricht klar für die wirtschaftliche Analyse jedes Vorhabens, welches die kombinierte WP-Anlage je nach Fall mit einer so genannten konventionellen Anlage mit Erdöl oder WP vergleicht.

Aussichten

Auf dem Markt sind gegenwärtig Einheiten zu finden, die eine komplette Heiz-, Kühl- und Lüftungsanlage für Einfamilienhaus mit sehr tiefem Energieverbrauch beinhalten. Nach unserer Ansicht sollte die Industrie vergleichbare, betriebsbereit anzubietende Anlagen entwickeln, welche die Bedürfnisse nach Heizung, Kühlung und positiver Gewerbekälte befriedigen. Als Option sollte eine Komfortlüftung und die Wärmerückgewinnung einer Tiefkühlanlage angeboten werden. So würden Gebäude energiesparender, die heute noch mit Anlagen ausgerüstet sind, die aus einzelnen, nicht notwendigerweise passenden Elementen zusammengebaut wurden.

Wir haben die Bedeutung der Erdwärmesonden für diese Art von Anlagen unterstrichen. Einmal geht es darum, auf diesem Gebiet aus Betriebserfahrungen zu lernen, was noch fehlt und mit einem Werkzeug geschehen könnte, wie es die hier vorgestellte Charakteristik darstellt. Wir schlagen ebenfalls vor, neue Betriebskonzepte zu erproben, wie die Gewinnung oder Einspritzung von Regelwärme, was nicht aufgrund der Reaktion des Erdreichs vor sich gehen sollte, sondern bloss in einem Teil des Sondenfelds. Dabei wird die Betriebstemperatur nahe dem Grenzwert gehalten, damit Kälte oder Wärme bei Temperaturen gespeichert werden können, die bei der passiven Kühlung direkter verwendet werden oder sogar als „passive Heizung“ dienen können.

JPB/BEC/Payerne/9.5.06

Übersetzung: Adrian Lüthi

Georg Dubacher
Dipl. Ing. HTL
ewz
Leiter Energiedienstleistungen
Tramstrasse 35
CH-8050 Zürich
edl@ewz.ch
www.ewz.ch/edl

Abwicklung von Gross-Wärmepumpen-Projekten aus der Sicht eines Contractors

Zusammenfassung

Eine erfolgreiche Zusammenarbeit zwischen Architekten und Planern mit dem Contractor ist kein Widerspruch. Alle an einem Projekt beteiligten Firmen haben das Ziel, der Bauherrschaft die bestmögliche Lösung anzubieten, diese umzusetzen und so die Bedürfnisse des eigentlichen Auftraggebers, des Kunden und des späteren Nutzers zu befriedigen. Der Contractor, als Bauherr der Energieversorgungsanlage, verfolgt dabei das Ziel, eine über die gesamte Nutzungsdauer optimale Energieversorgungsanlage zu betreiben. Berücksichtigt werden vor allem die Versorgungssicherheit, die Ökologie und die Wirtschaftlichkeit. Die Zusammenarbeit mit den involvierten Partnern ist dabei sehr intensiv. Die umgesetzten Energieversorgungslösungen führen sehr oft zu höheren Investitionskosten bei jedoch tieferen Betriebsaufwendungen.

Die Neuheit des Angebots von Energie-Contracting liegt einerseits in der Umsetzung von innovativen Energieversorgungslösungen und andererseits in der Ausgestaltung der Dienstleistung mit der Übernahme der Verantwortung für die Energieversorgungsanlage und der Übernahme des Betriebsrisikos während der Vertragsdauer.



Bild 1

Bei Bauprojekten sind sowohl die Architekten als auch die Planer als erste im Projekt integriert. Doch welche Rolle kann der Contractor spielen und wie gestaltet sich die erfolgreiche Abwicklung eines Contracting-Projektes?

Entscheid Energie-Contracting

Der Entscheid der Bauherrschaft für ein Energie-Contracting kann aus verschiedensten Gründen erfolgen. Einerseits sind es betriebswirtschaftliche Überlegungen, wie die Fremdfinanzierung der Anlagen, die kalkulierbaren Betriebskosten der Energieversorgung über die Vertragsdauer oder der Abgabe des Finanzierungs- und Betriebsrisikos an den Contractor. Ausserdem kann die Unsicherheit im Zusammenhang mit dem Einsatz und Betrieb von neuen, komplexen Technologien entscheidend sein.

Pflichtenheft

Am Anfang von jedem Energie-Contracting gilt es die Grundlagen zum geplanten Objekt zu beschaffen. Entscheidend dabei ist, am Start des Projektes mit der Bauherrschaft die Anforderungen auszuarbeiten und aus den Projektideen und den Vorstellungen über die zukünftige Nutzung ein dynamisches Pflichtenheft zu erarbeiten. In diesem Pflichtenheft werden anhand von ersten Flächen- und Nutzungsangaben die Energiedaten wie Leistung, Energieverbrauch und Temperaturen festgelegt. Die Art der Energieversorgung und der Deckungsgrad über nicht fossile oder CO₂-freie Erzeugungssysteme sind zu definieren.

Zusätzliche Bedürfnisse oder Wünsche sind ebenfalls fest zu halten. Mit diesen Angaben wird gemeinsam mit der Bauherrschaft, den Fachplanern und dem Architekten das Pflichtenheft erstellt. Das Pflichtenheft gilt als Grundlage für die weitere Bearbeitung des Projektes. Projektänderungen beim Gebäude, der Energieverteilung oder der zukünftigen Nutzung sind im Pflichtenheft nachzuführen.

Vorstudie

Als nächster Schritt klärt der Contractor mögliche Synergien mit den Nachbarliegenschaften und die zur Verfügung stehenden Wärmequellen ab. Dabei wird nicht nur das zu bebauende Grundstück betrachtet sondern die geografische Umgebung mit einbezogen. Aus diesen Abklärungen erstellt der Contractor erste Konzeptvarianten für die Energieerzeugung unter Berücksichtigung der verfügbaren Energiequellen, der Synergienutzung von Wärme- und Kälteerzeugungsanlagen und weiteren Randbedingungen. Zur Erarbeitung der Konzepte können die Erfahrungen aus vielen realisierten Contracting-Objekten und deren Betrieb miteinbezogen werden. Durch diese Kalkulation kann bereits eine erste Beurtei-

lung der Vollkosten und der Oekologie der einzelnen Varianten durchgeführt und mit der Kundin das weitere Vorgehen besprochen werden. Nach der Überprüfung des Pflichtenheftes, der Einrichtung eines Entscheidungsprotokolls und der Schnittstellen wird für den Kunden das verbindliche Angebot ausgearbeitet. Damit verfügt der Kunde bereits vor seinem Realisierungsentscheid über die verbindlichen Kosten für die Energieversorgung und kann diese bei der Wirtschaftlichkeitsrechnung des Projektes berücksichtigen.

Contactor versus Planer?

Im Unterschied zu einem konventionellen Planer gibt der Contractor damit der Kundin zu einem sehr frühen Zeitpunkt – noch vor dem Investitionsentscheid – eine verbindliche Aussage zu den jährlichen Energiekosten.

Relevanz

Wird der Contractor bereits in dieser ersten Phase beigezogen, kann eine optimale Projektentwicklung mit dem Fokus auf eine erfolgreiche Betriebsphase (15-30 Jahre) erfolgen. So ist es beispielsweise denkbar, dass Synergien mit Nachbarliegenschaften ermittelt und in das Projekt integriert werden können.



Planung

Während der Planungsphase arbeitet der Contractor eng mit der Bauherrschaft und dem Fachplanern zusammen. Die Energieerzeugungsanlagen werden nach den Vorgaben des Contractors durch die von ihm ausgewählten Fachplaner ausgelegt. Der Contractor kann in dieser Phase spezialisierte Fachplaner, Unternehmer oder Wärmepumpenfachleute speziell für nicht alltägliche Gewerke wie sehr grosse WP-Anlagen, Schwimmbäder oder Eisfelder beziehen. Diese Spezialisten können entweder ins Projektteam oder ins QS-Team integriert werden. Die Planungssitzungen werden durch den Projektleiter des Contractors begleitet. Vor dem Submissionsversand führt der Contractor, teilweise unter Einbeziehung von Spezialisten, eine weitere Qualitätsprüfung durch.

Qualitätssicherung

Im Unterschied zum konventionellen Planer ist der Contractor nicht nur für Planung und Erstellung zuständig, sondern auch Investor und späterer Betreiber der Anlage. Deshalb hat der Contractor ein grosses Interesse, dass die energetischen, qualitativen und betrieblichen Aspekte der Anlage berücksichtigt werden. Nur so kann ein optimales Verhältnis zwischen Investitions- und Betriebskosten erreicht und die am Start des Projektes definierten Ziele in der Realisierung auch umgesetzt werden.

Der zukünftige Objektleiter ist bei allen relevanten Gewerken bereits ab dem ersten Schritt, der Inbetriebsetzung, anwesend. Der Objektleiter ist eine vom Contractor eingesetzte Fachperson, die für den Betrieb der Anlagen des Energie-Contractings verantwortlich ist. Für die integrierten Tests ist der Fachplaner zuständig. Dazu gehören etwa die Kontrolle der Gasmeldeanlage oder die Simulation eines Stromausfalls. Die Ingebrauchnahme wird durch den Unternehmer geleitet. Dies mit Beteiligung von Fachingenieur und Contractor. Mit der Schlussabnahme ist der letzte Schritt für einen erfolgreichen Betrieb vollzogen.



Zum Betrieb der Anlagen im Energie-Contracting gehört die Erfolgskontrolle: Es wird geprüft, ob die Technik im täglichen Betrieb und unter den verschiedenen Bedingungen die geforderte Leistung erbringt. Aufgrund des Pflichtenheftes, dem Entscheidungsprotokoll und den Kenndaten wird der Betrieb der einzelnen Anlagen überprüft und laufend optimiert. Ausserdem werden in Zusammenarbeit mit den Hauswartungen die Einstellungen der Abgabesysteme, wie etwa die Heizkurven, entsprechend den Anforderungen der Nutzer angepasst.

Bei jedem konventionellen Bauprojekt ist der Schritt von der Erstellung zum Betrieb mit einem Know-how-Verlust verbunden. Die Planer haben detaillierte Kenntnisse der Konzepte, der Pläne und der Hintergründe, die zu den Entscheiden geführt haben. Der spätere Betreiber der Anlagen hingegen muss sich das notwendige Wissen erst aufwändig erarbeiten und erfragen. Bei komplexen Anlagen im Contracting hingegen, wird der Objektleiter vom Projektverantwortlichen in den ersten Wochen bis Monaten des Betriebes begleitet und der Projektleiter steht auch später bei Fragen zur Verfügung. Sollten Mängel zu beheben sein, geschieht dies jeweils in Zusammenarbeit von Projekt- und Objektleiter.

Bei einer konventionellen Planung endet mit der Abnahme der Haustechnik für den eingesetzten Fachplaner meist der Auftrag, und das Planungsbüro wendet sich neuen Projekten zu. Für den Betreiber der Anlagen ist es dadurch teilweise schwierig, benötigte Daten in angemessener Frist zu erhalten. Nicht so beim Energie-Contracting: da der Objektleiter vom Contractor eingesetzt wird, hat dieser jederzeit Zugang zu sämtlichen Daten.

Berichterstattung über den laufenden Betrieb

Zum Energie-Contracting gehört zudem, dass die Kundin – aufgrund der regelmässigen Rechnungsstellung und Berichterstattung durch den Contractor – laufend Kenntnis hat über die Kosten und den Verlauf des Energieverbrauchs.

Primo Bianchi
dipl. Arch ETH
Leiter Bau
Schweizerische Rückversicherungs-Gesellschaft / Swiss Re
Mythenquai 50/60
CH-8022 Zürich
Primo_Bianchi@Swissre.com
www.swissre.com

Ökologie und Ökonomie – ein Widerspruch?

Zusammenfassung

Swiss Re ist einer der weltweit führenden Rückversicherer und der grösste Lebens- und Krankenrückversicherer. Swiss Re hat sich bei ihrer Geschäftstätigkeit den Prinzipien der Nachhaltigkeit verschrieben. Im Bereich der Immobilien bedeutet dies unter anderem, dass Neubauten in der Schweiz nur noch nach dem Minergie-Standard erstellt und diese ausschliesslich mit erneuerbaren Energien und CO₂-frei betrieben werden. Dem Einsatz von Wärmepumpen kommt dabei eine besondere Bedeutung zu.

Résumé

Swiss Re, l'un des leaders mondiaux de la réassurance et le premier réassureur vie et santé au monde, a placé ses activités commerciales sous le signe du développement durable. Dans le domaine de l'immobilier, cela signifie entre autres que les nouveaux bâtiments construits en Suisse doivent répondre aux exigences du standard Minergie et utiliser uniquement des énergies renouvelables, sans émissions de CO₂. Dans ce contexte, les pompes à chaleur prennent une importance particulière.

Swiss Re ist einer der weltweit führenden Rückversicherer und der grösste Lebens- und Krankenrückversicherer. Das Unternehmen ist mit mehr als 70 Gruppengesellschaften und Vertretungen in über 30 Ländern präsent. Seit der Gründung 1863 in Zürich ist der Konzern in der Rückversicherung tätig. Swiss Re bietet eine breite Produktpalette für das Kapital- und Risikomanagement an.

Swiss Re erwirtschaftete im 2005 ein Ergebnis von CHF 1.45 Mia. und verfügte per Ende 2005 über rund CHF 130 Mia. Kapitalanlagen.

Die Unternehmungsphilosophie bildet dabei die Grundlage für die tägliche Arbeit sowie bei Entscheidungsprozessen. Darin festgehalten sind die Mission, die Kernwerte, Leitlinien und Verhaltensgrundsätze von Swiss Re.

Nachhaltigkeit ist neben Exzellenz, Effizienz und Integrität der vierte Kernwert. Risiken zu antizipieren ist eine der Leitlinien, konkrete Lösungen anzustreben einer der Verhaltensgrundsätze.

Im Zusammenhang mit Risiken bildet die Klimaveränderung und die damit einhergehende globale Erwärmung sowie die damit direkt oder indirekt verbundenen Folgen eine ernstzunehmende Herausforderung für jeden Erst- wie auch Rückversicherer.

Für Swiss Re ist dies tatsächlich eine der grössten Herausforderungen, was untenstehende Grafik eindrücklich illustriert.

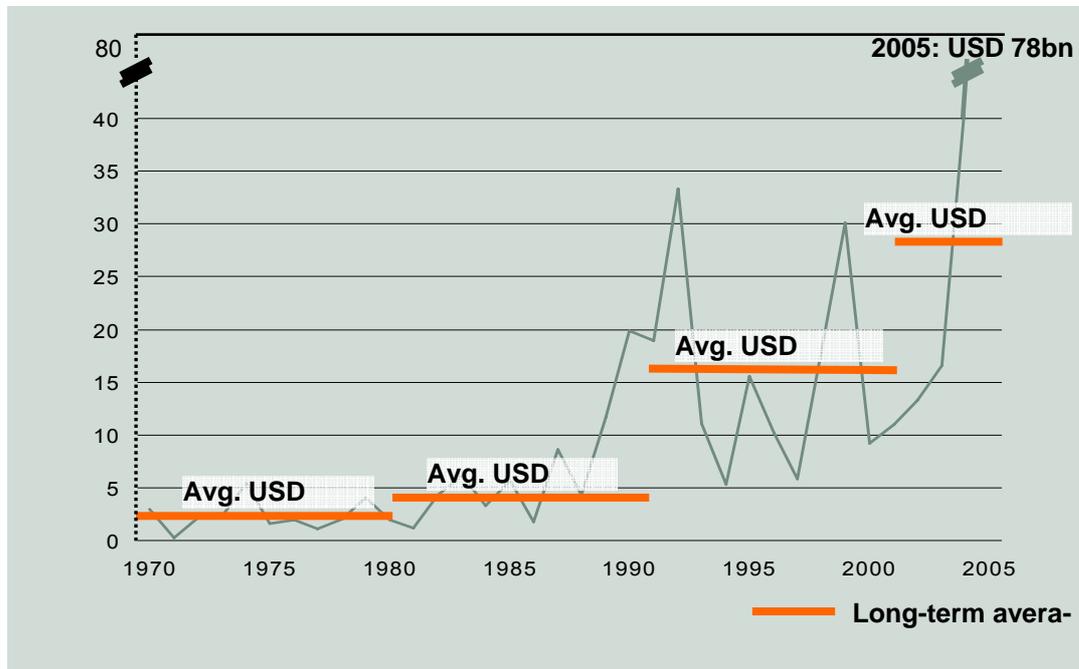


Bild 1

Versicherte Verluste 1970 – 2005 aufgrund wetterbedingter Naturkatastrophen [1].

Diese Entwicklung ist dramatisch. Drei Faktoren sind dafür verantwortlich: sozio-ökonomische Veränderungen (höhere Wertekonzentration in Küstengebieten, z.B. Florida), die natürliche Klimavariabilität und die vom Menschen verursachte Klimaveränderung.

Die CO₂-Werte in der Atmosphäre sind auf dem höchsten Stand und tragen zum Temperaturanstieg der Luft und der Meeresoberflächen bei. Allein im 20. Jahrhundert stieg die Meeresoberflächentemperatur um 0.6 °C! Es scheint, dass extreme Wetterbedingungen (Überschwemmungen, Dürren und Stürme) also auch durch den Menschen beeinflusst werden.

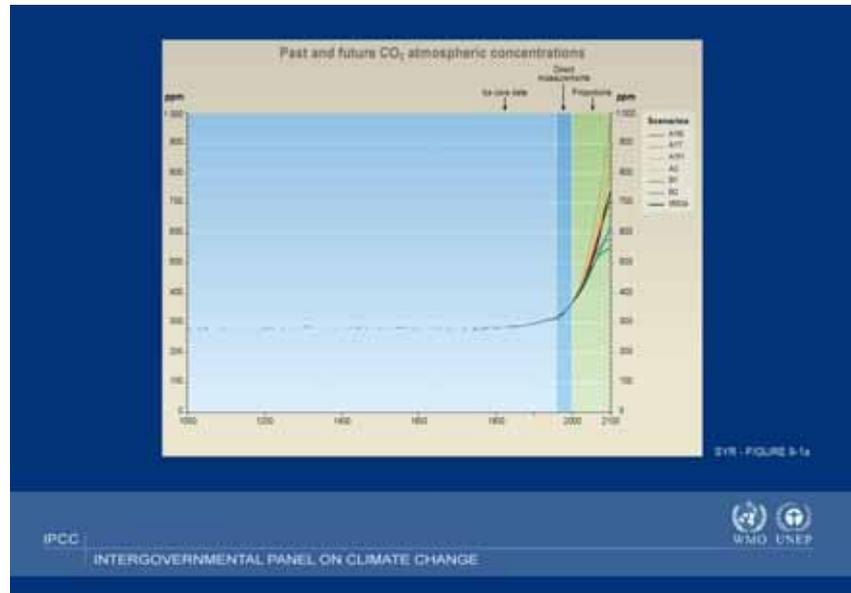


Bild 2
CO₂-Konzentration in
der Atmosphäre Jahr
1000 bis 2100 [2].

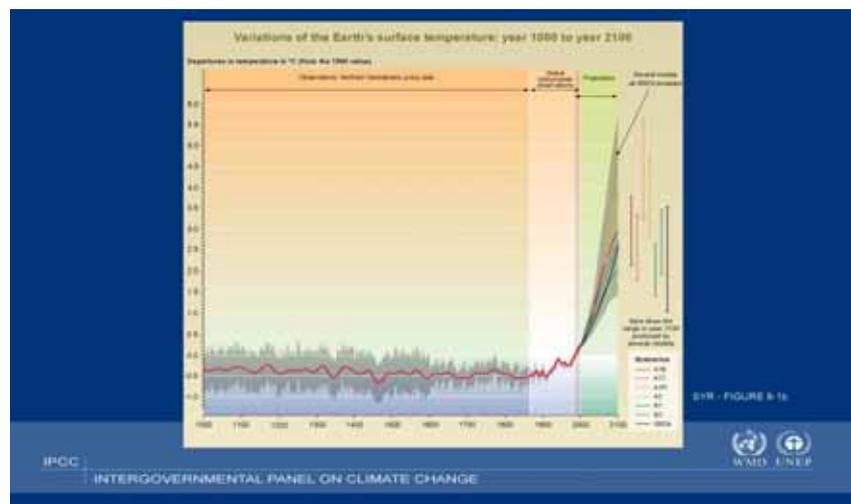


Bild 3
Erdoberflächentempe-
raturen Jahr 1000 bis
2100 [3].

Modellrechnungen zeigen, dass auch in der Schweiz in Zukunft im Sommer mit einer erhöhten Temperaturvariabilität und aber auch mit generell höheren Temperaturen zu rechnen ist. Am Ende des 21. Jahrhunderts könnte gemäss diesen Modellberechnungen jeder zweite Sommer gleich oder wärmer als der Sommer 2003 sein.

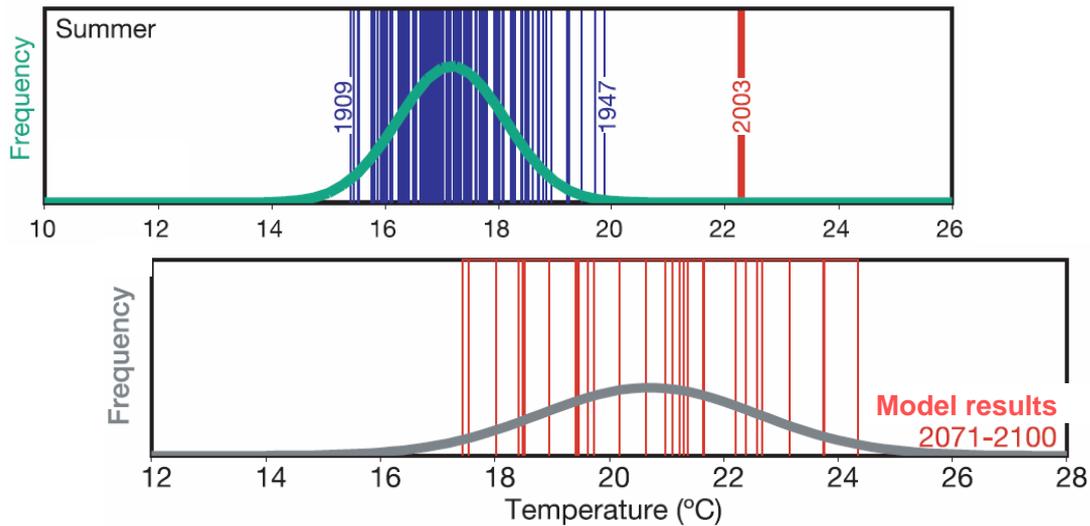


Bild 4

Temperaturen in den nächsten 100 Jahren: steigende Variabilität [4].

Der durch den Menschen verursachte CO₂-Ausstoss ist eine direkte Folge des fossilen Energieverbrauchs (Kohle, Erdöl und Gas). Untenstehende Grafik zeigt, dass der weltweite Primär-Energiebedarf auch in Zukunft vorab mit fossilen Energieträgern gedeckt werden wird.

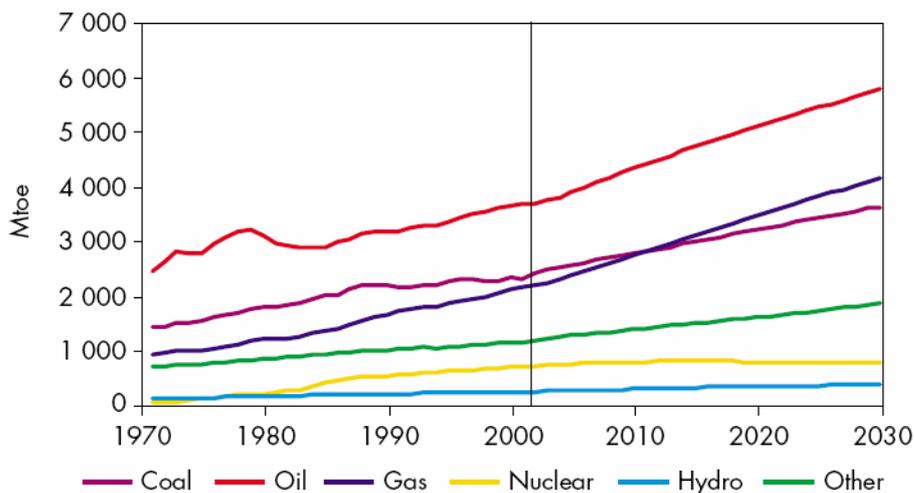


Bild 5

*Weltweiter
Primär-
Energiebedarf
(Stand 2004) [5].*

Aus den oben aufgezeigten Entwicklungen hat Swiss Re im Bezug auf Immobilien folgende Schlüsse gezogen:

1. Der generelle Energiebedarf bei Immobilien ist massiv zu reduzieren.
2. Die Abhängigkeit von fossilen Energieträgern ist ebenfalls zu reduzieren.
3. Kühlung auch in Wohngebäuden ist in Zukunft ein Thema.

Vergleich verschiedener Heizsysteme (Modellbeispiel für EFH im gasversorgten Gebiet)																	
	Ölheizung		Gasheizung		Holz ¹		Solar/ÖP ²		Solar/Gas ³		Wärmepumpe		Wärmepumpe		Pellets		
	Investition	Amortisation und Betrieb	Investition	Amortisation und Betrieb	Investition	Amortisation und Betrieb	Investition	Amortisation und Betrieb	Investition	Amortisation und Betrieb	Investition	Amortisation und Betrieb	Investition	Amortisation und Betrieb	Investition	Amortisation und Betrieb	
Wärmebedarf: ca. 20 000 kWh pro Jahr = ca. 2100 l Heizöl																	
Wärmeerzeugung in % der am Ort eingesetzten Energie (Anlagewirkungsgrad)	95%		100 bis 105% ³		85%		95% (Öl)		100 bis 105% (Gas) ⁴		230%		350%		85%		
Anschaffungskosten für Heizsystem (inkl. Installationen wie Regler, Tank, Kamin, Erdsonde, Pumpen mit Warmwasserbereitung usw., ohne Wärmeverteilung)	ca. 15 000		ca. 10 500		ca. 19 000		ca. 25 500		ca. 21 500		ca. 19 500		ca. 23 700 ⁵		ca. 28 000		
15/30 Jahre Amortisation, Zins 4,0%	1 188.55		954.10		1612.65		2 132.95		1 869.50		1 753.85		1 852.20		2 250.00		
Raumbedarfskosten (pro m ² ca. Fr. 300.-)	3 000		600		4 800		3 600		1 200		1 800		600		3 000		
30 Jahre Amortisation, Zins 4,0%	173.50		34.70		277.60		208.20		70.00		104.10		34.70		173.50		
Jährlicher Unterhalt, Wartung, Kontrollen	625.00		428.00		700.00		600.00		520.00 ⁶		300.00 ⁷		300.00 ⁸		200.00 ⁹		
Jährliche Energiekosten ⁷	1 614.90		1 398.00		1 766.95		1 291.20		1 118.40		1 200.00		850.00		1 400.00		
Jährliche Betriebskosten in Fr.	3 601.95		2 814.80		4 357.20		4 232.35		3 577.90		3 357.95		3 036.90		4 023.50		
Pro	- Anschaffungs- und Betriebskosten - lagerfähige Energie	- Anschaffungs- und Betriebskosten - geringer Platzbedarf - weniger CO ₂ -Bildung und Luftbelastung als mit Öl	- Holz: nachwachsende Energie - CO ₂ -neutral - lagerfähig	- Solar: Nutzung kostenloser Energie - weniger Umweltbelastung	- Solar: Nutzung kostenloser Energie - weniger Umweltbelastung	- Solar: Nutzung kostenloser Energie - weniger Umweltbelastung	- keine örtliche Umweltbelastung	- keine örtliche Umweltbelastung	- Solar: Nutzung kostenloser Energie - weniger Umweltbelastung	- keine örtliche Umweltbelastung	- keine örtliche Umweltbelastung	- keine örtliche Umweltbelastung - sehr hoher Jahresnutzungsgrad	- CO ₂ -neutral - modulierende Kessel - lagerfähig				
Contra	- CO ₂ -Bildung - Luftbelastung	- CO ₂ -Bildung - Luftbelastung	- arbeitsintensiv - grosse Luftbelastung - Anschaffungskosten - Asche-Entsorgung	- Anschaffungskosten - CO ₂ -Bildung - Luftbelastung	- Anschaffungskosten - CO ₂ -Bildung - Luftbelastung	- Anschaffungskosten - CO ₂ -Bildung und Luftbelastung (pejocht weniger als mit Öl)	- CO ₂ je nach Strom-Mix - nicht überall erlaubt (Grundwasser)	- CO ₂ je nach Strom-Mix	- Anschaffungskosten - CO ₂ -Bildung und Luftbelastung (pejocht weniger als mit Öl)	- CO ₂ je nach Strom-Mix	- CO ₂ je nach Strom-Mix - nicht überall erlaubt (Grundwasser)	- CO ₂ je nach Strom-Mix - nicht überall erlaubt (Grundwasser)	- CO ₂ je nach Strom-Mix - modulierende Kessel - lagerfähig	- CO ₂ je nach Strom-Mix - nicht überall erlaubt (Grundwasser)	- CO ₂ je nach Strom-Mix - nicht überall erlaubt (Grundwasser)	- CO ₂ je nach Strom-Mix - nicht überall erlaubt (Grundwasser)	
Die Lebensdauer der verschiedenen Heizsysteme beträgt rund 15 bis 20 Jahre und weist keine erwähnenswerten Unterschiede auf.																	

Bild 6
Übersicht verschiedener Heizsysteme [6].

¹ Stöckholzgaskessel mit Speicher, gemäss Windlager AG. ² Solarsystem 5 m² mit Photovoltaik-Modul für Selbstregulierung mit Kombi-Heizschrank mit integriertem Speicher für Heizung und Warmwasser = Solarumrüstung und 20% des Wärmebedarfs. ³ Bezogen auf den unteren Heizwert des Erdgases.
⁴ Bei Zweijahres-Servicerverträge, Pannenebelegung dafür teurer. ⁵ Schätzung: in der Regel keine Servicerverträge, Pannenebelegung dafür teurer. ⁶ Ohne Schlammensorgung. ⁷ Heizöl 77.1 Rp./l; Erdgas 6.99 Rp./kWh; Holz 7.5 Rp./kWh; Pellets 7 Rp./kWh. ⁸ Vergleichsberechnung der Eclotherm AG, ergänzt und aktualisiert durch den Verband der schweizerischen Gasindustrie (VSG). ⁹ Angabe: Holzenergie Schweiz.
Quelle: Preise: Bundesamt für Statistik, Juni 2005, Monatsdurchschnitt Erdgas Typ II; Heizölmenge 150 l bis 3000 l.

Das Energieleitbild von Swiss Re schreibt seit 2001 für Neubauten in der Schweiz den Minergie-Standard vor. Als Planungsvorgabe gilt gleichzeitig: Neubauten sollen – vorausgesetzt die Rahmenbedingungen lassen dies zu – CO₂-frei betrieben werden können.

Allein schon durch die Bedingung des CO₂-freien Betriebes fallen konventionelle Heizsysteme wie Öl- oder Gasheizungen für Neubauten ausser Betracht. Holz- oder Pellets-Heizungen sind zwar CO₂-neutral, belasten aber die Luft (Russ) und die anfallende Asche muss entsorgt werden. Auch Wärmepumpen sind nur dann im Betrieb CO₂-frei, wenn sie ausschliesslich mit aus Wasserkraft erzeugtem Strom (oder Solarstrom) betrieben werden. Swiss Re hat sich freiwillig entschieden, für ihre Betriebsliegenschaften, sowie für den Allgmeinstrom ihrer Anlageobjekte ausschliesslich Strom aus Wasserkraft einzukaufen.

Die Kombination von Wärmepumpe mit Erdsonden bietet aber auch die Option der Kühlung im Sommer, womit dieses System einen zusätzlichen kompetitiven Vorteil gegenüber den anderen Heizsystemen hat.

Es ist allerdings wichtig, haustechnische Systeme nicht separat, sondern im Kontext des ganzen Gebäudes zu beurteilen, denn intelligente Haustechniksysteme sind nur „ein“ Mosaiksteinchen im Gesamtsystem nachhaltiger Gebäude. Die soll anhand eines zur Zeit bei Swiss Re sich in Planung befindenden Projektes erläutert werden: die Mehrfamilienhäuser „Schenkelwiese Süd“ in Winterthur.

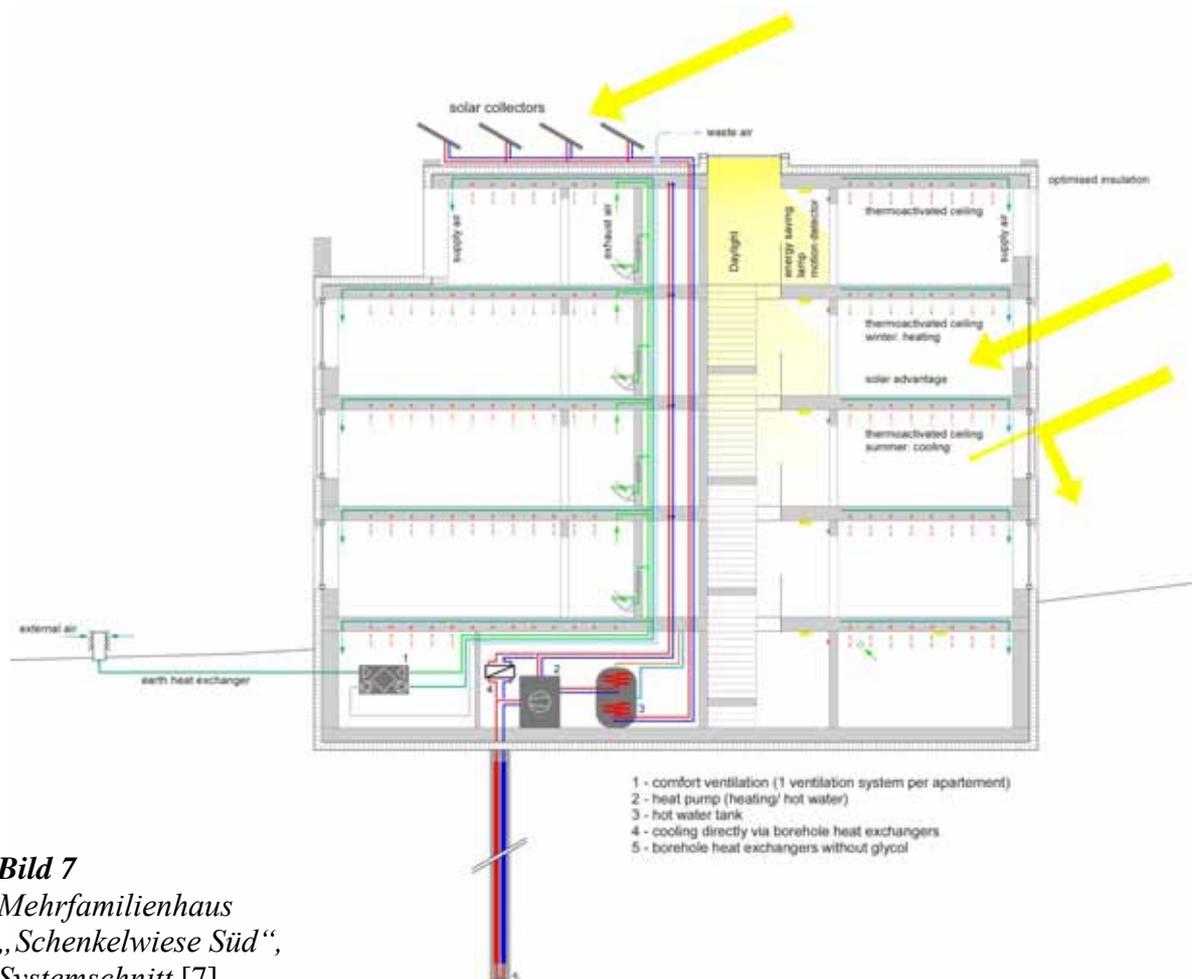


Bild 7
 Mehrfamilienhaus
 „Schenkelwiese Süd“,
 Systemschnitt [7].

Es handelt sich dabei um 6 Wohngebäude mit rund 50 Wohnungen unmittelbar angrenzend an das Zentrum von Winterthur Wülflingen. Besondere Beachtung wurde folgenden Kriterien geschenkt:

- hochstehende, zeitlose Architektur
- hoher Ausbaustandard
- umweltfreundliche, emissionsfreie Materialien
- komfortables, behagliches Raumklima
- gute Tageslichtqualität
- guter Lärmschutz
- Umnutzungsmöglichkeiten der Wohnungen
- Nutzungsmöglichkeit bis ins hohe Alter
- attraktive Aussenraumgestaltung
- gutes Kosten-/Nutzenverhältnis
- tiefe Energiekosten
- tiefe Unterhalts- und Betriebskosten
- Betrieb ausschliesslich mit erneuerbaren Energien (Wasserkraft) und ohne den Ausstoss des Treibhausgases CO₂.

Energieerzeugung

In jedem der sechs Gebäude ist eine Erdsonden-Wärmepumpen-Anlage geplant. Im Heizbetrieb wird die Wärmepumpe mit Vorlauftemperaturen von ca. 30 °C betreiben werden. Damit wird eine JAZ von ca. 4.3 erreicht. Die Erdsonden sollen ohne den Einsatz von Glykol betrieben werden, im Sommer werden diese zur Kühlung der Wohnungen eingesetzt. Die Erzeugung des Warmwassers erfolgt im Winter ebenfalls mit der für die Heizung vorgesehenen Wärmepumpe. (JAZ ca. 2.8). Zusätzlich ist eine solare Vorwärmung des Brauchwarmwassers vorgesehen.

Energieabgabe

Die Wohngebäude werden mit einem thermoaktiven Bauteilsystem beheizt und gekühlt.

Betrieb

Swiss Re beabsichtigt, einen Energie-Contracting-Vertrag abzuschliessen.

Die Vorteile in nachhaltige Immobilien mit intelligenter Haustechnik zu investieren sind dreifach:

1. Der Nutzer erhält ein Objekt mit hohem Komfort bei nachhaltig tiefen Kosten zu Marktpreisen.
2. Der Investor hat einen kompetitiven Vorteil mit seiner Immobilie und hat dadurch auch einen längeren Werterhalt – was mit steigenden Energiepreisen noch weiter zunehmen wird.
3. Die Umwelt wird geschont!

Quellen

- [1] Swiss Re Sigma, Katastrophendatenbank
- [2] www.ipcc.ch, climate change 2001 - synthesis report
- [3] dito
- [4] Schär et al. 2004, Nature, 427
- [5] International Energy Agency (IEA) – World Energy Outlook 2004
- [6] NZZ Sonderbeilage Bau- und Immobilienmarkt vom 15.11.2005, B9
- [7] A.D.P. Architektur Design Planung, Zürich (Architektur), Thomas Baumgartner & Partner AG, Dübendorf (Haustechnik). Gestaltungsplan, Mai 2005.

Abkürzungsverzeichnis

Die im Bereich Wärmepumpe meist gebrauchten Abkürzungen sind nachfolgend alphabetisch aufgelistet:

AZ	Arbeitszahl (COP über eine bestimmte Messdauer)
BFE	Bundesamt für Energie
BWW	Brauchwarmwasser (gleich wie WW)
COP	Coefficient of performance
eff.	effektiv
EFH	Einfamilienhaus
El. oder el.	Elektrisch
FAWA	Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen
FWS	Fördergemeinschaft Wärmepumpen Schweiz
HPP	Heat Pump Program (IEA-Wärmepumpenprogramm)
Hzg.	Heizung
IEA	Internationale Energie-Agentur
JAZ	Jahresarbeitszahl (AZ über ein Jahr oder eine Heizperiode gemessen)
L/W	Luft/Wasser
LZ	Leistungsziffer, siehe AZ
Min.	Minimum
Max.	Maximum
S/W	Sole/Wasser
SP	Technischer Speicher
Temp.	Temperatur
th	thermisch
VL	Vorlauf
WA	Wärmeabgabe (meist Radiatoren oder Fussbodenheizung)
WP	Wärmepumpe
WPZ	Wärmepumpentest- und Ausbildungszentrum
WW	Warmwasser (gleich wie BWW)

Nützliche Adressen

Bereichsleitung Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung und Kälte:

Bundesamt für Energie
Fabrice Rognon
Postfach
CH-3003 Bern
Tel. 031 322 47 56
fabrice.rognon@bfe.admin.ch

www.admin.ch/bfe oder www.energie-schweiz.ch: Alles über das Bundesamt für Energie und EnergieSchweiz (> Themen > Erneuerbare Energien > Umgebungswärme)
www.waermepumpe.ch: Seiten des Bereiches, Infos über Forschung und Entwicklung, Pilot- und Demonstrationsprojekte, Ökologie, inkl. Berichtbestellungen

Programmleitung Forschung und Entwicklung:

Prof. Dr. Thomas Kopp
Fachhochschule Rapperswil HSR
Oberseestrasse 10
CH-8640 Rapperswil
Tel. 055 222 49 23
tkopp@hsr.ch

Programmleitung Pilot- und Demonstrationsprojekte:

Prof. Dr. Max Ehrbar
Im Sixer 17 a
CH-7320 Sargans
Tel. 081 723 36 35
ehrbar.max@bluewin.ch

Fördergemeinschaft Wärmepumpen Schweiz (FWS)

Stephan Peterhans, Geschäftsführer, stephan.peterhans@fws.ch

Franz Beyeler, Leiter Informationsstelle, franz.beyeler@fws.ch

- Informationsstelle Wärmepumpen, Steinerstrasse 37, CH-3006 Bern, info@fws.ch
- Centre d'information pour les pompes à chaleur, Ch. de Mornex 6, Case postale 338, CH-1001 Lausanne, info@pac.ch
- Centro d'informazione per le pompe di calore, Trevano, Casella postale 105, CH-6952 Canobbio, milton.generelli@supsi.ch

Internet: www.fws.ch, www.pac.ch