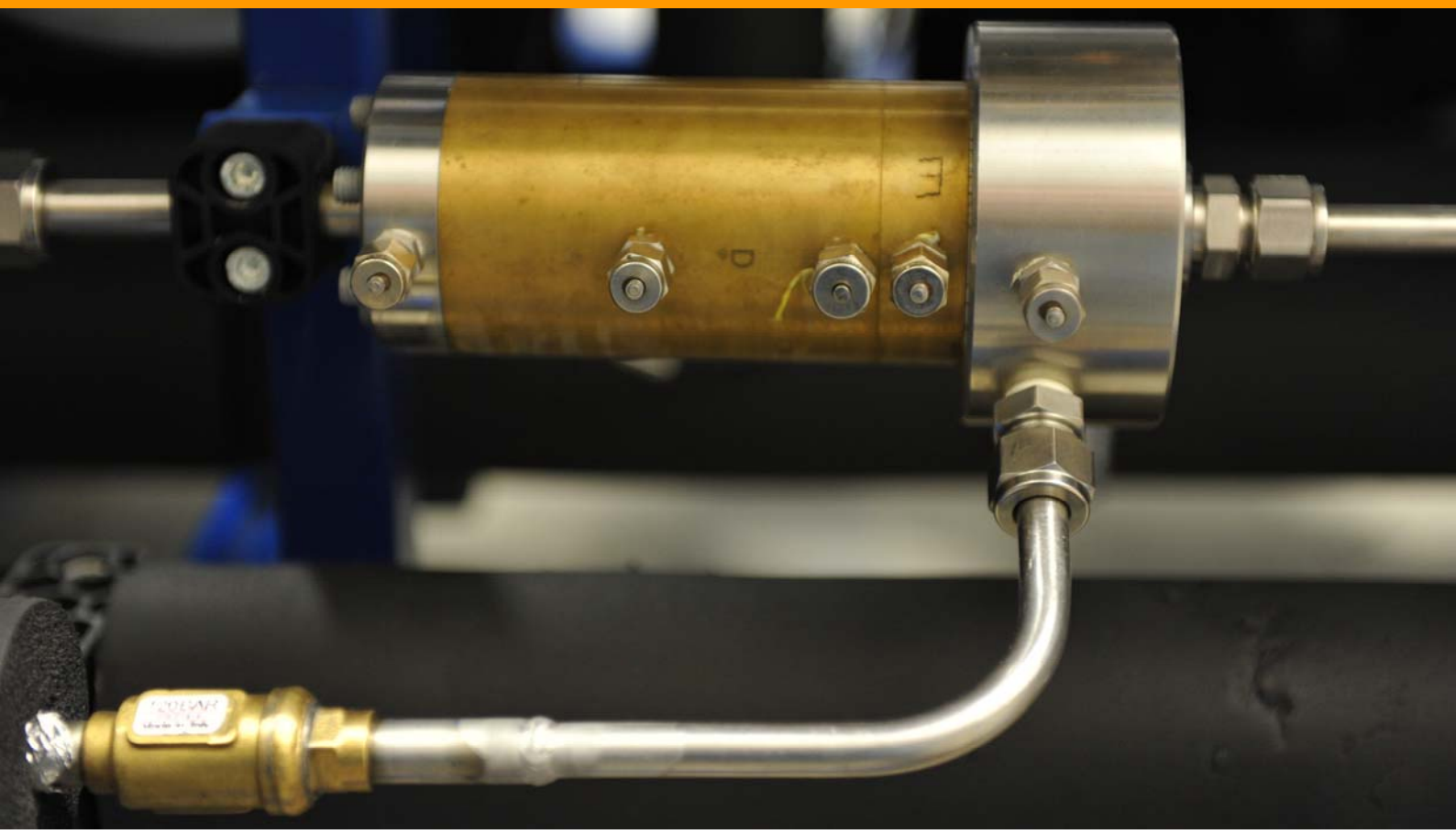
News aus der Wärmepumpen-Forschung

Wärmepumpen sind (auch) smart

Mittwoch, 25. Juni 2014 HTI Burgdorf



20. Tagung des Forschungsprogramms Wärmepumpen und Kälte des Bundesamts für Energie (BFE)

Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Bundesamt für Energie BFE

News aus der Wärmepumpen-Forschung

Wärmepumpen sind (auch) smart

Tagungsband zur
20. Tagung des Forschungsprogramms
Wärmepumpen und Kälte

25. Juni 2014
Berner Fachhochschule
HTI Burgdorf

Herausgeber
Bundesamt für Energie (BFE)

Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Bundesamt für Energie BFE

Impressum

Datum: Juni 2014
Bundesamt für Energie, Forschungsprogramm Wärmepumpen und Kälte
Mühlestrasse 4, CH-3063 Ittigen
Postadresse: CH-3003 Bern

www.bfe.admin.ch

Bezugsort der Publikation: www.bfe.admin.ch/forschung/waermepumpe

Vorwort

News aus der Wärmepumpen-Forschung

*In diesem Jahr dürfen wir Sie zum **20. Mal zur Tagung «News aus der Wärmepumpen-Forschung»** in Burgdorf einladen. Seit dem ersten Anlass 1995 hat sich die Veranstaltung zur Tradition und zum jährlichen Treffen der Schweizer Wärmepumpenszene entwickelt. Der Erfolg ist den Referenten mit ihren fundierten Vorträgen sowie Ihnen als Besucher und Experten in der Wärmepumpen-Branche – sei dies als Forscher, Hersteller, Lieferant, Planer, Installateur oder Anwender – zu verdanken. Die Tagung hat in den 20 Jahren ihres Bestehens die Forschungskompetenz in der Schweiz gezeigt und manchen innovativen Ansatz vorweggenommen, der später zum Erfolg wurde. Der Initiant der Tagung, Dr. Martin Zogg, wird am Schluss der diesjährigen Veranstaltung einen **Rückblick halten und wichtige Entwicklungsschritte der Wärmepumpentechnologie in Erinnerung rufen**.*

*Als Titel für die diesjährige Veranstaltung haben wir **«Wärmepumpen sind (auch) smart»** gewählt. Vermehrt wird von smarten (schlauen, intelligenten) Technologien gesprochen, welche die Energieversorgung der Zukunft bestimmen werden. Smart meters, smart grids oder smart cities, um nur einige zu nennen. Wärmepumpen sind schon lange eine schlaue Lösung, um eine minderwertige Wärmequelle in eine nutzbare Energieform umzuwandeln. Möglichst effiziente Systeme müssen aber über ausgefeilte Kältemittelkreisläufe verfügen, müssen in Abstimmung mit der Wärmequelle und der Wärmesenke intelligent gesteuert werden oder müssen in der Kombination mit verschiedenen Energiequellen und Speichern betrieben werden. Dafür braucht es eine kommunikative Steuerung und eine intelligente Abstimmung der diversen Systeme. Diese Forderung gilt auch für die Integration von Wärmepumpen in die Prozesse des Wärmebezügers, wie beispielsweise eines Industriebetriebs.*

*Besondere Herausforderungen werden die Einbindung von Wärmepumpen in intelligente Stromnetze oder in eine nachhaltige Energieversorgung einer Stadt sein. Über diese Zukunftsvision wird uns Peter Wagener als Leiter des Projekts **«Heat pumps in smart energy grids for sustainable cities»** der Internationalen Energie Agentur (IEA) berichten. In weiteren Referaten werden Sie Neues über die Kombination von Wärmepumpen mit verschieden erneuerbaren Energiequellen, die Integration ins System des Wärmebezügers sowie über clevere Konzepte für den Kältemittelkreislauf erfahren.*

Stephan Renz
Leiter Forschungsprogramm Wärmepumpen und Kälte

Martin Pulfer
Bereichsleiter Forschung

Avant-propos

Nouvelles de la recherche sur les pompes à chaleur

*Cette année, nous avons le privilège de vous inviter pour la **20e fois** à la manifestation **«Nouvelles de la recherche sur les pompes à chaleur», qui aura lieu à Berthoud.** Depuis la première fois en 1995, cette manifestation est devenue une tradition qui s'est imposée comme rencontre annuelle dans le domaine des pompes à chaleur en Suisse. Nous devons ce succès aux orateurs et au bien-fondé de leurs exposés, ainsi qu'à vous, en qualité de visiteur et d'expert dans la branche des pompes à chaleur - que ce soit comme chercheur, fabricant, fournisseur, concepteur, installateur ou utilisateur. Durant les 20 ans de son existence, cette manifestation a montré la compétence en matière de recherche en Suisse et a pris certaines initiatives innovantes, qui sont devenues ultérieurement des succès. A la fin de la manifestation de cette année, le Dr Martin Zogg, initiateur de celle-ci, procédera à une rétrospective et rappellera les étapes de développement importantes en matière de technologie des pompes à chaleur.*

*Comme titre pour cette manifestation, nous avons choisi **«Les pompes à chaleur (sont aussi) smart».** De plus en plus, on parle de technologies « smart », lesquelles détermineront l'alimentation en énergie de demain. Smart meters, smart grids ou smart cities, pour n'en citer que quelques unes. Depuis longtemps déjà, il existe une solution pour transformer une source d'énergie médiocre en une forme utilisable. Les systèmes les plus efficients doivent cependant disposer de circuits de réfrigération sophistiqués devant être pilotés de manière intelligente, en synchronisation avec la source de chaleur et le puits thermique, ou être utilisés en combinaison avec différents réservoirs et sources de chaleur. Pour cela, il faut une commande communicative et une synchronisation intelligente des différents systèmes. Cette exigence s'applique également à l'intégration de pompes à chaleur dans les processus du consommateur de chaleur, comme, par exemple, dans le cas d'une entreprise industrielle.*

*L'intégration de pompes à chaleur dans des réseaux électriques intelligents ou dans une alimentation en énergie durable d'une ville, constituera un important défi. Peter Wagener, en sa qualité de responsable du projet **«Heat pumps in smart energy grids for sustainable cities»**, de l'Agence internationale de l'énergie (AIE), s'exprimera sur ce sujet. Dans d'autres exposés, vous en apprendrez davantage sur la combinaison de pompes à chaleur avec différentes sources d'énergie renouvelable, sur l'intégration dans le système du consommateur d'énergie, ainsi que sur des concepts plus intelligents destinés au circuit réfrigérant.*

Stephan Renz
Responsable recherche Pompes à chaleur et froid

Martin Pulfer
Responsable recherche

Referenten

Rita Kobler
Dipl. Umwelt-Natw. ETH
Bundesamt für Energie
Sektion Erneuerbare Energien
CH-3003 Bern
rita.kobler@bfe.admin.ch

Franz Sprecher
Leiter Fachstelle Energie- und Gebäudetechnik
Amt für Hochbauten, Stadt Zürich
Lindenhofstrasse 21
Amtshaus II, Postfach
CH-8021 Zürich
franz.sprecher@zuerich.ch

Roland Wagner
Dr.
Amt für Hochbauten, Stadt Zürich
Lindenhofstrasse 21
Amtshaus II, Postfach
CH-8021 Zürich
roland.wagner@zuerich.ch

Floriane Mermoud
Docteur ès Sciences en Energétique. Ingénieur Génie des procédés énergétiques INSA LYON
Groupe Energie / Institut des Sciences de l'Environnement
Université de Genève
Batelle Bât D, Route de Drize 7
CH-1277 Carouge
floriane.mermoud@unige.ch

Marc Bätschmann
MSC ME ETH
Allianz 2SOL, BS2AG
Brandstrasse 33
CH-8952 Schlieren – Zürich
mbaetschmann@bs2.ch

Peter Wagener
Managing consultant
Business Development Holland b.v.
P.O. Box 1189
3840 BD Harderwijk - NL
wagener@bdho.nl

Carsten Wemhöner
Prof., dipl. Ing. TH
HSR Hochschule für Technik Rapperswil
Institut für Energietechnik IET
Oberseestrasse 10
CH-8640 Rapperswil
carsten.wemhoener@hsr.ch

Beat Wellig
Prof., Dr. sc. Techn. ETH
Hochschule Luzern – Technik & Architektur
CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik
Technikumstrasse 21
CH-6048 Horw
beat.wellig@hslu.ch

Jonas Schönenberger
Bsc Systemtechnik
Frigo-Consulting AG
Ingenieurbüro für Kältetechnik
Lerzenstrasse 8
CH-8953 Dietikon
j.schoenenberger@frigoconsulting.ch

Markus Josef Friedl
Prof., Dr. sc. techn.ETH
HSR Hochschule für Technik Rapperswil
Institut für Energietechnik IET
Oberseestrasse 10
CH-8640 Rapperswil
markus.friedl@hsr.ch

Ricardo J. Da Silva Lima
Ph.D.
École polytechnique fédérale de Lausanne (LTCM)
ME B1 345 (Bâtiment ME)
Station 9
CH-1015 Lausanne
rs_lima@hotmail.com

Hansueli Bruderer
Dr. sc. techn. ETH
KWT Kälte-Wärmetechnik AG
Viessmann Group
Rütimoosstrasse 5
CH-3076 Worb SBB
hansueli.bruderer@kwt.ch

Martin Zogg
Dr. sc. techn. ETH
Kirchstutz 3
3414 Kirchberg
stobi@bluewin.ch

Tagungs-Moderation

Stephan Renz
dipl. Ing. ETH, ND BWI, SIA
Programmleiter des BFE-Forschungsprogramms Wärmepumpen und Kälte
Beratung Renz Consulting
Elisabethenstrasse 44
CH-4410 Basel
renz.btr@swissonline.ch

Martin Pulfer
dipl. Ing. FH
Leiter Forschungsprogramme Verkehr, Akkumulatoren, Verfahrenstechnik Wärmepumpen, Kälte
Bundesamt für Energie
CH-3003 Bern
martin.pulfer@bfe.admin.ch

Inhaltsverzeichnis

Ökodesign, Förderprogramme, Label und EnergieSchweiz **9**
Rita Kobler

Potenzial von Erdwärmesonden im urbanen Raum am Beispiel der Stadt Zürich **18**
Franz Sprecher / Roland Wagner

In situ monitoring results of an existing geothermal heat pump for the heating of a retroffited office building in Geneva **27**
Floriane Mermoud

Minimierung des Exergiebedarfs durch die Kombination von Wärmepumpen mit Erdwärmesonden und PV/T-Solarkollektoren **43**
Marc Bätschmann

Heat pumps in smart energy grids for sustainable cities (IEA HPP Annex 42) **56**
Peter Wagener

Integrierte Wärmepumpensysteme für nZEB (IEA HPP Annex 40) **83**
Carsten Wemhöner

Integration von Wärmepumpen in industrielle Prozesse mit Hilfe der Pinch-Analyse **97**
Beat Wellig

Ejektor steigert Effizienz einer transkritischen CO_2-Kälteanlage **111**
Jonas Schönenberger

Wärmepumpen mit Gaskühlung im Zweiphasenkompressor **123**
Markus Friedl

Next Heat Pump Generation (NxtHPG): Pushing energy efficiency and environmental barriers to higher **135**
Ricardo J. Da Silva Lima

Grosswärmepumpen - Herausforderungen und Erfahrungen der KWT im weltweiten Einsatz **150**
Hansueli Bruderer

20 Jahre Wärmepumpentagung und Wärmepumpenentwicklung **159**
Rückblick und Ausblick des „Gründers“
Martin Zogg

Abkürzungsverzeichnis **182**

Nützliche Adressen **183**

Rita Kobler, Dipl. Umwelt-Natw. ETH
Bundesamt für Energie
Sektion Erneuerbare Energien
CH-3003 Bern
rita.kobler@bfe.admin.ch
www.bfe.admin.ch

Ökodesign, Förderprogramme, Label und EnergieSchweiz

Zusammenfassung

Der Energiesektor ist im Wandel und Energieeffizienz in aller Munde. Die Nutzung von Umgebungswärme wird immer häufiger. Je mehr Anlagen in Betrieb sind, umso grösser die Summe der verschwendeten kWh, wenn diese Anlagen nicht optimal und energieeffizient laufen. Aus diesem Grund werden in der Zukunft Instrumente und Massnahmen zur Qualitätssicherung und zur Effizienzsteigerung noch mehr Gewicht erhalten. EnergieSchweiz unterstützt diesen Prozess auf verschiedenen Ebenen. Das Wärmepumpen-System-Modul als neues Qualitätslabel zeigt genau in die richtige Richtung. Die EU versucht mit der Energieverbrauchskennzeichnung dem Endkunden nötige Informationen für gute Entscheidungen bereit zu stellen. Die Ökodesign-Richtlinie stellt sicher, dass die schlechtesten Produkte nicht mehr verkauft werden dürfen. Die Ökodesign-Anforderungen werden zukünftig schrittweise verschärft.

Résumée

Le secteur de l'énergie est en pleine transformation et l'efficacité énergétique est sur toutes les lèvres. L'exploitation de la chaleur ambiante devient toujours plus fréquente. Plus le nombre d'installations en service est élevé, plus la quantité de kWh gaspillés est importante si ces installations ne sont pas exploitées efficacement. Dès lors, les instruments et les mesures visant à assurer la qualité et à augmenter l'efficacité gagneront en importance à l'avenir. SuisseEnergie soutient ce processus à différents niveaux. En tant que nouveau label de qualité, le système de pompe à chaleur modulaire montre la bonne voie. Avec le marquage de la consommation d'énergie, l'Union européenne vise à fournir aux clients finaux les informations leur permettant de prendre les bonnes décisions. La directive sur l'écoconception garantit que les produits les moins efficaces ne puissent plus être vendus. Les exigences en matière d'écoconception deviendront progressivement plus sévères.

Wärmepumpen sind schon lange Thema in der Energiepolitik. Als Ersatz von fossilen Heizungen helfen sie die im Gebäudebereich anfallenden CO_2-Emissionen zu reduzieren. Aus diesem Grund wurden in der Schweiz Rahmenbedingungen geschaffen, welche den Einsatz von Wärmepumpen begünstigen. So haben die kantonalen Energiegesetze mit den Anforderungen zum Höchstanteil an nicht erneuerbaren Energien im Neubaubereich der Wärmepumpe zum Durchbruch verholfen. Im Sanierungsbereich profitieren Wärmepumpen von Fördergeld aus dem Gebäudeprogramm von Bund und Kantone. Zusätzlich fördern weitere indirekte Massnahmen wie z.B. Informationsmaterialen oder Aus- und Weiterbildungen die Anwendung dieser Technologie.

Das Gütesiegel der «European Heat Pump Association» (EHPA) sowie das dem EHPA-Gütesiegel ebenbürtige Schweizerische Gütesiegel der Fachvereinigung Wärmpumpen Schweiz (FWS) haben dazu beigetragen, dass in der Schweiz mehrheitlich Wärmepumpen mit einer hoher Qualität eingebaut werden.

Seit 1996 führt die Firma Hubacher Engineering im Auftrag des Bundesamtes für Energie (BFE) und des BFE-Programmes EnergieSchweiz Feldmessungen an Wärmepumpen durch. Neben der Energieeffizienz werden in den Feldmessungen auch Erkenntnisse bezüglich Alterung und Verfügbarkeit als Langzeiterfahrung erfasst. Seit Beginn der Studien wurden bei über 250 verschiedenen Anlagen Daten erhoben. Das heute aktive Sample besteht aus ca. 170 Anlagen. Die dazu gehörenden Berichte sind auf der BFE-Homepage jederzeit abrufbar[1] [1].

Zusammenfassend kann bezüglich Energieeffizienz folgendes festgehalten werden: die Feldmessungen zeigen, dass Wärmepumpenanlagen einen grossen Teil der produzierten Nutzwärme aus der Umgebung (Luft, Erde, Wasser) beziehen. Das energetische Potenzial ist aber bei weitem nicht ausgeschöpft.

EnergieSchweiz: ein Programm zur Förderung der Energieeffizienz und der Nutzung von erneuerbaren Energien

EnergieSchweiz realisiert in enger Zusammenarbeit mit zahlreichen Partnern aus Wirtschaft und Politik, Umwelt- und Konsumentenorganisationen sowie privatwirtschaftlichen Agenturen Projekte und Kampagnen. Im Zentrum stehen dabei die Sensibilisierung und Aufklärung der Schweizer Bevölkerung über die Nutzung von erneuerbaren Energien und den effizienten und sparsamen Umgang mit Energie.

Auf der Homepage von EnergieSchweiz befinden sich zahlreiche wertvolle Unterlagen – von Bauherrentipps, Planungs- und Dimensionierungshilfen im Gebäudebereich über verschiedene Online-Checks (zum Gebäude-Heizsystem, zu Energie und Strom in Wohngebäude, AutoEnergieCheck usw.) bis zu Unterstützungsmassnahmen für Branchenlösungen. Wobei auch Instrumente für Bund, Kantone und Gemeinden nicht

[1] http://www.bfe.admin.ch/themen/00490/00502/index.html?lang=de&dossier_id=03725 (BFE, Erneuerbare Energien Umgebungswärme, Berichte)

ausgelassen werden, denn das Energieeffizienzpotenzial bei Infrastrukturanlagen und öffentlichen Gebäuden ist gross.

Studie zu Eisspeicher-Sonnenkollektoren-Wärmepumpenanlagen

Kurz vor dem Abschluss steht eine Studie zu Eisspeicher-Sonnenkollektoren-Wärmepumpenanlagen. Bei deren Ausarbeitung wurde eng mit den auf dem Markt tätigen Systemanbieter zusammen gearbeitet. Zusätzlich wurden bereits realisierte Anlagen in die Untersuchungen mit einbezogen. Die Resultate liegen noch nicht vor, jedoch kann schon gesagt, werden, dass die häufig formulierte Kritik betreffend tiefen Quellentemperaturen nicht gerechtfertigt ist. Der Eisspeicher ist während den meisten Betriebsstunden „nur“ ein ganz normaler Pufferspeicher für die Wärme aus der Solaranlage. Die Studie wird ca. im Sommer 2014 veröffentlicht.

Die Eisspeicher-Studie zeigt klar, dass bei Systemkombinationen eine engere Begleitung der Anlageninstallation und eine Betriebsoptimierung unverzichtbar sind. Bei Eisspeicher-Anlagen sollten immer Wärme- und Stromzähler eingebaut werden. Idealerweise so, dass sowohl die Effizienz der Wärmepumpe, die Jahresarbeitszahl als auch der Wärmenutzungsgrad gemessen wird. Bei einem Vergleich zwischen verschiedenen Wärmeerzeugungsanlagen ist vor allem der Wärmenutzungsgrad aussagekräftig.

Wärmepumpen-System-Modul – ein neues, privates Label

Mit der finanziellen Unterstützung von EnergieSchweiz hat die Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz (FWS) ein Konzept zur Schaffung eines neuen Qualitätslabels entwickelt. Mit dem Wärmepumpen-System-Modul soll eine optimale Einbindung der Wärmepumpe in das hydraulische System gewährleistet werden. Eine mangelhafte Planung, Installation oder eine nicht fachgemässe Einregulierung kann die Systemeffizienz massiv beeinträchtigen trotz qualitativ hochstehender Wärmepumpe. Daraus resultiert ein erhöhter Stromverbrauch.

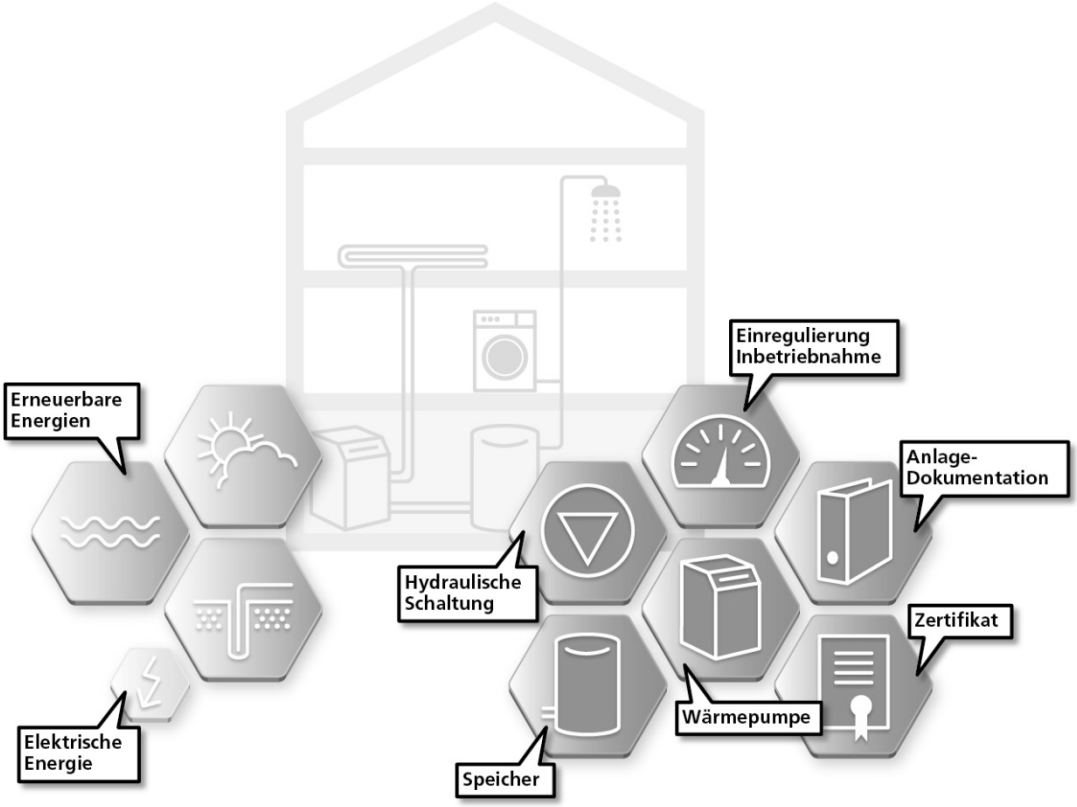


Bild 1: *Das Wärmepumpensystemmodul und die dazugehörenden Eigenschaften.*

Bei der Entwicklung des Konzepts haben verschiedene Lieferanten und Verbände mitgearbeitet. Das Wärmepumpensystemmodul wird heute neben der FWS, von der suissetec, von GKS und dem SWKI getragen. Hausbesitzer und Bauherren können ab Herbst 2014 bei Neubauten und bei Sanierungen eine zertifizierte Wärmepumpenanlage erstellen lassen. Vorerst gilt dies jedoch nur für Kleinanlagen bis 15 kW.

Wer eine Anlage mit dem FWS-Qualitätslabel Wärmepumpensystemmodul bestellt, hat wichtige Qualitätsanforderungen, wie saubere Planung, gute Hydraulik, seriöser hydraulischer Abgleich, Nachkontrolle etc., gleich mit eingekauft. Die FWS wird mit Stichprobenkontrollen prüfen, dass die Anforderungen des Wärmepumpensystemmoduls auf der Baustelle eingehalten werden[2].

[2] Weitere Informationen unter www.fws.ch/waermepumpen-system-modul.html

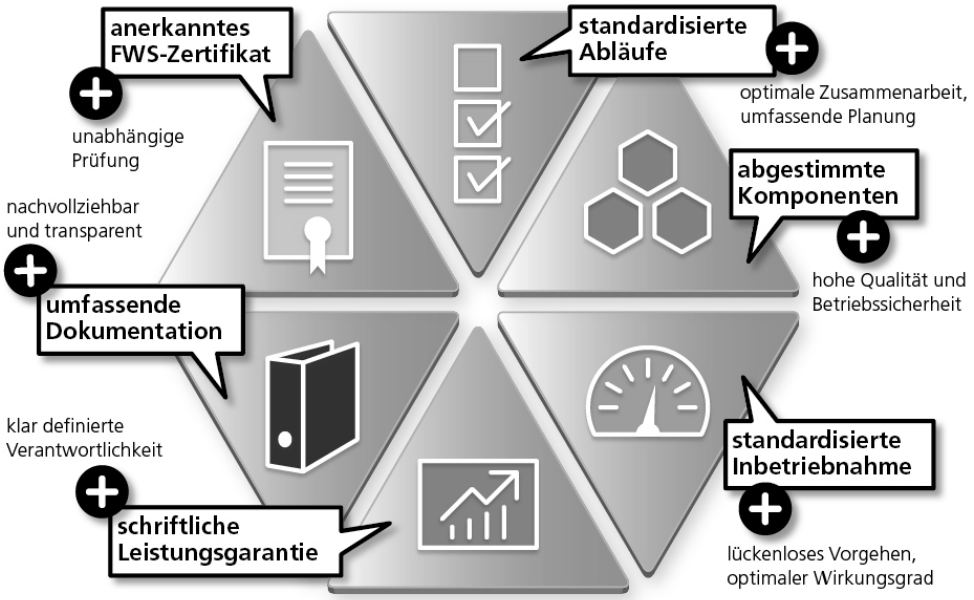


Bild 2: *Das Wärmepumpensystemmodul und die dazugehörenden Prozesse.*

Ökodesign und Energiekennzeichnung – europäische Gesetzgebung

Basierend auf der Ökodesign-Richtlinie erlässt die EU Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung energieverbrauchsrelevanter Produkte (Energy-related Products = ErP). Für die Ausarbeitung dieser sehr zahlreichen Anforderungen, wurden die verschiedenen Produkte auf über 30 Kategorien, sogenannte Lot, verteilt. Lot 1 betrifft Heizkessel und Kombiheizkessel (inkl. Wärmepumpen), Lot 2 die Warmwasserbereiter (inkl. Brauchwarmwasser-Wärmepumpen).

Nach langen Vorbereitungsarbeiten publizierte die europäische Union im Spätsommer 2013 die neuen gesetzlichen Regelungen für Lot 1 und Lot 2, also für Gas- und Ölfeuerungen, Wärmepumpen und Wärmespeicher, WKK-Anlagen u.a. Ab September 2015 sind alle Hersteller verpflichtet, die in der Ökodesign-Richtlinie enthaltenen Mindestanforderungen einzuhalten [3]. In der Bild 3 sind die in der EU ab 2015 (dunkel blau) und ab 2017 geltenden Mindestanforderungen (blau) eingezeichnet. Die eingezeichnete Linie der Mindestanforderungen bezieht sich auf die Wirkungsgradskala, welche in der zweiten Spalte aufgeführt ist, wobei bei Wärmepumpen ein Wirkungsgrad von 100% etwa einem SCOP (seasonal coefficient of performance) von 2,5 entspricht.

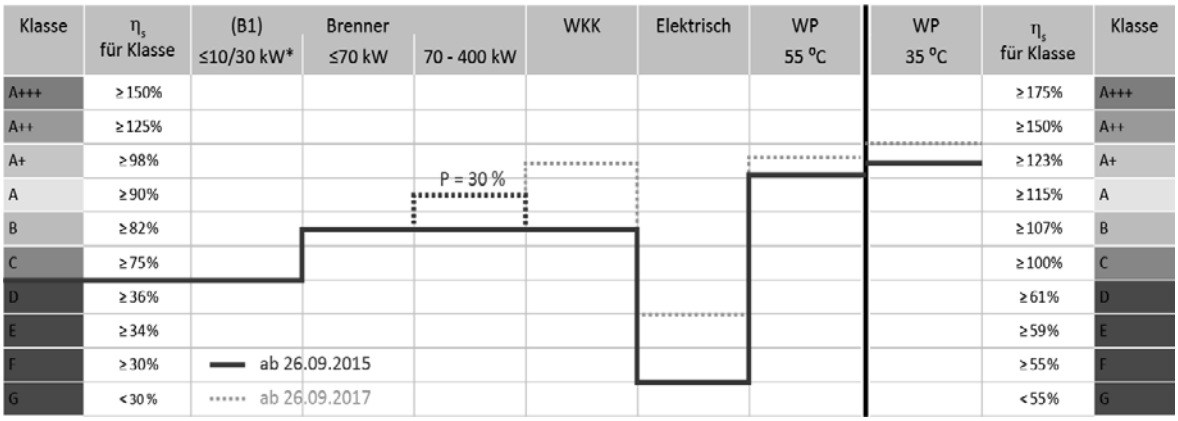


Bild 3: *Einteilung in die verschiedenen Klassen mit eingezeichneten Mindestanforderungen.*

Ebenfalls ab September 2015 tritt die Energiekennzeichnungspflicht für Einzelgeräte und Systeme in Kraft [4]. Die in Lot 1 und Lot 2 aufgeführten Produkte müssen dann mit einer Energieetikette versehen werden. Bild 4 zeigt, wie das Label für die Wärmepumpen aussehen wird. Die Klassenzuteilung über den Wirkungsgrad ist in Bild 3 dargestellt. Bei der Klassenzuteilung für Niedertemperaturwärmepumpen gilt eine strengere Skalierung (zweite Spalte von rechts).

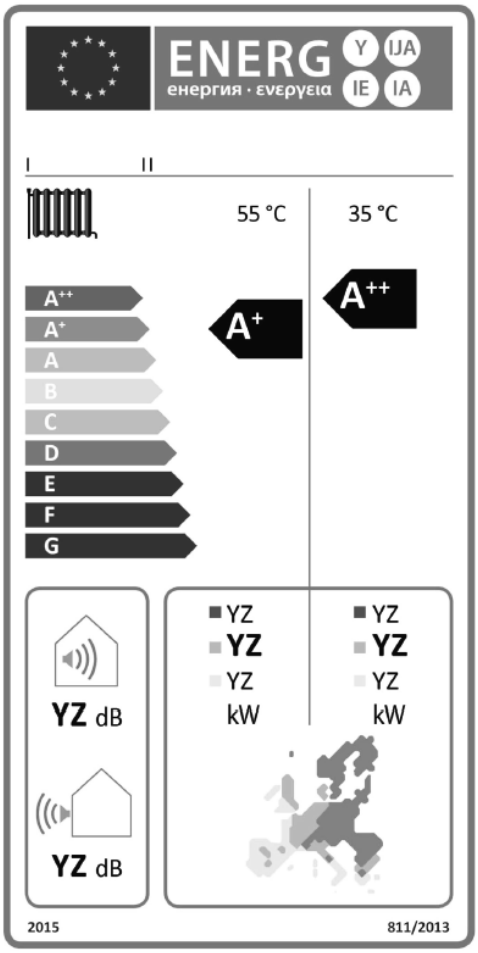


Bild 4: *Beispiel einer EU-Energieetikette für eine Luft/Wasser-Wärmepumpe für Heizzwecke.*

Die Energiekennzeichnungspflicht der EU für Wärmeerzeuger gilt einerseits für den Verkauf einzelner Geräte. Andererseits bildet es ein Puzzlesteinchen bei der Bestimmung des Jahresenergieverbrauchs des Gesamtsystems, was in der EU ebenfalls gesetzlich verlangt wird. Wer in der europäischen Union in Zukunft eine Wärmeerzeugungsanlage mit Haupterzeuger, einer Temperaturregulierung und einem Speicher verkaufen will, muss für dieses Gesamtsystem eine Energieetikette generieren, das sogenannte Package- oder System-Label (siehe Bild 5).

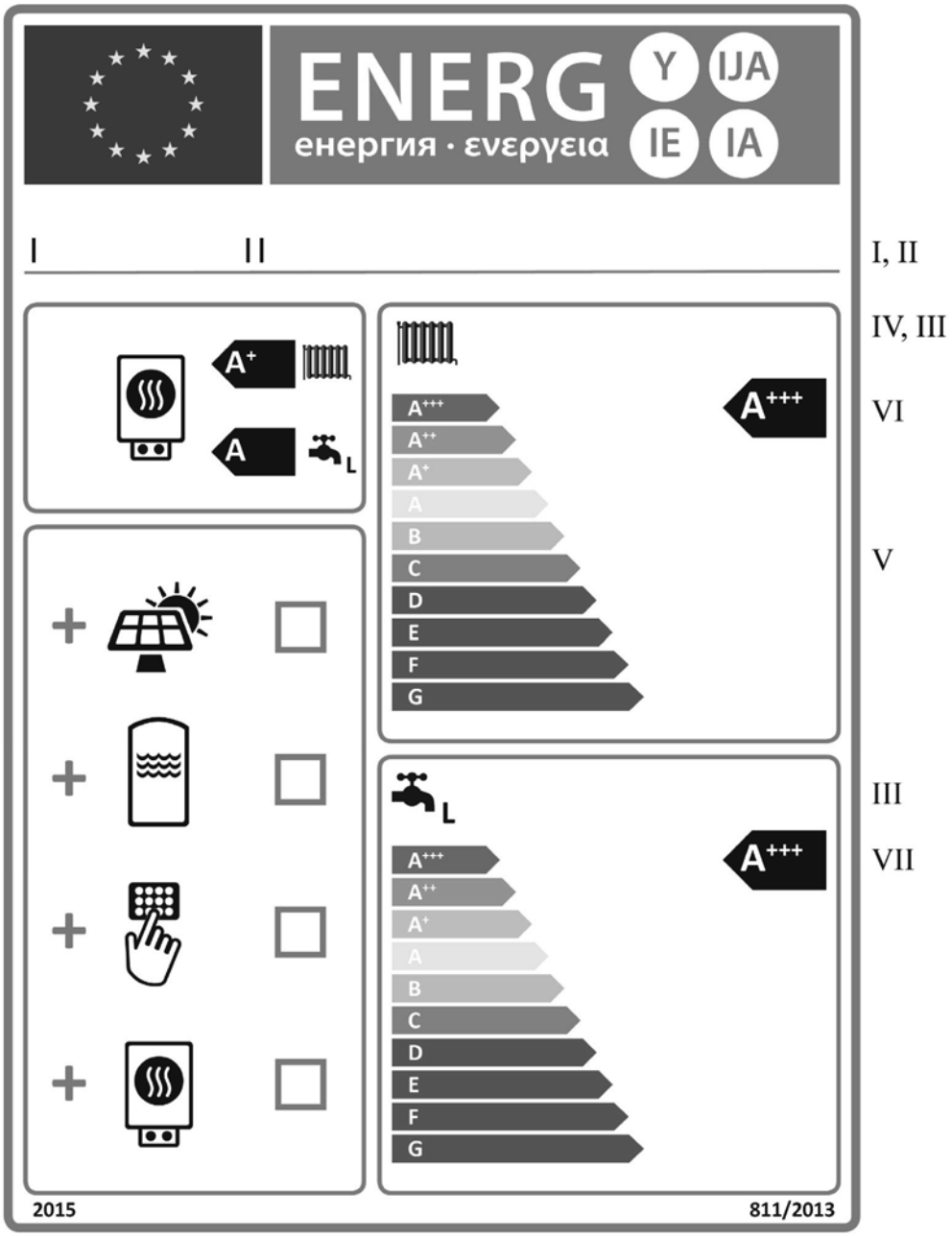


Bild 5: *Beispiel eine EU-Etikette für eine Gesamtanlage. Oben links die Effizienz des Hauptwärmeerzeugers.*

Die erste Stufe der Kennzeichnung ist der Hauptenergieerzeuger ohne Temperaturregulierung. Wird das Gerät, wie es in den meisten europäischen Ländern üblich ist, mit einer Temperaturregulierung verkauft, so wird der Lieferant bereits ein Systemlabel anbringen müssen.

Bild 6: *Zeichen, dass eine Temperaturregulierung mitberücksichtigt ist.*

Im Weiteren ist bezüglich den europäischen Vorschriften zur Energiekennzeichnung und Ökodesign wichtig, dass bei der Wärmepumpe ein sogenannter SCOP (seasonal coefficient of performance) ermittelt werden muss. Der SCOP basiert auf verschiedenen nach EN 14825 [5] gemessenen Normpunkten und kann für drei unterschiedliche, jedoch klar geregelte Klimazonen bestimmt werden. Der SCOP-Wert für die Ermittlung der Effizienzklasse für die Energieetikette muss jedoch auf Basis der Klimazone Strassburg beruhen. Beim SCOP werden die Stand-by-Verluste sowie der Einsatz von einem allfälligen elektrischen Heizeinsatz mitberücksichtigt. Die EU erlaubt dem Hersteller von Wärmepumpen bei der Energiekennzeichnung den Bivalenzpunkt frei zu wählen, jedoch darf dieser bei maximal +2° C Aussentemperatur liegen.

Zwischen dem SCOP und der Primärenergieeffizienz liegt vereinfacht nur der von der Europäischen Kommission festgelegte Faktor 2.5. Dieser Faktor soll den Primärenergiebedarf des europäischen Strommix abbilden. Mit dem Umrechnen auf den Primärenergiebedarf werden die verschiedenen Wärmeerzeuger untereinander vergleichbar. Wie auch gut aus Bild 3 hervor geht.

Wie es in der Schweiz weitergeht

Die Schweizer Energiepolitik ist im Wandel und es ist zu erwarten, dass in den kommenden Jahren verschiedene gesetzliche Rahmenbedingungen ändern werden.

Zeitnah werden in kommenden nationalen Energieverordnungsrevisionen auch in der Schweiz weitere Anforderungen zu energieverbrauchsrelevanten Produkten festgelegt werden.

Eine umfassende Revision des nationalen Energiegesetzes ist im Rahmen der Energiestrategie 2050 vorgesehen. Die Kommission für Umwelt, Raumplanung und Energie des Nationalrates (UREK-N) behandelt zurzeit den ausgearbeiteten Gesetzesentwurf.

Quellen

[1] Peter Hubacher, Hubacher Engineering, QS-WP/QP: Fortsetzung des Feldmonitorings von WP-Anlagen mittels Feldmessungen, Analyse des Langzeitverhaltens und Bestimmung der Effizienz für das Modell der Wärmepumpenstatistik für die Jahre 2008 bis 2011, 2013, Bern, CH

[2] Bundesamt für Energie, Schweizerische Elektriziätsstatisitik 2012, Seite 52, Publi.-Nr.: 805.005.12, 2013, Bern, CH

[3] Amtsblatt L239 der Europäischen Union, VERORDNUNG (EU) Nr. 813/2013 DER KOMMISSION vom 2. August 2013 zur Durchführung der Richtlinie 2009/125/EG des Europäischen Parlaments und des Rates im Hinblick auf die Festlegung von Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung von Raumheizgeräten und Kombiheizgeräten, 2013, Brüssel, BE

[4] Amtsblatt L239 der Europäischen Union, DELEGIERTE VERORDNUNG (EU) Nr. 811/2013 DER KOMMISSION vom 18. Februar 2013 zur Ergänzung der Richtlinie 2010/30/EU des Europäischen Parlaments und des Rates im Hinblick auf die Energiekennzeichnung von Raumheizgeräten, Kombiheizgeräten, Verbundanlagen aus Raumheizgeräten, Temperaturreglern und Solareinrichtungen sowie von Verbundanlagen aus Kombiheizgeräten, Temperaturreglern und Solareinrichtungen, 2013, Brüssel, BE

[5] CEN, EN 14825:2013, Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern zur Raumbeheizung und -kühlung unter Teillastbedingungen und Berechnung der saisonalen Arbeitszahl, 2013, Brüssel, BE

Franz Sprecher, Leiter Fachstelle Energie- und Gebäudetechnik, Roland Wagner, Dr.
Amt für Hochbauten, Stadt Zürich
Lindenhofstrasse 21
Amtshaus II, Postfach
CH-8021 Zürich
roland.wagner@zuerich.ch
www.stadt-zuerich.ch/hochbau

Potenzial von Erdwärmesonden im urbanen Raum am Beispiel der Stadt Zürich

Zusammenfassung

Die Stimmberechtigten der Stadt Zürich bekannten sich 2008 mit grosser Mehrheit zur Reduktion des Energieverbrauchs auf 2000 Watt pro Person. Das im Kontext dieser energiepolitischen Vorgabe in der Gemeindeordnung der Stadt Zürich erarbeitete Konzept Energieversorgung 2050 (EK 2050, [1]) geht im Effizienzszenario davon aus, dass ab 2050 die Wärmenachfrage nur noch zu 5% bis 10% mit Öl und Erdgas gedeckt wird, während Wärmepumpen sowie Fernwärme den höchsten Anteil des Wärmebedarfs bereitstellen. Als Wärmequellen für Wärmepumpen dienen Erdwärme, Oberflächengewässer, Aussenluft und nicht genutzte Abwärme.

Die Studie „Erdsondenpotenzial in der Stadt Zürich“ (www.stadt-zuerich.ch/egt -> Projekte realisiert, [2]) stellt eine Folgearbeit zum EK 2050 dar, in der das Potenzial von Erdwärmesonden (EWS) für die Wärme- und Kälteversorgung unter besonderem Fokus auf die hohe Wärmenachfragedichte im urbanen Kontext untersucht wird. Im Ergebnis zeigt sich, dass unter konservativen Annahmen ein nachhaltiger Wärmeentzug aus dem Untergrund wegen der gegenseitigen Beeinflussung von EWS nur für Ausnützungsziffern bis etwa 0.06 möglich ist. Die Ausnützungsziffer in der Stadt Zürich beträgt jedoch mehr als 0.4.

Die gegenseitige Beeinflussung von EWS kann durch eine aktive Regeneration des Untergrundes mit Wärme z.B. aus Solarkollektoren, Gebäuden oder aus der Umgebungsluft vermindert oder sogar kompensiert werden. Die aktive Regeneration des Untergrundes ist für einzelne Objekte bereits erprobt und bei grösseren EWS-Feldern mit geringen EWS-Abständen zwingend erforderlich und daher Stand der Technik. Heute findet in der Stadt Zürich jedoch nur bei 15% der installierten Anlagen aktiver Wärmeeintrag in den Untergrund statt.

Anhand von drei Pilotarealen im Stadtgebiet Zürich wurde untersucht, ob unter den lokalen Bedingungen (Wärmebedarf auf Stufe Einzelobjekt und Platzangebot für EWS-Bohrungen) genügend grosse EWS-Felder als saisonale Wärmespeicher realisiert werden können. Es wird gezeigt, dass in den drei untersuchten Arealen die im Jahr 2050 erwartete Wärmenachfrage

über aktiv regenerierte EWS-Felder bereitgestellt werden kann. Die Studie kommt daher zum Schluss, dass die Nutzung des Untergrundes als Wärmespeicher einen bedeutenden Beitrag zur langfristigen Wärmeversorgung leisten kann.

Ausgangslage

Die Stadt Zürich hat ein "Konzept Energieversorgung 2050" (EK 2050, [1]) für das Jahr 2050 erarbeitet. Es stellt für jedes Quartier in verschiedenen Szenarien die Entwicklung des Energiebedarfs der Gebäude dem Angebot an erneuerbaren Energien gegenüber und zeigt, dass die 2000-Watt-Ziele im Gebäudebereich mit forcierten Gebäudeerneuerungen und weitestmöglicher Nutzung erneuerbarer Energien erreichbar sind. Ob die im EK 2050 auf der Basis von Richtwerten quantifizierten Erdwärme-Potenziale für einzelne Stadtgebiete auf Stufe Einzelobjekt umsetzbar sind, wurde im Rahmen der Studie

"Erdsondenpotenzial in der Stadt Zürich" [2] detaillierter untersucht.
Die Fläche, auf der im Stadtgebiet Zürich Erdwärmesonden-Bohrungen zulässig sind, beträgt 3'309 ha. Nach Angaben des kantonalen Amts für Abfall, Wasser, Energie und Luft (AWEL) sind auf diesem Gebiet heute bereits 4'076 EWS (924 EWS-Anlagen) mit einer durchschnittlichen EWS-Länge von 210 m in Betrieb [2]. Die über diese Anlagen erzeugte Nutzenergie beträgt etwa 45 GWh pro Jahr. Gemäss Effizienzszenario im EK 2050 würden Erdwärmesonden-basierte Systeme im Jahr 2050 aber rund 450 GWh/a zur Wärmeversorgung beitragen, was einem Wärmeentzug von etwa 355 MWh/a entspricht [3]. Das ist rund zehnmal mehr als heute.

Bei nur 141 von 924 EWS-Anlagen werden die EWS auch zur Kühlung genutzt. In der Gesamtbilanz ist der Wärmeentzug aus dem Untergrund also bedeutend grösser als der Wärmeeintrag. Deshalb stellt sich die Frage, ob der Netto-Wärmeentzug zu einer fortschreitenden Abnahme der Bodentemperatur führt, oder ob sich durch natürliche Regeneration (Wärmestrom über die Erdoberfläche und durch geothermischen Wärmestrom aus dem Erdinnern) sich ein (quasi-) stationäres Temperatur-Feld einstellen kann.

Wie viel Erdwärme ist nachhaltig nutzbar?

Erdwärmesonden werden heute überwiegend für Wärmeentzug genutzt. Durch den kontinuierlichen Wärmeentzug aus dem Boden bildet sich um die EWS ein sich radial ausdehnender "Temperatur-Trichter" aus, analog zur Absenkung des Grundwasserspiegels um einen Brunnen. Dabei nimmt die Temperatur in der Umgebung der EWS im Jahresmittel ab. Der Temperatur-Trichter dehnt sich solange aus, bis über die Erdoberfläche und durch den geothermischen Wärmestrom in der Jahresbilanz gleich viel Energie nachfliesst, wie mit der EWS aus dem Erdreich bezogen wird [4]. Bild 1 zeigt anhand der sog. „g-Funktion“, wie dieser Gleichgewichtszustand (stationärer Zustand) einer Einzelsonde der Länge 150 m sich im Vergleich zu einer Situation mit mehreren identischen EWS mit Abstand von 30 m

zueinander verhält. Die „g-Funktion“ ist für einen angenommenen Wärmeentzug aus einer Sonde und für definierte thermische Gesteinseigenschaften proportional zur Abnahme der Temperatur an der Grenzfläche zwischen Erdwärmesonde und dem angrenzenden Erdreich (z.B. [5]). Der Gleichgewichtszustand ist durch den horizontalen Verlauf der „g-Funktion“ charakterisiert und tritt nach einer Zeit ein, die proportional zur quadratischen Sondenlänge H ist [5]. Für 150 m tiefe Sonden tritt der stationäre Zustand nach etwa 600 Jahren ein, wie in Bild 1 zu erkennen ist.

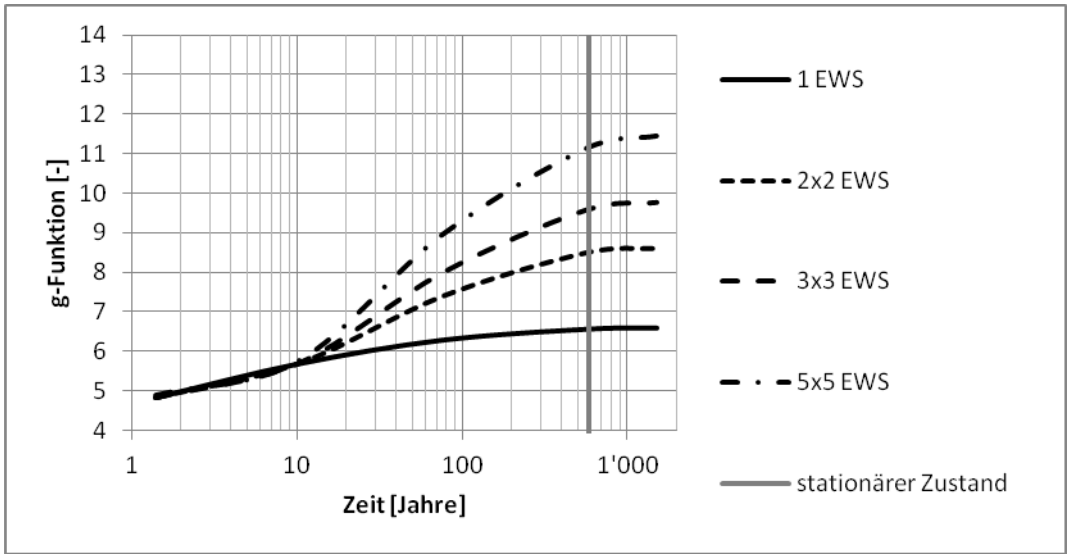


Bild 1: *„g-Funktion“ einer Erdwärmesonde (1 EWS, durchgezogene Linie) im Vergleich mit den g-Funktionen von verschiedenen Anordnungen von EWS (EWS-Länge H = 150 m, Abstand B = 30 m, verändert nach [2]).*

In der Regel wird der Gleichgewichtszustand während der technischen Nutzungsdauer von EWS nicht erreicht und spielt bei der Auslegung von Erdwärmesonden auch keine Rolle: „Für den Wärmeentzug gilt eine minimale Wärmeträgertempertaur […], die während des Betriebs nicht unterschritten werden darf. Eine Nutzungsdauer von 50 Jahren muss für den Jahresverlauf der Erdwärmesondentemperatur gewährleistet sein“ (SIA 384/6:2010, S. 17). Eine EWS wird also so lange genutzt, bis nach Ablauf einer Nutzungsdauer von 50 Jahren das geothermische Potenzial – bei angenommen gleichbleibendem Wärmeentzug – erschöpft ist. Diese Form der Wärmenutzung, bei der in erster Linie nur die im Boden gespeicherte Wärme genutzt wird, kann aber nicht als nachhaltig bezeichnet werden.

Eine nachhaltige Erdwärmenutzung setzt auch voraus, dass die Temperatur-Trichter benachbarter EWS sich nicht überlappen, d.h. die Abstände zwischen EWS müssen entsprechend gross bemessen sein. Nach [5] ist die gegenseitige Beeinflussung von EWS gering, falls der Abstand B zwischen EWS grösser ist als die halbe Sondenlänge H, also B > H/2. Gemäss einer vereinfachten Schätzung nach [2] treffen diese Bedingungen nur in Gebieten mit Ausnützungsziffern von ca. 0.06 zu. In der Stadt Zürich beträgt die Ausnützungsziffer mehr als 0.4. Das nachhaltig nutzbare Erdwärmepotenzial der Stadt Zürich beträgt effektiv nur etwa 3 kWh/m^2/a [2].

Aktive Regeneration der Bodentemperatur

Durch Wärmeeintrag in den Boden, d.h. durch aktive Regeneration, kann die gegenseitige Beeinflussung von EWS reduziert oder kompensiert werden. Als Wärmequelle kommt z.B. Abwärme, Solarwärme oder Wärme aus der Umgebungsluft in Frage. Aktive Regeneration ist bei EWS-Feldern bereits Stand der Technik, da dort die gegenseitige Beeinflussung der einzelnen Sonden untereinander so gross ist, dass die Hinterfüllung der Sonden sonst bereits nach wenigen Jahren einfrieren würde.

In Bild 2 ist beispielhaft die tiefste EWS-Temperatur einer Einzelsonde (schwarze durchgezogene Linie) und diejenige von EWS-Feldern bei gleicher Belastung pro Sonde nach 50 Jahren Betriebszeit dargestellt. Ist der Wärmeeintrag geringer als der Wärmeentzug, sind die Temperaturen der EWS-Felder wie zu erwarten tiefer als die Temperatur der Einzelsonde. Im Fallbeispiel ist ausserdem zu sehen, dass bei ausgeglichener Energiebilanz (Wärmeeintrag gleich Wärmeentzug) die gegenseitige Beeinflussung kompensiert ist und sich die Erdwärmesonden in den Feldern wie Einzelsonden verhalten.

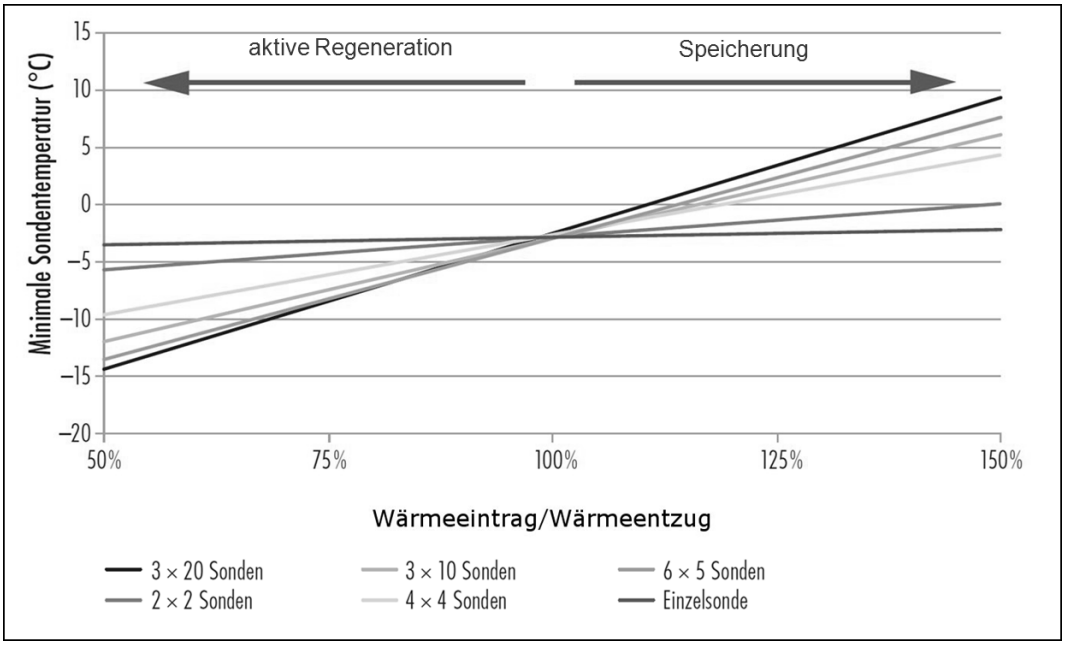


Bild 2: *Auswirkung aktiver Regeneration auf die minimale EWS-Temperatur von Einzelsonden und EWS in Feldern, nach 50 Jahren Betriebszeit, für ein definiertes Lastprofil, mit EWS-Längen von jeweils 200 m und Abstände von 7 m, verändert nach Huber [6].*

Eine konservative Schätzung ergibt für vollständig regenerierte EWS-Felder ein nutzbares Speicherpotenzial von ca. 150 kWh pro m^2 Bodenfläche [2]. Das Speicherpotenzial ist also bedeutend grösser als das nachhaltig nutzbare Erdwärmepotenzial und grösser als die Wärmenachfragedichte in den meisten für Erdsonden zulässigen Gebieten in der Stadt Zürich [1, 2].

Pilotareale

Anhand von drei Pilotarealen wurden in [2] technische und wirtschaftliche Fragestellungen zu aktiv regenerierten EWS-Feldern untersucht. Die Auswahl der Areale wurde so getroffen, dass die Ergebnisse allgemeine Schlussfolgerungen und Empfehlungen für konkrete Projekte liefern sollen. Die in [2] untersuchten Areale besitzen aber reinen Modellcharakter und sind nicht im Zusammenhang mit einer Energieplanung oder einem konkreten Bauvorhaben zu sehen.

Bild 3 zeigt den Perimeter des Pilotareals Entlisberg, das hier beispielhaft diskutiert wird. Die Pilotstudie orientiert sich am "Masterplan Entlisberg" [7] der Genossenschaft ABZ. Der Masterplan beschreibt den Neubau der Wohnsiedlungen Entlisberg II/III, Owenweg, Moosstrasse und Im Moos bis zum Jahr 2035. Das Areal ist für ein Gebiet mit reinem Wohncharakter relativ dicht bebaut und weist heute keinen signifikanten Bedarf an Kühlenergie auf. Für die Regeneration der EWS-Felder wurde hier Wärme der Umgebungsluft gewählt. Als Standort für die Luft-Wärmetauscher ist die Fläche über dem Tunnel der Autobahn A3 vorgesehen.

Bild 3: *Pilotareal Entlisberg, Wollishofen (rot: Standort EWS-Felder, blau: Niedertemperatur-Netz)*

Die Wärmebezüger in den verschiedenen Blöcken des Areals (grün begrenzte Flächen in Bild 3) sind über lokale Wärmenetze an Wärmepumpen-Heizzentralen angeschlossen (rote Kreise in Bild 3). Die Wärmepumpen beziehen ihre Energie aus einem 2-Leiter Niedertemperatur-Netz (NT-Netz, „Anergie-Netz“), welches die verschiedenen EWS-Felder und die Luft-Wärmetauscher miteinander verbindet (Bild 4).

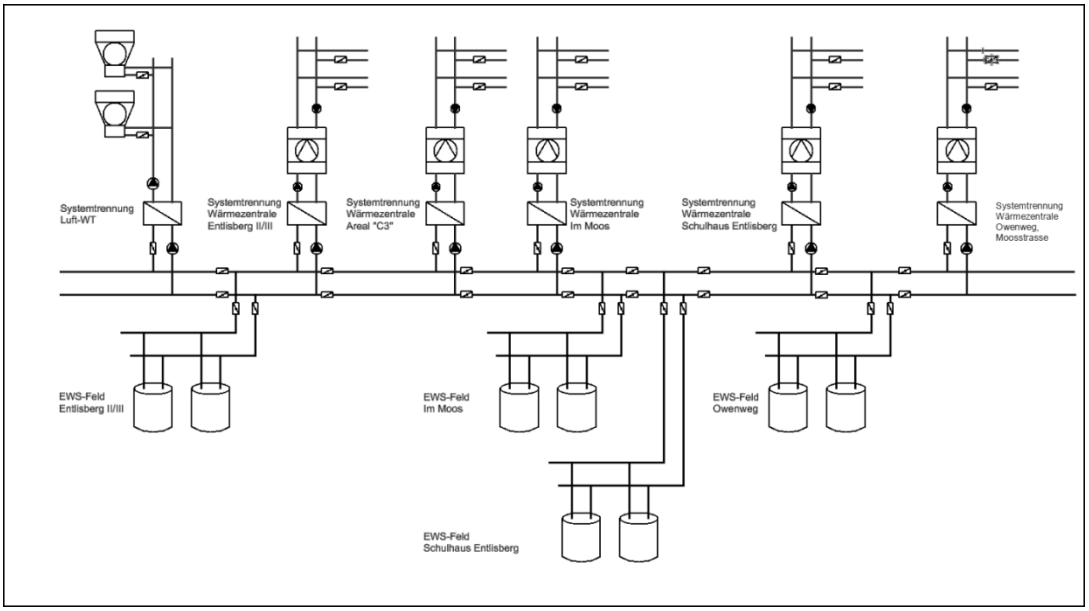


Bild 4: *Konzeptskizze Niedertemperatur-Netz Entlisberg.*

Der Antrieb des Wärmeträgers im NT-Netz erfolgt dezentral über die Umwälzpumpen der Heizzentralen. Die Fliessrichtung ist deshalb nicht vorgegeben, sondern folgt aus den möglichen Betriebszuständen der Bezüger.

Die Wärmezentralen sind so zwischen den Abgängen zu den EWS-Feldern gelegen, dass der Wärmebedarf über benachbarte EWS-Felder gedeckt werden kann, d.h. im Heizbetrieb ist die Netto-Leistung entlang des NT-Netzes minimal („Differenz-Betrieb“). Der abgelegene Standort der Luft-Wärmetauscher hat lange Transportwege mit maximaler Regenerationsleistung und deshalb grosse Leitungsquerschnitte zur Folge. Bei Regeneration ist das NT-Netz hier im Parallel-Betrieb. Ein zusätzlicher oder alternativer Standort für die Aufstellung der Luft-Wärmetauscher innerhalb des Areals würde Regeneration im Differenz-Betrieb ermöglichen und dadurch die Kosten für die Erstellung des NT-Netzes deutlich reduzieren. Der Platzbedarf für die Aufstellung von Luft-WT innerhalb des Areals kann hier nicht ohne weiteres realisiert werden.

Tabelle 1 fasst einige Kennzahlen und Ergebnisse der Machbarkeitsstudie zusammen. Der Energiebedarf für das Jahr 2050 wurde bis auf Stufe Einzelobjekt aus dem Gebäudeparkmodell der Stadt Zürich berechnet. Die zeitliche Entwicklung der Energiebezugsfläche („Verdichtung“) ist in diesem Modell abgebildet. Im Ergebnis zeigt sich, dass dieses Gebiet mit hohem Anteil der Nutzungsform „Wohnen“ im Jahr 2050 eine spezifische Energiebedarfsdichte von etwa 62 kWh/m^2/a aufweist. Die mittlere Energiebedarfsdichte in allen sog. „Angebotszonen“ des EK 2050, wo EWS-Bohrungen erlaubt sind, liegt nach [3] zwischen 20 und 80 kWh/m^2/a – mit einer Ausnahme von 110 kWh/m^2/a im städtischen Zentrum im Bereich der ETH Zürich.

Grösse	**Wert**
Arealfläche AF	84‘000 m^2
Nutzenergiebedarf im Jahr 2050	5.2 GWh/a
Energiebedarfsdichte	62 kWh/a/m^2_{AF}
Energiebezugsfläche 2050	77‘400 m^2
Energetische Ausnützungsziffer	0.9
Anteil Investitionskosten für EWS+NT-Netz an Gesamtinvestitionskosten	61%

Tabelle 1: *Kennzahlen des Pilotareals Entlisberg.*

Die ausschliessliche Nutzung von EWS als Wärmequelle ist mit hohen Investitionen in erdgebundene Leitungen verbunden (61% der Gesamtinvestitionen). Daraus resultieren vergleichsweise hohe Wärmegestehungspreise von etwa 26 Rp./kWh. Bei bivalenten Systemen und Lösungen, bei denen die erdgebundenen Leitungen nicht parzellenübergreifend geführt werden müssen, wird ein signifikantes Potenzial für eine Optimierung der Investitionskosten vermutet.

Schlussfolgerungen

Ohne aktive Regeneration des Untergrundes ist das über EWS nutzbare Erdwärmepotenzial in der Stadt Zürich sehr gering. Eine konservative Schätzung ergibt einen unteren Grenzwert von 3 kWh/m^2/a [2]. Im Vergleich dazu beträgt die Wärmenachfragedichte 20 – 110 kWh/m^2/a [3]. Eine nachhaltige Wärmeversorgung ist in dieser Grössenordnung nur dort möglich, wo die Erdwärmesonden thermisch regeneriert werden bzw. wo die Energiemenge, um diese Nachfrage zu decken, in Form von „Regenerationsenergie“ zur Verfügung gestellt werden kann. Das in drei Pilotarealen über EWS-Felder erschlossene Speicherpotenzial des Bodens liegt mit Ausnahme eines sehr dicht bebauten Gebiets aber im Bereich der Wärmenachfragedichte. Das bedeutet, dass EWS ein bedeutendes Potenzial für eine nachhaltige Wärmeversorgung besitzen, sofern das Erdreich aktiv regeneriert wird. EWS werden also ihrer im EK 2050 zugedachten Rolle gerecht, dies erfordert jedoch Anpassungen bei der Bewirtschaftung der EWS weg von reinem Wärmeentzug hin zu einer Speicherbewirtschaftung. Diese aus technischer und energiepolitischer Sicht interessante Option, die in der Praxis ihre Tauglichkeit bereits bewiesen hat, wurde bisher noch nicht bezüglich Primärenergiefaktoren und Treibhausgasemissionskoeffizient nach der EcoInvent-Methodik [8] bewertet.

Die Resultate aus der vorliegenden Studie führen auch zur Frage, ob Anpassungen an den rechtlichen Voraussetzungen für Erdsonden-Wärmepumpen, an der Bewilligungspraxis beim Kanton und an den Planungsgrundlagen angezeigt sind. Dies ist deswegen angezeigt, da neue EWS-Anlagen in einem Gebiet mit bereits vorhandenen EWS ein tieferes geothermisches Potenzial vorfinden. Umgekehrt verringern die neu hinzukommenden Anlagen das nutzbare Potenzial der bereits bestehenden Anlagen. Die Problematik von Anlagenclustern mit

geringem Erdwärmesondenabstand wird in denjenigen Stadtgebieten verstärkt auftreten, in denen die Vielfalt an weiteren Möglichkeiten zur Wärmeversorgung mit erneuerbaren Energien oder Abwärme eingeschränkt sind.

Es stellt sich die Frage, ob die Erkenntnisse, dass eine Energienutzung aus Erdwärmesonden in der Stadt Zürich ohne Regeneration erstens nicht als nachhaltig bezeichnet werden kann und zweitens zu einer Beeinträchtigung benachbarter Erdwärmesondennutzungen führen kann, Konsequenzen auf den Einsatz von Erdwärmesonden-Wärmepumpen in städtischen Bauten haben muss. Das Amt für Hochbauten der Stadt Zürich hat mit der Überarbeitung der städtischen Richtlinien Gebäudetechnik im Jahr 2013 bereits Lehren aus dem vorliegenden Projekt gezogen:

- Neu muss das Planungsteam im Sinne des Vorsorgeprinzips darlegen, ob eine aktive Regeneration von Erdwärmesonden notwendig ist und ob dank der Regeneration und einer günstigen Anordnung die Anzahl der Erdsonden reduziert werden kann. Falls sich eine aktive Regeneration aus heutiger Sicht als nicht notwendig erweist, muss aufgezeigt werden, wie eine solche Möglichkeit später einfach nachgerüstet werden kann.

- Die Kosten für die aktive Regeneration müssen im Rahmen des Variantenvergleichs aufgezeigt werden.

- Der bereits vorhandene Wärmeentzug in der Umgebung des Bauprojektes muss in diese Überlegungen einbezogen werden.

Quellen

[1] B. Bébie, M: Jakob: Wärmeversorgung: Potenzial der Quartiere, TEC 21, 12 /2012, 2012.

[2] R. Wagner, T. Weisskopf: Erdsondenpotenzial in der Stadt Zürich, im Auftrag des Amtes für Hochbauten der Stadt Zürich, 2014.

[3] M. Jakob, K. Flury und N. Gross: Energiekonzept 2050 für die Stadt Zürich – Auf dem Weg zu einer 2000-Watt-tauglichen Wärmeversorgung, Bericht vom 27. Juni 2012, im Auftrag des Departements der Industriellen Betriebe und des Amtes für Hochbauten der Stadt Zürich, 2012 (unveröffentlicht).

[4] A. Huber, D. Pahud: Untiefe Geothermie. Woher kommt die Energie? Schlussbericht, im Auftrag des Bundesamtes für Energie, Projekt-Nr. 33‘206, Programm Geothermie, Bern, 1999.

[5] P. Eskilson: Thermal Analysis of Heat Extraction Boreholes, Department of Mathematical Physics,, Lund Institute of Technology, Lund, 1987.

[6] A. Huber: Speicherung von Wärme in Erdwärmesonden, Möglichkeiten und Grenzen, Ostschweizer Energiepraxis, April 2012.

[7] Zürich-Wollishofen, Masterplanung Entlisberg, Bericht zum Masterplan, 8. November 2010, http://www.abz.ch/de/projekte/masterplan_entlisberg

[8] R. Frischknecht, M. Stucki, K. Flury, R. Itten, und M. Tuchschmid: Primärenergiefaktoren von Energiesystemen, Version 2.2, Juli 2012, ESU-services Ltd, Uster, im Auftrag des Bundesamtes für Energie, 2012

Floriane Mermoud, Dr.
Groupe Energie / Institut des Sciences de l'Environnement
Université de Genève
Batelle Bât D, Route de Drize 7
CH-1277 Carouge
floriane.mermoud@unige.ch
www.unige.ch/energie

In situ monitoring results of an existing geothermal heat pump for the heating of a retroffited office building in Geneva

Abstract

An office building of 2'200 m² in Geneva (Switzerland) was renovated in 2007 according to the low-energy-consumption standards of the Minergie label. Along with the renovation, a new floor (1'450 m²) was added. The oil boiler was replaced by two 120 kWth heat pumps coupled with 2'700 m of geothermal boreholes.

This article presents the results of a 2-year energy monitoring (Oct. 2010-Oct. 2012) of the overall system. Detailed instrumentation has been implemented in order to evaluate its performance.

The results show that the heating demand has been divided by 4, decreasing from 108 to 27 kWh/m²/yr: the envelope of the building is now very efficient. The electricity consumption of the heating system is less than 10 kWh/m²/yr for 2011-2012, which is very low. The annual system SPF is 3. This value is modest taking into account that: (1) the heat source is of good quality (geothermal boreholes) (2) no domestic hot water (i.e. high temperature heat) has to be produced (tertiary building). This low performance can partly be explained by the fact that the heat pump works at around 10K higher than required by the distribution, due to the hydraulic configuration of the system.

Introduction

Over the past decades, the global warming and the depletion of fossil resources induced a growing interest in heat pump (HP) systems. A recurring question is to find heat sources that lead to good performances: for this purpose geothermal boreholes are one of the most interesting heat sources, and they are widely used nowadays.

When dealing with performances of HP systems, it is essential to properly specify the boundaries of calculation, especially if a comparison between different installations is aimed.

An attempt to harmonize the definitions was performed in the framework of the European project SEPEMO-Build[3] (SEasonal PErformance factor and MOnitoring for heat pump systems in the building sector). The conventions adopted in the following are inspired from it [1], but slightly adapted to our application:

- The notion of "Coefficient of Performance" (COP) refers to "instantaneous" performance (ratio of produced thermal power to consumed electric power).
- The annual performance is characterised by the "Seasonal Performance Factor" (SPF).

Several indicators will be mentioned, depending on the considered boundaries (NB: all are annual values):

- SPF1: HP only
  SPF1 = Heat produced by the HP / Electricity consumed by the HP (1)
- SPF2: HP and its conveying devices (electric pumps)
  SPF2 = Heat produced by the HP / Electricity consumed by the HP and the conveying devices (2)
- SPF3: system (HP, back-up system, building), excluding distribution pump
  SPF3 = Heat demand of the building / Electricity consumed by the HP, the conveying devices and the back-up system (3)
- SPF4 : system, including distribution pump
  SPF4 = Heat demand of the building / Electricity consumed by the HP, the conveying devices (including distribution pump) and the back-up system (4)

Several authors measured the performance of geothermal HPs in real operation, among which can be mentioned Erb et al. [2] and Miara et al. [3], which refer to individual housing. Erb et al. [2] studied 236 HP systems in operation in Switzerland within new and renovated buildings. 94 of them where geothermal HPs, for which the average SPF4 is 3.5. Miara et al. [3] studied 83 HP systems installed in Germany during 3 years of operation. The 56 geothermal HPs presented a SPF3 between 3.1 and 5.2 (average at 3.9), an average SPF4 of 3.8 and an average SPF1 of 4.2. 2 systems included solar recharging of the boreholes, which enabled to boost the SPF3 up to 4.9 and 6.

Other authors studied diverse configurations of geothermal HPs coupled with solar collectors for summer recharge. Wang et al. [4] reported a SPF4 of 6.1 on their installation, which is only devoted to space heating (no domestic hot water (DHW) production). Trillat-Berdal et al. studied a similar system (for space heating only) described in [5]. They only mentioned monthly SPFs in their article [6], ranging between 3 and 3.5 for SPF4 and 3.5 and 4 for SPF1. The installation studied by Loose et al. [7] includes a heat storage in addition to the boreholes and solar collectors. It presents a SPF3 between 5 and 5.3 and a SPF1 of 3.7 over 3 years of operation. Finally, Bertram et al. [8] analysed a system coupling a geothermal HP with PVT

[3] http://www.sepemo.eu/

hybrid collectors and reached a SPF4 of 4.2, which would drop to 3.8 without solar recharging according to the simulation results.

All these studies refer to small installations for individual housing, and very few material is available for larger installations, in operation in collective housing or in tertiary buildings. The results presented here concern a large tertiary building (~4’000 m²), renovated in 2007 and equipped with two geothermal HPs.

Description of the project

Buildung

The case study is a tertiary building dating from the 60s, located in an industrial zone of Geneva. Before its renovation, it was heated thanks to an oil boiler and the heated surface was 2’200 m².

Renovation concept

In 2007, the owner began a complete retrofit of its building, including:

- Energy renovation of the envelope in order to achieve the requirements of the Minergie standard (Swiss low-energy building label): insulation of the entire building, single glazing replaced by double glazing.
- Rise of an additional floor above the existing building (1’450 heated m² with highly efficient thermal envelope). NB: in the following, the existing part of the building is named “old building” and the additional floor “new building”.

Figure 1 shows the building before and after its transformation.

Figure 1: *Studied building before and after renovation (source: P. Previdoli)*

Energy concept

The building renovation was the opportunity to implement a new energy concept based on renewable energy sources. The new technical facilities include:

- 2 geothermal heat pumps for the heating of the whole building (with possibility of cooling).
- Dual flow ventilation (DFV) for the new building only.
- The heat distribution of the old building has not been modified and a separate thermal circuit was added for the new building. The heat emission is performed thanks to cast iron radiators in both cases.

The heating system consists of 2 HPs (120 kW each), coupled to 11 geothermal boreholes as their heat source (244 m each, 2’684 m in total). Each HP presents 2 compressors so that 4 levels of capacity are available. The HPs are in series with a 2’000 L storage tank (i.e. the HPs do not provide the heat directly to the distribution circuits). Figure 2 presents a simplified diagram of the heating system.

One of the HPs is reversible to be able to provide cooling during summer. In order to avoid freezing in the downstream pipes when operating in cooling mode, an intermediate circuit with brine was implemented, implying an additional heat exchanger between the HP and the tank (see Figure 2).

Monitoring concept

Detailed monitoring was implemented in order to understand how the system works (e.g. temperature levels) and to quantify the energy flows in the system as well as its energy performance. It consisted of 32 sensors (21 thermocouples, 5 heat and 3 electric meters, 1 anemometer, 1 thermo-hygrometer for outdoor air), partly represented on Figure 2. The data was collected thanks to a Campbell Scientific CR3000 datalogger, which stored every 5 minutes an average or sum of the values read every 5 seconds. The monitoring started in October 2010 for a period of two years (until September 2012).

NB: only the monitoring results concerning the heating system are reported in this article (excluding results concerning cooling mode and ventilation). Economic aspects have also been studied in addition to experimental results but they are not presented here.

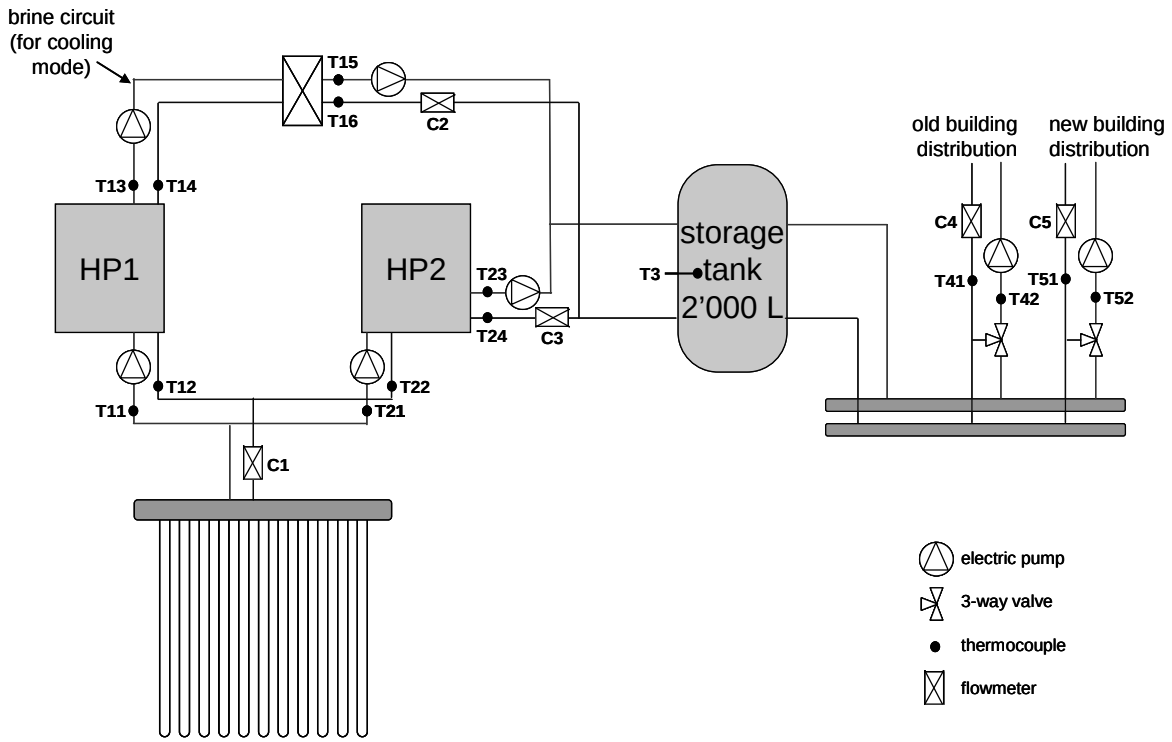


Figure 2: *Simplified heating system diagram*

Results and discussion

All the results presented below are based on the energy monitoring and refer to the winter 2011-2012 period (Oct.-Apr.). NB: the HP is switched off during summer.

Building demand

The case study is a tertiary building, thus the heat demand is only devoted to space heating (no DHW production). The renovation of the building envelope enabled a reduction of the heat demand by a factor 4 (from 108 to 27 kWh/m²/yr).

Figure 3 presents the heat demand (W/m²) vs. outdoor temperature for the old building, the new building and the entire building. The heat demand provided by the radiators is 9 W/m² when the outdoor temperature is 0°C. The heat load of the new building is higher than that of the old building (measured on each thermal circuit), because the old building presents a better form factor than the new one, with less surface exposed to heat losses with outdoor air (two floors for the old building and one floor plus the roof for the new building). NB: these values do not include the heating contribution from the DFV (only radiators).

The new building envelope is excellent since the heat demand after renovation is similar to that observed in recent buildings at Minergie standard: as an example, the space heating demand in a residential Minergie building in Geneva built in 2004 is 25 kWh/m²/yr, with a

heat load of 10 W/m² at 0°C [9]. As a comparison, another residential building in Geneva was renovated in 2008 in order to achieve the Minergie requirements, and it shows a space heating demand after renovation of 73 kWh/m²/yr with a heat load of 22 W/m² at 0°C [10].

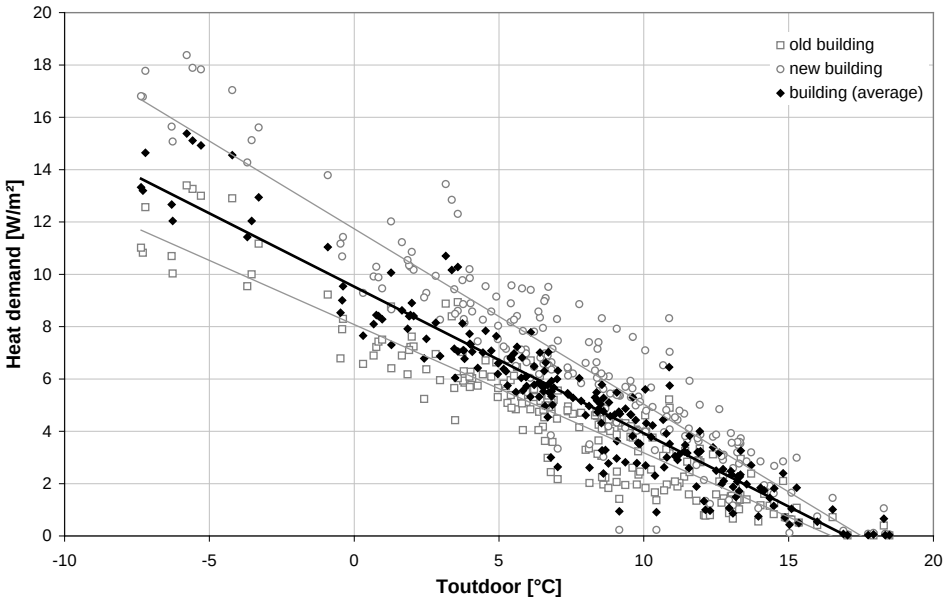


Figure 3: *Heat demand vs. outdoor temperature (Oct. 2011-Apr. 2012, daily values) for the old building, the new building and the entire building*

Figure 4 shows the distribution and return temperatures for the old building thermal circuit (the operation temperatures are very similar for the new building).

The distribution temperature is 45°C when the outdoor temperature is -10°C, and 25°C when the outdoor temperature is 18°C: these values are acceptable taking into account that heat is emitted thanks to classic radiators. A night setback lowers the distribution temperature by 10K between 10 p.m. and 5 a.m.

The difference between distribution and return temperature is also presented on Figure 4. It is very low: less than 5K and mainly between 2 and 4K (whereas it could be higher than 10K), reflecting high distribution flows. An attempt to lower the rates was experimented but it led to "cold radiators" in several rooms: a hydraulic balancing should be performed before lowering the flows in the distribution circuit.

Heat pump characterization

Control

The HPs are used for the storage charge (the heat is then provided to the distribution circuits by the tank). They are activated when the temperature in the upper part of the storage tank drops below the set point and stop when the temperature in the lower part rises above the set point. The set point depends on the outdoor temperature: 45°C when the outdoor temperature

is -10°C and 20°C when the outdoor temperature is 20°C (set in accordance with distribution temperatures).

The two HPs can operate separately or simultaneously and with one or two compressors, depending on the heat demand.

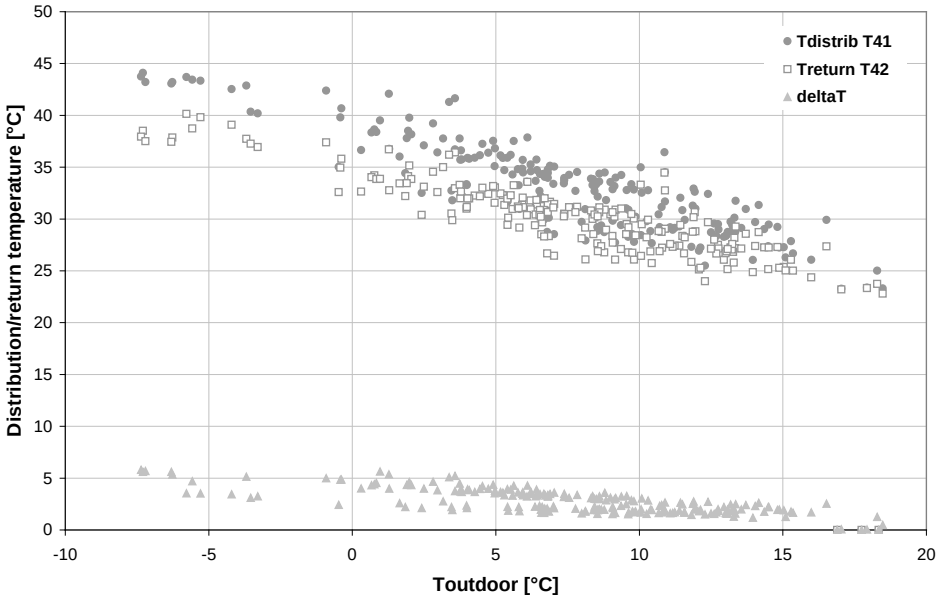


Figure 4: *Distribution and return temperatures as well as temperature difference for the old building (Oct. 2011-Apr. 2012, daily values)*

Sizing

During winter 2011-2012, HP1 operated 28% of the time and HP2 only 2%, providing respectively 95 and 5% of the heat. The heating system is widely oversized, since HP1 alone may cover all the energy needs. Averaged over the time of operation, the HP1 load was about half of its maximum capacity during winter 2011-2012.

The maximum power taken from the geothermal boreholes was about 30 W/m, and the average value (during operation) is around 15 W/m. The value of 30 W/m is low comparing with the recommended value of 50 W/m for an optimal sizing in Switzerland: it has to be noticed that the boreholes were sized for the two HPs operating together, but in practice the low energy needs do not require a so large capacity.

Temperature levels

On this plant, the temperature of the HP production (condenser output) cannot be controlled directly. It only depends on the temperature at the condenser input, with a fixed temperature increase of 7-8K (one compressor), respectively 14-15K (two compressors).

Figure 5 illustrates the temperature levels (HP1) observed in Nov.-Dec. 2011.

For HP1, the evaporator input (=boreholes output) temperature is about 12-13°C, due to the oversizing of the heating system and hence of the boreholes. Heat delivered at condenser output is in the range 40 to 55°C (depending on the outdoor temperature), followed by a 5K temperature drop in the heat exchanger, and another 5K difference with the average temperature in the tank. Finally, the heat is distributed to the building at the tank temperature (with a 10K night setback). Hence, the condenser output temperature is around 10K higher than the temperature requirement for the building, which ends up penalizing the HP performance. This is all the more annoying as the brine/water heat exchanger after HP1, which was set up for cooling purposes, turns out to be useless. As a matter of fact, cooling of the building (only for a few offices) is done by way of chilled ceilings i.e at a temperature of about 15°C, far above any icing problem.

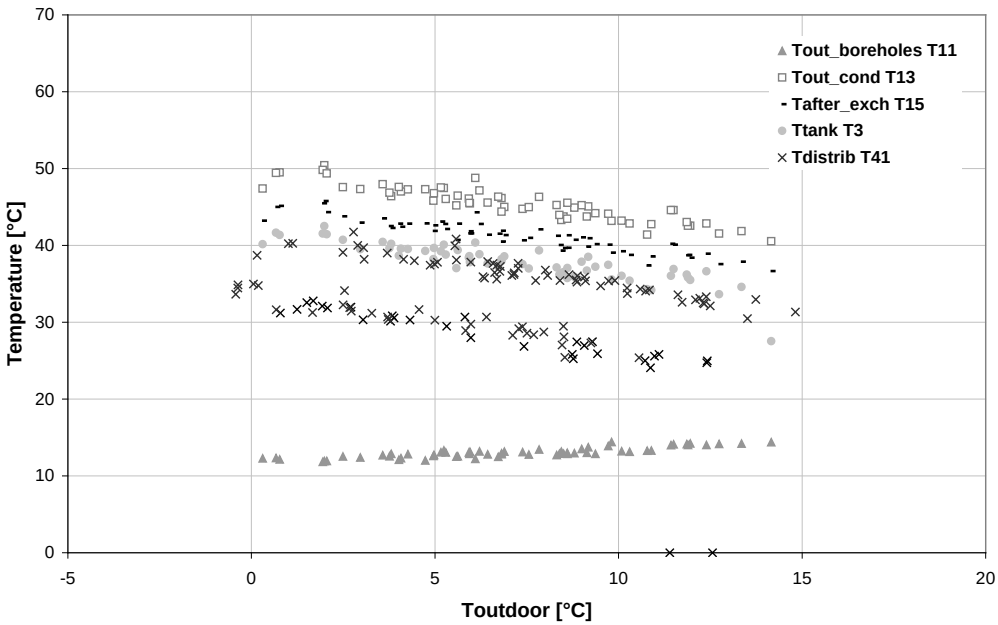


Figure 5: *Boreholes output temperature, HP1 condenser output temperature, temperature after heat exchanger, storage tank temperature, old building distribution temperature (Nov.-Dec. 2011, daily values*)*

*for distribution temperatures, day and night (with setback) were separated for the calculation of daily values

Typical winter day

Figure 6 illustrates the operation of the heating system during a typical winter day (18/02/12).

During this specific day, the outdoor temperature is around 0°C during the night and increases until 10°C during the day. 21 cycles of operation of 10-20 min are observed, which is rather short. It shows that the storage volume is too small: (1) compared to the HP capacity (2) compared to the heat demand. Under these conditions, the tank should be considered more as a buffer than as a storage. It should also be highlighted that so many cycles of operation per day is bad for the durability of the equipment. On that day, the HP mainly operates at full capacity with 2 compressors, whereas longer cycles would be observed with only one compressor. A question that can be raised is if inverter HPs (which can adapt their capacity to the load) may be justified in systems of that size.

The set point temperature in the storage tank is close to the measured distribution temperature, but the measured temperature in the tank is a bit higher than the set point. The night setback for the storage tank and the distribution is clearly visible.

Performance

Coefficient of performance

The HP performance is usually defined thanks to the Coefficient of Performance (COP_{HP}) and the Efficiency (Eff_{HP}):

$$COP_{HP} = \text{HP Heat output / HP electricity consumption} \quad (5)$$

$$Eff_{HP} = COP_{HP} / \text{Carnot Cycle limit} \quad (6)$$

where Carnot Cycle limit = Tout_cond / (Tout_cond – Tin_evap), T in K

Figure 7 shows COP and Efficiency of HP1 vs. temperature difference between HP condenser output and evaporator input for Nov.-Dec. 2011 (5 min values). Values with one or two compressors in operation are separated. Manufacturer data (for operation with 2 compressors) is also represented.

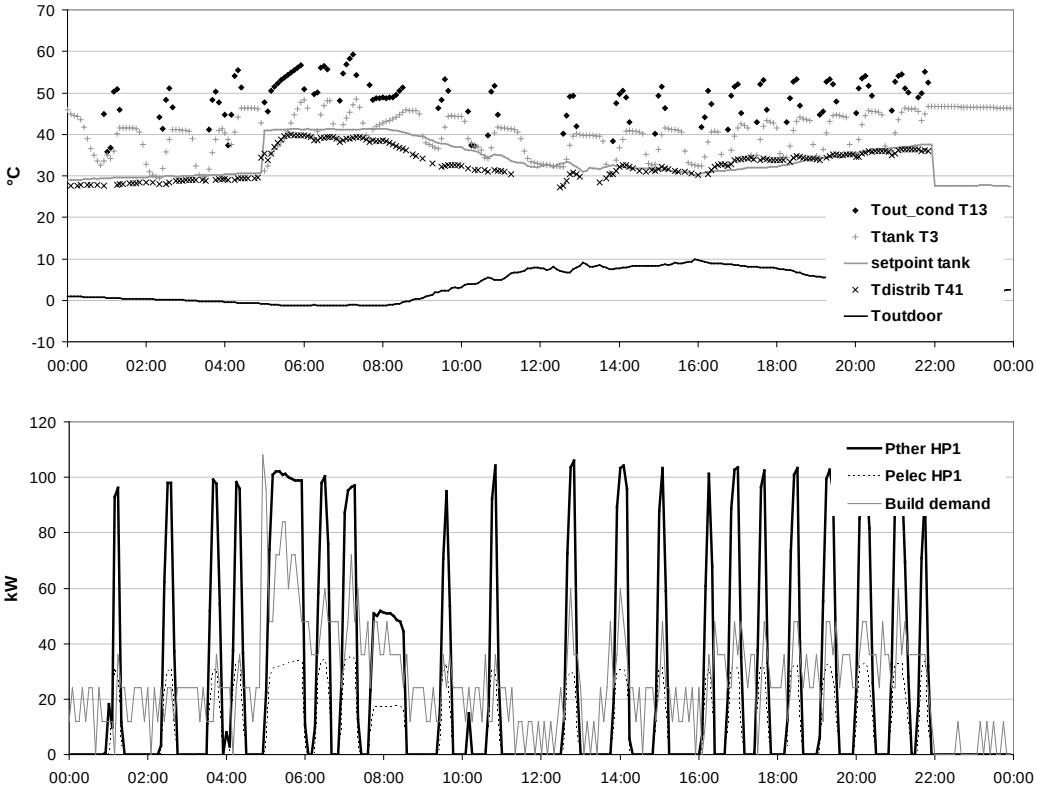


Figure 6: *Temperature levels and load observed during 18th Feb. 2012 (5 min values)*

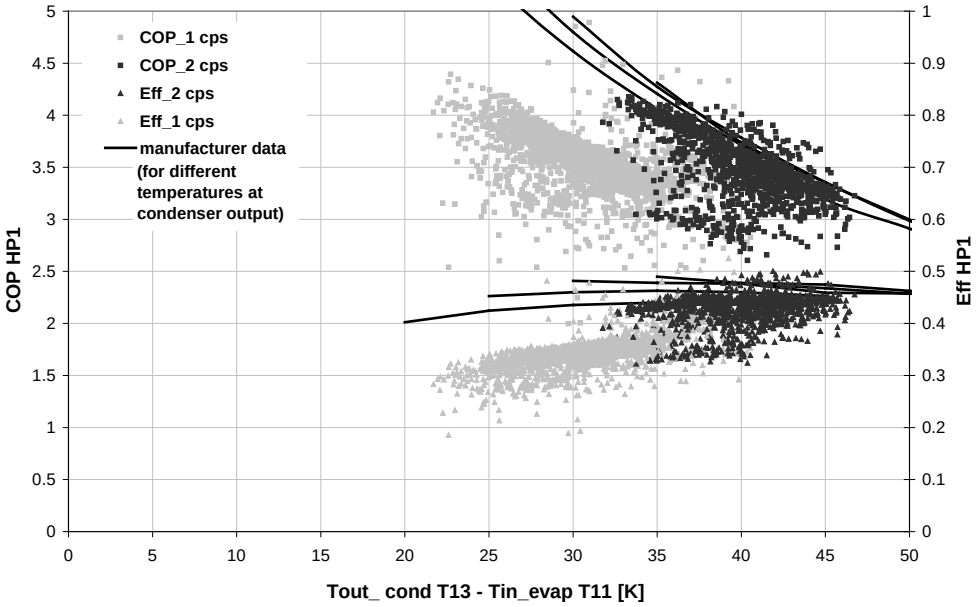


Figure 7: *HP1 COP and Efficiency vs. temperature difference between HP condenser output and evaporator input for Nov.-Dec. 2011 (5 min values)*

As expected, COP_{HP} decreases when the temperature difference between heat source and sink (ΔT) increases (approx. -0.8 point of COP per +10K of ΔT). During Nov.-Dec. 2011, ΔT mainly varied between 25 and 45K. The discrimination between the two operation modes (1 or 2 compressors) is clear. For the same ΔT, COP is higher when 2 compressors operate (+0.7 point of COP). COP with 1 compressor varies between 4.2 and 3.4 for a ΔT between 25 and 35K, whereas COP with 2 compressors varies between 4.1 and 3.3 for a ΔT between 35 and 45K. The HP efficiency increases with ΔT, and it is lower with 1 compressor (0.3-0.4) than with 2 compressors (0.4-0.45): these values are usual for HPs available on the market.

The dispersion of the values is important because 5 min values were used (due to transient states). Hourly values could not be used in this case because the typical duration of a cycle is a few tens of minutes. Manufacturer data, provided only for the 2-compressor operation, are slightly higher than the measured values, which is not surprising since the conditions of operation are different (e.g. the fluid in the condenser circuit is brine and not water as in the standard tests).

Seasonal Performance Factors

Heat Pump 1

As defined in chapter 1, two distinct SPFs can be calculated for the HP: SPF1, which only takes into account the electricity consumption of the HP and SPF2, which includes the electricity consumed by the conveying devices (pumps).

Table 1 presents the energy flows concerning HP1 for winter 2011-2012, detailing the consumption of the boreholes side pump (2’500 W), and the condenser side pumps (2x120 W).

		Winter 2011-2012 (Oct.-Apr.)
Heat produced by HP1	kWh/m²	26.1
Total HP1 electricity consumption	kWh/m²	8.5
HP	kWh/m²	7.56
Upstream pump (boreholes side)	kWh/m²	0.86
Downstream pump (condenser side)	kWh/m²	0.09
%pumps		11%
SPF1 HP1		3.5
SPF2 HP1		3.1

Table 1: *Energy flows and SPF for HP1 during winter 2011-2012*

SPF1 is 3.5 for winter 2011-2012, SPF2 drops to 3.1. The consumption of the electric pumps is 11% of the total electricity consumption for HP1: 10% for the upstream pump (larger because of the important length of the boreholes) and 1% for the downstream pump.

System

Table 2 shows the energy flows in the whole system (HP1, HP2, building) for winter 2011-2012.

		Winter 2011-2012 (Oct.-Apr.)
Building heat demand	kWh/m²	26.3
HP1		
Produced heat	kWh/m²	26.1
Electricity consumption (including pumps)	kWh/m²	8.5
SPF2		3.1
HP2		
Produced heat	kWh/m²	0.3
Electricity consumption (including pumps)	kWh/m²	0.1
SPF2		3.0
Electricity for distribution pumps	kWh/m²	0.3
Total electricity consumption	kWh/m²	8.9
SPF3		3.1
SPF4		3.0

Table 2: *Energy flows and SPF for the system during winter 2011-2012*

SPF3 (as defined in chapter 1) is 3.1 for winter 2011-2012. When including the electricity consumption of the distribution pumps (0.3 kWh/m² or 3% of the total electricity consumption), SPF4 drops to 3.0.

This value is modest considering the quality of the heat source (>10°C all year, because of the oversizing of the geothermal boreholes) and the fact that the heat demand is restricted to space heating, thus at middle temperatures. For individual applications (including DHW production), Erb et al. [2] reported a SPF4 of 3.5 (average on 94 installations) and Miara et al. [3] a SPF4 of 3.8 (average on 56 installations): the value of 3.0 measured here is lower than that observed for smaller systems, whereas no DHW (=at high temperature) has to be produced in our case. It has to be noticed that the potential for substantial improvements is minor, since many optimisations have already been implemented during winter 2010-2011: the system performance will probably not increase much in the coming years.

Regardless the quality of the machine, the performance of a HP system mainly depends on the temperature difference between heat source and sink. The common performance of the

studied system can be explained by the fact that the HP produces heat at higher temperature (about 10K) than required by the distribution, because of three main factors:

- The presence of the heat exchanger within the condenser circuit implies a temperature drop of 5K, which requires the HP to produce warmer to reach the set point in the tank.
- The hydraulic configuration of the system forces the fluid to go through the storage tank before going to the distribution and also to return to the HP evaporator. This implies a mixing inside the tank: the return water warms up with the water in the tank before arriving at the HP evaporator.
- High return temperatures from the distribution due to high flows in the circuits: as the temperature difference in the condenser is constant (see 3.2.3), the more the input temperature is high, the more the output temperature is high and the system performance is low. Lower return temperatures (reached by lowering the distribution flows) would improve the system performance but a hydraulic balance of the whole circuit has to be established first.

However, even if the performance is lower than expected, an important point that can be noted is the reliability of the system: very few failures and no breakdown were observed during the monitoring period.

Disicussion

This experience highlights the importance of the design choices, especially in the hydraulic architecture of the system:

- Storage tank in series with the HP: no possibility for direct distribution (i.e. without passing through the tank), with a temperature in the tank higher than required by the distribution.
- Presence of a heat exchanger on the condenser side (intermediate circuit for cooling mode): induces a temperature drop.

This configuration impacts the operation and performance of the system during its whole life, which would not be the case for a conventional system (gas or oil boiler), less affected by the temperature levels.

An adequate sizing is also very important when dealing with HP systems: (1) for technical reasons; as seen in 3.2.4, oversizing of the HP and/or undersizing of the storage tank lead to a large number of short cycles of operation, which risks to early damage the HP (2) for economic reasons, since the investment costs are important in the case of HP systems, and highly depend on the capacity. This is a major difference with conventional systems, for

which oversizing the boiler does not strongly impact the operation of the system neither the heat price (since the fuel price holds the largest share).

This work also draws attention to the necessity for HP systems of a careful operation and monitoring in order to ensure high performance: a HP system will probably operate even with default settings, but it will clearly not be optimised. However, it should be noticed that the control possibilities of HP systems are often restricted by the manufacturers (only certain settings can be modified by the user for security reasons).

Another point that can be raised is that presently, when use is made of HP systems, a lot of care is taken to the heat source side (basically to increase its temperature), but very little to the heat sink side (attempt to decrease its temperature), whereas the impact on the performance is "symmetrical" (i.e. decrease the sink temperature by 1K is equivalent to increase the source temperature by 1K) and the cost is generally lower. Thereby, the optimisation of the building distribution circuit in terms of temperature and flows is usually neglected while it is highly profitable to the HP system. Indeed, distribution temperatures and flows in heating systems are often higher than necessary and could be decreased since the radiators are generally oversized. However, it requires a hydraulic balance in the circuit to avoid some radiators to be cold. For all these points, HP systems are very different from conventional boilers and they should never be considered as such (neither in the design nor in the operation phase).

Returning to the studied system, even if its performance is modest, the electricity consumption remains below 10 kWh/m²/yr (which is low for Switzerland) thanks to the excellent performance of the new thermal envelope. The impact of a potential optimisation of the system SPF, e.g. from 3 to 4, would only generate a reduction in the electricity consumption of 2 kWh/m²/yr. Thus for existing buildings with high heat demand, the optimisation of the system performance is essential, but for new or strongly renovated buildings with low heat demand, the most important issue is probably the cost optimisation, which can imply compromises on technical aspects (e.g. efforts focused on the sink side rather than on the source side).

Conclusion

An existing tertiary building in Geneva, expanded and renovated in 2007 (~4'000 heated m²), was equipped with two geothermal heat pumps for space heating. The technical facilities have been fully instrumented during 2 years in order to monitor their performance.

First of all, the building heat demand reaches a very low value after renovation (27 kWh/m²/yr), similar to that observed in new buildings at Minergie standard. Concerning the heating system, it should be emphasized that it is very reliable, since no breakdown and very few failures were observed during the monitoring period. The installations are clearly oversized (factor 2) since most of the time one heat pump alone is able to cover the energy

needs of the building. This results in high evaporator input temperatures (>10°C all year), since the boreholes were sized for two heat pumps operating together.

The system SPF was 3 during year 2011-2012, which is a modest performance considering (1) the quality of the heat source (2) the fact that the heat demand is only space heating (no domestic hot water), thus at lower temperature. This can partly be explained by the fact that the heat pump operates at around 10K higher than required by the distribution, due to the hydraulic configuration of the system (storage tank in series with the heat pump and presence of an unnecessary heat exchanger on the condenser side). However, the electricity consumption of the system remains low (<10 kWh/m²/yr) since the building demand is low. The share of the conveying devices is estimated at 11% (mainly for the electric pump on boreholes side), and the heat pump SPF raises to 3.5 if the electricity for the pumps is not taken into account.

Concerning the future issues of heat pump systems, as technologies can be considered mature, no major enhancement in their performance can be expected; however, the integration of heat pumps in the whole energy system needs further improvements as it affects the operation of the system throughout its life. Especially, best practices in design (hydraulic architecture, sizing) and operation (control of temperature levels, in particular on heat sink side (building distribution)) should be better disseminated. Moreover, the issue is different for buildings presenting a high heat demand (existing) or a low heat demand (new or renovated): in the first case, the technical optimisation is essential to decrease the electricity consumption, but in the second case, as the electricity consumption is already low, economical optimisation is probably a more important stake to avoid spending a lot of money to produce little heat.

Acknowledgements

We are grateful to Paul Previdoli (owner of the studied building), to Tech Building (in charge of the operation of the system) and to Groupe H (in charge of the building transformation) for their technical support to this study. This work was funded by “Office cantonal de l’énergie de l’Etat de Genève” (OCEN).

References

[1] A. Zottl, R. Nordman, M. Coevoet, P. Riviere, M. Miara, A. Benou and P. Riederer, SEPEMO-Build Project: Concept for evaluation of SPF - A defined methodology for calculation of the seasonal performance factor and a definition which devices of the system have to be included in this calculation. Heat pumps with hydronic heating systems, Intelligent Energy Europe, 2012.

[2] M. Erb, P. Hubacher and M. Ehrbar, Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen FAWA 1996-2003 – Final report, 2004.

[3] M. Miara, G. Danny, T. Kramer, T. Oltersdorf and J. Wapler, Wärmepumpen Effizienz – Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb, 2010.

[4] X. Wang, M. Zheng, W. Zhang, S. Zhang and T. Yang, Experimental study of a solar-assisted ground-coupled heat pump system with solar seasonal thermal storage in severe cold areas, Energy and Buildings, 42(11), 2010.

[5] V. Trillat-Berdal, B. Souyri and G. Achard, Coupling of geothermal heat pumps with thermal solar collectors, Applied Thermal Engineering, 27(10), 2007.

[6] V. Trillat-Berdal, B. Souyri and G. Fraisse, Experimental study of a ground-coupled heat pump combined with thermal solar collectors, Energy and Buildings, 38(12), 2006.

[7] A. Loose, H. Drück, N. Hanke and F. Thole, Field test for performance monitoring of combined solar thermal and heat pump systems, ISES Solar World Congress, Kassel (Germany), 2012.

[8] E. Bertram, J. Glembin and G. Rockendorf, Unglazed PVT collectors as additional heat source in heat pump systems with borehole heat exchanger, Energy Procedia, 30(0), 2012.

[9] J.-M. Zgraggen, Bâtiments résidentiels locatifs à haute performance énergétique : objectifs et réalités, University of Geneva, 2010. http://archive-ouverte.unige.ch/unige:13093.

[10] F. Mermoud, J. Khoury and B.M. Lachal, Suivi énergétique du bâtiment 40-42 de l'avenue du Gros-Chêne à Onex (GE), rénové selon le standard MINERGIE - Aspects techniques et économiques, University of Geneva, 2012. http://archive-ouverte.unige.ch/unige:23005.

Marc Bätschmann, MSC ME ETH
Geschäftsführer BS2 AG
Geschäftsführer Allianz 2SOL
Brandstrasse 33
CH-8952 Schlieren
mbaetschmann@bs2.ch
www.2SOL.ch
www.BS2.ch

Minimierung des Exergiebedarfs durch die Kombination von Wärmepumpen mit Erdwärmesonden und PV/T-Solarkollektoren

Zusammenfassung

Die Maximierung der Effizienz eines emissionsfreien Gebäudeversorgungssystems erfolgt einerseits durch einen hohen Gütegrad der Wärmepumpe und andererseits durch deren optimale Integration in das Gebäudesystem, welches die Randbedingungen bezüglich Wärmequellen- und Wärmesenkentemperatur für einen effizienten Systembetrieb bietet. Die Kombination von spezifischen Niedertemperaturhub-Wärmepumpen mit dem thermisch aktivierten Erdreich und solaren Hybridkollektoren (PV/T) bildet die Basis einer exergetisch hoch effizienten Versorgung von Gebäuden mit Wärme durch das System 2SOL. Die Sonne wirkt als elektrischer und thermischer Energielieferant. Das Erdreich wird mit tiefen Erdwärmesonden als Umweltwärmequelle hoher Temperatur genutzt und mit solarer Regeneration nachhaltig bewirtschaftet. Die Optimierung des Gesamtsystems auf einen minimalen Bezug externer Exergie während der Zeit des Jahres mit tiefen Temperaturen und tiefer Solarstrahlung gewährleistet die thermische Versorgungssicherheit für den gesamten Gebäudepark während dieser Zeit. Das Ziel von hoher Behaglichkeit im Gebäude wird mit dem passenden Lüftungssystem und der integrierten Kühlfunktion erreicht.

Abstract

On the one hand a high heat pump efficiency factor and on the other hand an optimal integration of the heat pump into a building system, which serves with appropriate boundary conditions, maximize the efficiency of Zero Emission building systems. A combination of specifically designed low-temperature-lift heat pump with thermally activated ground source and solar PV/T collector is the basis of an exergetically high efficient building heat supply system as 2SOL. The sun acts as electrical and thermal energy source. Deep ground source heat exchangers activate the soil as anergy source of relatively high temperature, which is

sustainably operated by solar regeneration. Optimizing the whole system to a minimal demand of external exergy during the coldest days of the year at low solar irradiation secures the thermal supply during those days. The goal of high comfort is achieved by a convenient ventilation system and an integrated building cooling function of the heat pump.

Einleitung

Ausgangslage

Ergebnisse aus der Klimaforschung zeigen die aktuelle Problematik und die durch den Mensch verursachten Folgen des weltweit zu hohen Treibhausgas-Ausstosses, insbesondere von CO_2, klar auf [1]. Die Gebäude verursachen heute in der Schweiz einen Anteil der gesamten CO_2-Emissionen von rund 40% [2]. In den Schweizer Privathaushalten wird noch immer über 70% der Raumwärme mit fossilen Energieträgern produziert [3]. Die «Energiestrategie2050» des Bundes [4] zeigt auf, dass der Ausstoss von CO_2-Emissionen insbesondere im Gebäudebereich langfristig drastisch zu senken ist. Die Exergiebetrachtung zeigt klar, dass der Verbrennungsprozess von hochwertigen Brennstoffen bei Temperaturen von über 1000°C für die Herstellung von Raumwärme von 20-30°C sehr ineffizient ist. Das heisst nichts anderes, als dass die fossilen Brennstoffe, welche mit dem Vorzug der hohen Energiedichte charakterisiert sind, zukünftig für andere Anwendungen, wie z.B. der Mobilität, vorbehalten sind. Die Wärmeproduktion für Gebäude muss anders gelöst werden.

Die Wärmepumpe ist durch ihr thermodynamisches Funktionsprinzip mit der Nutzung von niederexergetischer Umweltwärme bezüglich dem Einsatz von hochwertiger Exergie die optimale Maschine, um Gebäude exergetisch sehr effizient mit Wärme für die Beheizung von Räumen und für die Produktion von Brauchwarmwasser zu versorgen.

Wird die Wärmepumpe mit emissionsfrei produzierter Exergie, in Form von Strom aus Erneuerbaren Energien, versorgt, kann das System massgeblich zur Energiewende beitragen. Die meisten Erneuerbaren Energien sind durch ihre stochastische Produktion charakterisiert. So muss im Speziellen die Versorgungssicherheit aller Wärmepumpen mit Strom während der kältesten Zeit des Jahres sichergestellt werden. Es müssen jene Tage detailliert betrachtet werden, an denen in der ganzen Schweiz, resp. im Grossteil Europas kalte Temperaturen und gleichzeitig eine geringe Solarstrahlung herrschen. Alle Gebäude müssen auch während jenen Tagen mit Wärme versorgt werden können, an denen alle Wärmepumpen im oberen Leistungsbereich und während den meisten Stunden des Tages laufen. Um die thermische Versorgung des Gebäudeparks sicherzustellen, muss den Wärmepumpen genügend elektrische Leistung durch die elektrische Netzversorgung zur Verfügung gestellt werden können. Gebäudesysteme, die während der kalten Zeit und tiefer Solarstrahlung einen möglichst tiefen Elektrizitätsbezug aufweisen sollen, müssen so ausgelegt werden, dass der COP des Gesamtsystems während dieser Zeit möglichst hoch ist. Ist die Effizienz des Wärmepumpensystems tief, wird viel Strom zur Wärmeerzeugung verbraucht und das elektrische Versorgungsnetz oder der lokale elektrische Speicher wären entsprechend gross zu

dimensionieren, was sowohl wirtschaftlich als auch bezüglich Versorgungsnetze politisch sehr schwierig umsetzbar ist.

Ziel

Die Grundlage für Gebäudesysteme, die während der kalten Zeit und tiefer Solarstrahlung einen möglichst tiefen Elektrizitätsbezug aufweisen, ist einerseits ein sehr effizienter Wärmepumpenbetrieb mit hohem Gütegrad. Andererseits muss die Wärmepumpe in ein entsprechendes Gebäudesystem integriert werden, das die Randbedingungen für einen effizienten Systembetrieb bietet. Die Komponenten werden nicht einzeln, sondern als integrative Systemlösung betrachtet: Das Hauptziel ist die Optimierung der Gesamteffizienz anstelle der Optimierung jeder einzelnen Komponente. Zur Beurteilung geeigneter Lösungen von Umweltwärmequellen unterschiedlicher Temperaturen und Energieflüssen, wurde das Konzept der Exergie angewandt [5].

Zusätzlich ist für die Realisierbarkeit solcher Konzepte entscheidend, dass trotz der Optimierung zu effizienten Anlagen, die Installation einfach bleiben muss und die Effizienz im Betrieb sichergestellt, resp. noch weiter optimiert werden kann.

Das Niederhub-System

Anforderungen an neue Versorgungskonzepte

Um der Anforderung der Einbindung Erneuerbarer Energien als Ersatz fossiler Energieträger für die Wärmeversorgung von Gebäuden nachzukommen und gleichzeitig die Versorgungssicherheit zu gewährleisten, müssen geeignete Konzepte ausgearbeitet werden, die es erlauben, Gebäude vollständig mit Erneuerbaren Energien zu versorgen. Damit diese Konzepte in grossem Masse im zukünftigen Gebäudepark umsetzbar sind, müssen sie sowohl für Neubauten als auch für Bestandessanierungen anwendbar sein. Eine grosse Bedeutung kommt der lokalen Produktion von Strom und Wärme zu. Bei einem COP von beispielsweise 7 entstammen rund 86% der Wärme der Umwelt und nur 14% sind in Form von Strom erforderlich. Mindestens ein Teil des erforderlichen Stroms kann ebenfalls lokal in der Gebäudehülle produziert werden. Die stochastische Produktionscharakteristik insbesondere Solarer Strom- und Wärmeproduktion tritt in zwei zyklischen Formen auf, welche neue Herausforderungen an das System stellen: einerseits ein Tag-Nacht Zyklus und andererseits ein saisonaler Sommer-Winter Zyklus. Die Einbindung Erneuerbarer Energien in die Versorgung von Gebäuden erfordert somit saisonale Speicher. Damit die Verluste über die lange Speicherzeit gering bleiben, müssen die Temperaturen nahe der Raumtemperatur liegen. Eine geringe Temperaturdifferenz erfordert eine hohe Kapazität.

Gleichzeitig müssen solche Gesamtlösungen den hohen Ansprüchen der Investoren und Bewohner bezüglich Nutzungsqualität und Komfort durch Heizung, Kühlung und Lüftung gerecht werden.

Wärmepumpe

Eine Analyse des idealen Carnot-Prozesses zeigt klar, dass Niederhub-Systeme das grösste Potential für einen sehr effizienten Wärmepumpen Betrieb besitzen. Spezifisch für Niederhub-Betrieb entwickelte Wärmepumpen besitzen bei einem Temperaturhub von 20K einen COP von mindestens 9 [6]. Wärmepumpen müssen jedoch spezifisch auf diesen Anwendungsfall ausgelegt werden. Bestehende Wärmepumpen sind für grössere Temperaturhübe (30-60K) ausgelegt und können das Effizienzpotential der tiefen Temperaturhübe nur ungenügend nutzen, da deren Gütegrade in diesem Bereich auf deutlich unter 50% absinken. Turbokompressoren, welche sich für tiefe Temperaturhübe eignen, sind erst im Leistungsklassenbereich von über 150kW verfügbar, was für die meisten Wohngebäude wie z.B. Mehrfamilienhäuser zu gross ist. Speziell für den Niederhub geeignete Wärmepumpen in kleinen Leistungsklassen befinden sich in Entwicklung.

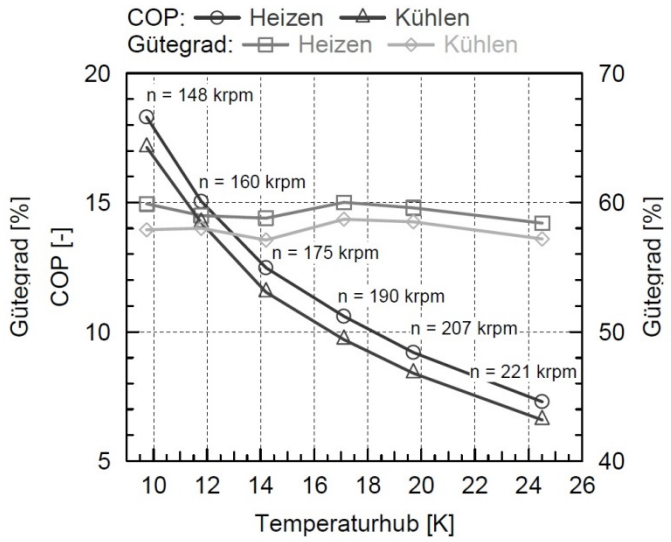


Bild 1: *COP und Gütegrad einer spezifisch ausgelegten Niederhub-Wärmepumpe.*

Um dieses grosse Effizienzpotential der gesamten Wärmepumpenanlage vollständig ausschöpfen zu können, muss neben der Verbesserung des Gütegrades die Integration der Wärmepumpe in ein passendes Gebäudesystem, das die optimalen Randbedingungen für einen hoch effizienten Wärmepumpenbetrieb bietet, erfolgen. Das Gebäudesystem besteht aus der Wärmepumpe, der Wärmequelle, der Wärmeverteil- und Abgabesysteme inklusive aller dazu benötigten Aktoren wie Ventile, Umwälzpumpen und Pufferspeicher, sowie der Regelung des Gesamtsystems. Der Temperaturhub ist durch das Temperaturniveau der

Wärmequelle und der Wärmesenke definiert. Die Wärmequelle hat während dem Betrieb ein möglichst hohes Temperaturniveau aufzuweisen. Die Eigenschaften des Wärmeabgabesystems werden durch die Art des Gebäudes, insbesondere des Leistungsbedarfs und der Wärmeübertragungsfläche, resp. des gewählten Heizungssystems bestimmt. In Niederhub-Systemen werden Niedertemperatur- Wärmeabgabesysteme eingesetzt, wie z.B. Fussbodenheizungen oder aktiv konvektive Radiatoren in Bestandessanierungen.

Solange die neuen Niederhub-Wärmepumpen noch nicht auf dem Markt zur Verfügung stehen, muss zur Realisierung von Niederhub-Gebäuden momentan noch auf konventionelle Kompressortechnologien zurückgegriffen werden. Auch wenn mit diesen nicht auf den Niederhub-Betrieb ausgelegten Wärmepumpen das Potential nicht ausgeschöpft werden kann, können Gesamtsysteme mit deutlich höheren als heute üblichen Gesamteffizienzen erreicht werden.

Erdwärmesonden

Ein effizienter Wärmepumpen-Betrieb erfordert in einem Niederhub-System hohe Quelltemperaturen im Bereich von 15°C während den kältesten Tagen im Winter. Solche sind nur mit einer geeigneten Wärmequelle zu erreichen. Die Aussenluft eignet sich nicht als Wärmequelle, da deren Temperatur zum Zeitpunkt des grössten Wärmebedarfs während den kältesten Tagen äusserst tief liegt und so kein Niederhub-Betrieb möglich ist. Die Verfügbarkeit geeigneter Wärmequellen bei Temperaturen nahe der Raumwärme, ist durch den Standort des Gebäudes gegeben. Die Nutzung von kalter Fernwärme, Grundwasser- See- und Flusswasser, Abwärme aus industriellen Prozessen in der näheren Umgebung oder des Erdreichs bieten sich an. Das Erdreich kann über einzelne tiefe Erdwärmesonden oder über ein Feld von Erdwärmesonden bedient werden. Ab 10 m Tiefe herrscht eine konstante Erdreichtemperatur von ca. 10°C, welche mit zunehmender Tiefe um ca. 3°C pro 100 m steigt. Bei einer Tiefe von 500 m beträgt diese ca. 25°C. So bietet sich das Erdreich unter dem Grundstück als Umweltwärmequelle mit hohen Temperaturen, welche auch während der kritischen Zeit verfügbar ist, an. Erdwärmesondenbohrungen von tiefer als 300 m sind somit besonders interessant für einen effizienten Wärmepumpenbetrieb. Entzieht man dem Erdreich über längere Zeit mittels Erdwärmesonde Wärme, sinkt die Gleichgewichtstemperatur des Erdreichs radial im sondennahen Bereich kontinuierlich ab. Der natürliche Wärmefluss aus dem Erdinneren ist mit 60 mW/m^2 zu gering als dass über lange Zeit genügend Wärme nachfliessen kann. Dem Erdreich muss die Wärmemenge in dem Masse wieder aktiv zugeführt werden, wie über die Heizperiode entzogen wird, um mit einer nachhaltigen Bewirtschaftung des Erdreichs der Temperaturdegeneration entgegenzuwirken.

Das Erdreich wird nicht mehr nur als primärer Energielieferant eingesetzt, sondern gleicht als thermischer Speicher die stochastische Solare Wärmegewinnung, mit der die natürliche Erdreichtemperatur immer wieder hergestellt wird, saisonal aus.

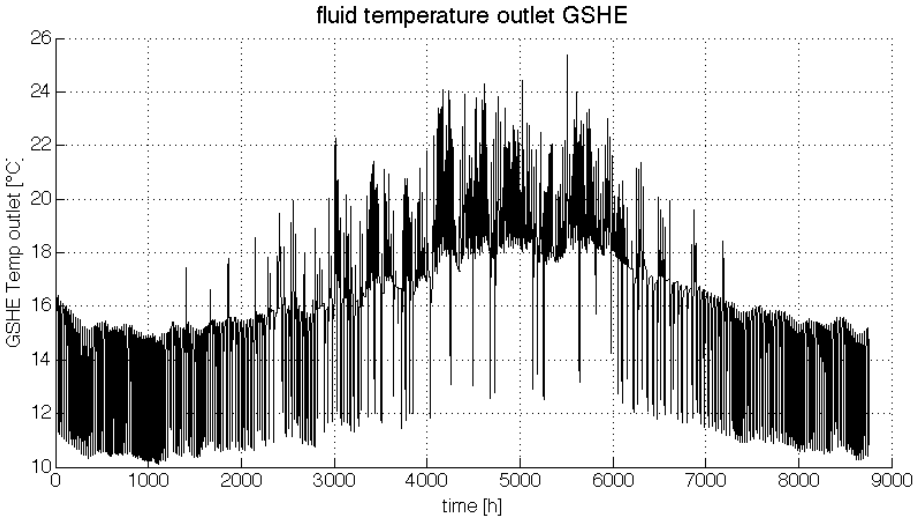


Bild 2: *Erdwärmesonden-Austrittstemperaturen einer tiefen Erdwärmesonde während einer Jahresperiode.*

Heute werden üblicherweise Erdwärmesonden bis ca. 300 m Bohrtiefe erstellt. Für die Speicherbewirtschaftung in grösseren Tiefen stehen heute noch keine effizienten und wirtschaftlichen Systeme zur Verfügung. Ebenso wenig sind heute alternative Langzeit-Speichersysteme, die exergetisch effizient und wirtschaftlich attraktiv sind, verfügbar. Eine neuartige Konstruktion einer Koaxial-Erdwärmesonde für eine wirtschaftliche und effiziente Nutzung der Erdwärme in grösseren Tiefen bis 550 m wird zurzeit von der ETH Zürich in Zusammenarbeit mit Industrieunternehmen entwickelt.

Kühlen

Im Kühlbetrieb muss die Wärmepumpe in der Regel nur sehr geringe Temperaturdifferenzen überwinden. Eine in [6] beschriebene Niederhub-Wärmepumpe arbeitet deshalb auch zur Gebäudekühlung besonders effizient.

Zum Kühlen des Raumes über die Fussbodenheizung muss lediglich der Verdampfer mit dem Kondensator vertauscht werden. Die Umschaltung erfolgt über einen einfachen Umschaltapparat, der den Kondensator und den Verdampfer mit einem einzigen Antriebselement extern vertauscht. Gleichzeitig kehrt er die Fliessrichtung in der K-EWS um. Die Hydraulik wird somit sehr einfach (siehe Bild 7). Die abgeführte Raumwärme wird zur sommerlichen Regeneration des Erdreichs eingesetzt. Somit wird der Gebäudekomfort mit der bereits implementierten Kühlmöglichkeit ohne zusätzlichen Aufwand erhöht.

PV/T Hybridkollektor

Ein unabgedeckter Photovoltaisch und Solarthermisch kombinierter Hybridkollektor kann einfach in das Erdwärmesonden-gekoppelte Wärmepumpensystem integriert werden. Er

ermöglicht mit dem Abführen der sommerlichen Überschusswärme aus der Photovoltaik - neben der Überschusswärme aus den Räumen - die vollständige Regeneration des Erdreichs im sondennahen Bereich, welche für eine hohe Effizienz der Wärmepumpe über den gesamten Lebenszyklus zwingend notwendig ist. Der Hybridkollektor konvertiert technologieabhängig 10-20% der einfallenden Solarstrahlung in exergetisch hochwertigen Strom und absorbiert etwa 75% als Wärme. Diese Wärme vermindert bei reinen Photovoltaikmodulen den elektrischen Wirkungsgrad um rund 4% pro 10K Temperaturzunahme. Wird die Wärme über den solarthermischen Absorber aus dem Kollektor abgeführt, kann die PV-Zelle gekühlt und deren elektrische Leistung gesteigert werden. Die überschüssige Wärme kann bei Temperaturen von typischerweise 20 – 35°C über ein Fluid abgeführt werden. Diese Temperaturen sind für die direkte Erzeugung von Brauchwarmwasser zu tief, eignen sich jedoch optimal für die Regeneration des Erdreichs.

Die solare Anlage wird auf die notwendige Entzugsmenge der Umweltwärme dimensioniert. Eine leichte Überdimensionierung ist möglich, doch die thermischen Verluste im Erdreich nehmen durch den Energieabfluss bedingt durch die Temperaturdifferenz der Überhöhung zum natürlichen Niveau zu. Die entsprechende Fläche an Photovoltaik produziert jährlich mehr Strom, als die Wärmepumpe und die Hilfsapparate wie Pumpen und Ventile in einem Niederhub-System benötigen. Der produzierte Überschuss kann für Haushaltapparate oder die Elektromobilität verwendet werden. Weitere Überschüsse können ins Netz oder in einen lokalen Stromspeicher gespeist werden. Mit der Ergänzung des Gebäudesystems mit einem elektrischen Speicher, kann die Netzbelastung minimiert, resp. das Gebäude autark betrieben werden.

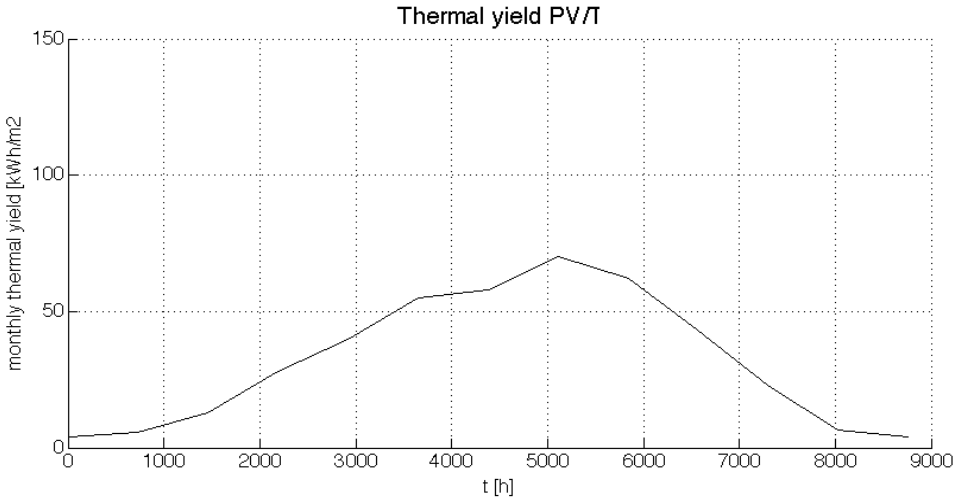


Bild 3: *Typischer Jahresverlauf des Wärmeertrags aus dem PV/T Hybridkollektor.*

Das in Bild 3 dargestellte Beispiel zeigt, dass für den Standort Zürich 96% der im System verwendbaren thermischen Energie von März bis Oktober produziert wird, also grösstenteils ausserhalb der Heizsaison. Diese Tatsache bestätigt, dass das Gebäude ohne saisonalen Zwischenspeicher nicht versorgt werden könnte. Die Wärmemenge ist zudem sehr stark von der Vorlauftemperatur abhängig: Mit einer konstant 10K tieferen Vorlauftemperatur im Hybridkollektor wird ein 17% höherer jährlicher thermischer Ertrag generiert. Doch das

Optimierungskriterium ist die Minimierung des Exergiebedarfs der Wärmepumpe und nicht der maximale Kollektorertrag. Dementsprechend wird der Hybridkollektor im Niederhub-System als Einzelkomponente nicht im maximal optimalen Bereich betrieben.

Lüftung

Zur Komfortsteigerung und zum Schutz der Bausubstanz, kann das vorhergehend beschriebene Niederhub-System mit einem passenden Lüftungssystem ergänzt werden. Es werden dezentrale Zuluftgeräte, die mit denselben Temperaturen (28/22 im Heizfall und 18/22 im Kühlfall) betrieben werden, direkt mit dem thermischen System verknüpft. Diese fördern die Aussenluft über die Fassade in den Innenraum und konditionieren die Aussenluft sowohl im Heiz- wie auch im Kühlbetrieb über einen Luft/Wasser-Wärmetauscher.

Die hohe Effizienz der Wärmeproduktion durch die Verfügbarkeit von Quellwärme aus dem Erdreich mit konstant hohen Temperaturen von über 10°C das ganze Jahr hindurch, erlaubt den Verzicht auf eine Abwärmenutzung aus der Abluft. In der Folge lassen sich einfache Lüftungskonzepte realisieren, welche sich dadurch auszeichnen, dass die Abluft in einfacher und direkter Weise, gesammelt oder lokal aus dem Gebäude geführt wird. Die Raumluft wird über Küchen- und WC-Abluftgeräte nach aussen geführt. Die Küchenabzugshaube läuft während des ordentlichen Lüftungsbetriebs sehr leise auf minimaler Stufe. Beim Kochen wird die Abzugshaube mit deutlich höheren Luftmengen betrieben. Der Aussenluftanteil der Abzugshaube wird von den dezentralen Zuluftgeräten gedeckt, so dass keine Nachströmöffnung in der Fassade vorgesehen werden muss und der Raumdruck trotzdem stabil bleibt. Die Kombination der Funktionen Wohnungs- und Küchenabluft in einem einzelnen Gerät, bedeutet eine deutliche Vereinfachung der Lüftungsinstallation und eine entsprechende Einsparung bei den Technikflächen, da keine Wohnfläche für die Aufstellung der Wohnungslüftung benötigt wird.

Steuerung

Ein effizienter Betrieb eines solchen Niederhub-Systems wird durch die integrale Gebäudesteuerung, welche die einzelnen Elemente untereinander logisch verknüpft, ermöglicht. Die Hydraulik wurde möglichst einfach gewählt, die Anzahl der Aktoren ist tief. Zur Regelung sind nur wenige Sensoren notwendig. So kann eine regelbasierte Steuerung implementiert werden, welche der Wärmepumpe übergeordnet ist. Sowohl die Wärmepumpe als auch die Umwälzpumpen und Ventile werden von dieser als Aktoren angesteuert. In der Anlagensteuerung sind die benötigten Betriebsmodi - die Raumheizung und -kühlung, die Brauchwarmwassererzeugung, die Wärmegewinnung des Hybridkollektors, die direkte Erdreichregeneration, sowie eine Schneeabschmelzung von den Kollektoren - programmiert. Die Bedienung der Anlage erfolgt über das integrierte Panel der übergeordneten Steuerung, das jeweils den aktuellen Anlagenstatus mit Betriebsmodus, Istwerte, Stellwerte und allfällige Störungen, ausgibt. Die wichtigsten Temperaturen, Stellwerte und Betriebsmodi werden in

der übergeordneten Steuerung aufgezeichnet. Dies hilft dem Servicepersonal bei der späteren Lokalisierung von allfälligen Fehlern und ist für die optimale Einstellung der Anlage im Betrieb notwendig. Optional lässt sich für die Anlagensteuerung ein Fernzugriff realisieren, der dem Servicepersonal für die Wartung über das Web Einblick in die Steuerung ermöglicht. Die Steuerung verfügt über eine integrierte Alarmierungsfunktion: Bei Störungen der Anlage wird der Hausdienst durch das automatische Versenden von Email oder SMS informiert. Dadurch ist eine frühzeitige Behebung von Störungen der Anlage möglich.

System 2SOL

Das beschriebene Niederhub-Wärmeerzeugungssystem, mit dem Ziel einer minimalen Exergiezufuhr während der kältesten Zeit ohne nutzbare Solareinstrahlung, besteht aus der speziell für den Niederhub spezifizierten Wärmepumpe, dem Erdreich als Umweltwärmequelle mit hohen Temperaturen und dem Solaren Hybridkollektor, der mit der Raumwärme zur nachhaltigen saisonalen Bewirtschaftung der Wärmequelle Erdreich beiträgt. In dieser Konfiguration ist das Gesamtsystem als „System 2SOL“ benannt (energie SOLaire avec stockage au SOL). Die Sonne wirkt als Wärmequelle des Systems mit unendlicher Reserve und geographisch unabhängiger Verfügbarkeit, das Erdreich als Zwischenspeicher, dessen grosse Kapazität mit einer Erdwärmesondenbohrung erschlossen wird.

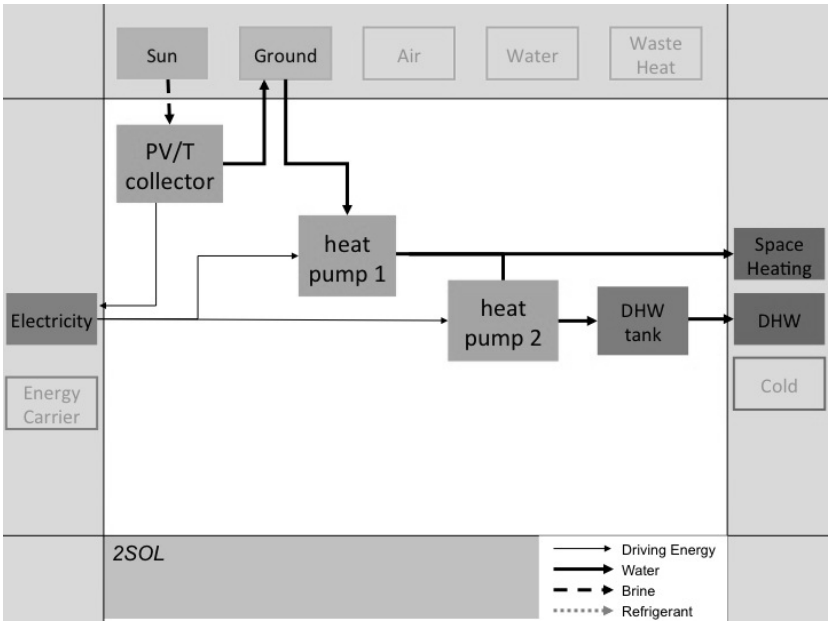


Bild 4: *Darstellung des Niederhub-Systems 2SOL nach [7].*

Merkmale des Systems 2SOL

Der Solarkreislauf wird mit Frostschutzmittel betrieben und ist mit einem Wärmetauscher vom restlichen System getrennt. Die restlichen Kreisläufe im Gebäude, inklusive dem

Erdwärmesondenkreislauf, werden mit reinem Wasser als Wärmeträgermedium betrieben. Durch die Regeneration und einer entsprechenden Auslegung des Wärmebezugs liegen die Temperaturen des Fluids immer über 7°C, sodass niemals Gefahr des Einfrierens besteht.

Die Kombination von Hybridkollektoren mit den Erdwärmesonden als Energiequelle der Wärmepumpe erhöht die Systemrobustheit. Das System wird durch ein selbstregulierendes Entzugs- und Produktions-Gleichgewicht stabil. Die konstant hohe Effizienz der Wärmepumpe durch die Regeneration bleibt auch bei höherem als geplantem Wärmeentzug (z.B. durch Falschauslegung, überhöhte Nutzung, andere Gebäudenutzung, strengere Winter) stabil [8]. Wird während der Heizperiode dem Erdreich mehr Wärme entzogen, sinkt die Temperatur, was tiefere Vorlauftemperaturen im Hybridkollektor und wiederum einen erhöhten Wärmeertrag zur Folge hat. Ebenso reagiert das System, wenn in der näheren Umgebung über andere Erdwärmesonden ebenfalls Wärme entzogen wird und sich die aktiv bewirtschafteten Bereiche gegenseitig beeinflussen.

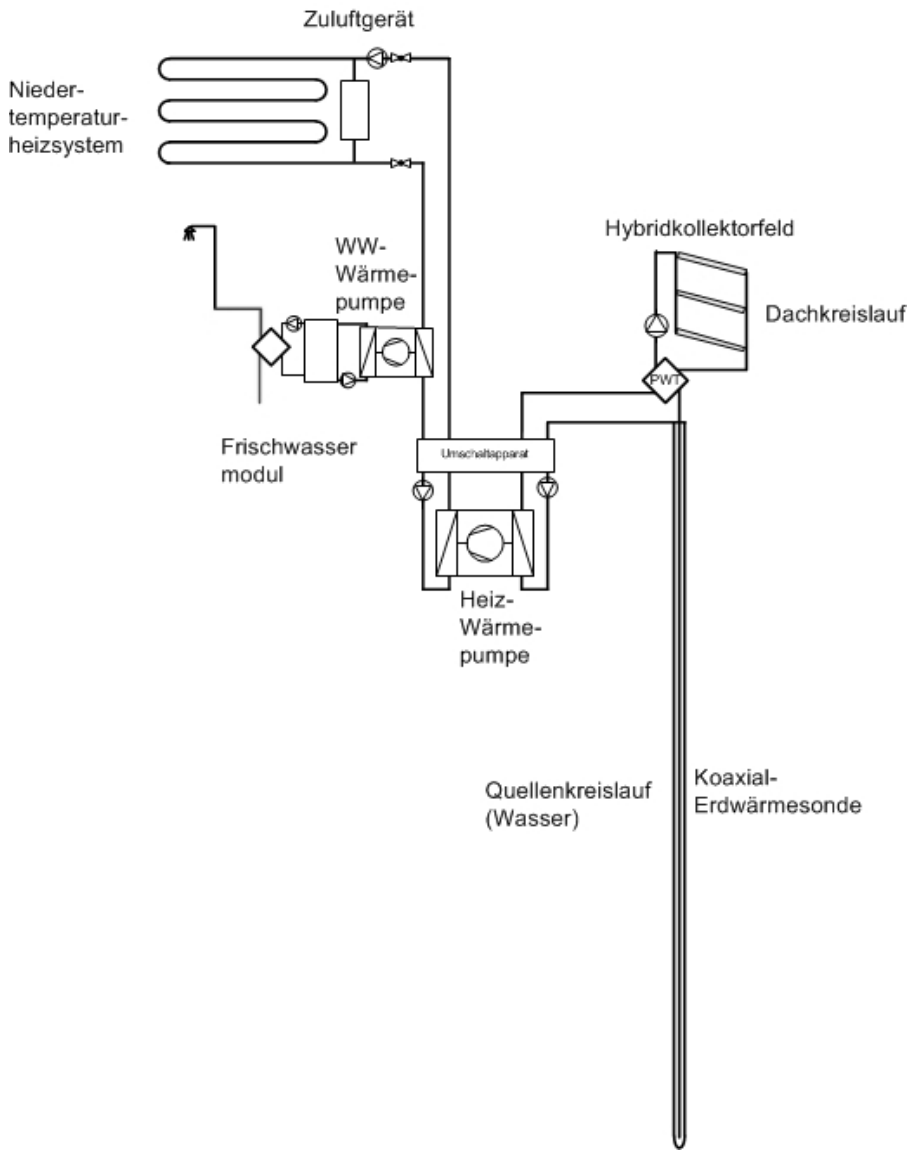


Bild 5: *Prinzipschema des Niederhub-Systems 2SOL.*

Gleichzeitig wird die Dimensionierung der Komponenten einfacher, da sie Ungenauigkeiten zulässt, und günstiger, da eine unnötige Überdimensionierung nicht mehr notwendig sein wird.

Das Heizverteilsystem müssen die Vorlauftemperaturen von max. 30°C für die Heizung inkl. Lufterwärmung im Neubau, resp. max. 40°C bei Sanierungen und max. 50 °C für die Warmwassererzeugung mittels Frischwassermodul zwingend tief gehalten werden. Der innere Temperaturhub beträgt so 20K im Neubau resp. 30K im Sanierungsfall, wenn hohe Quellentemperaturen (Austrittstemperatur aus dem WP-Verdampfer von min. 10°C bei -3°C Aussentemperatur) dank vollständiger Regeneration des Erdreichs erreicht werden.

Die hydraulische Verschaltung erfolgt möglichst einfach. Der Hybridkollektor wird quellenseitig seriell mit der Erdwärmesonde eingebunden. Die K-EWS wird im Heizfall in der anderen Richtung durchflossen wie im Kühlfall, resp. der Regeneration. Das Umschalten der Fliessrichtung erfolgt automatisch über den Umschaltapparat. Wenn möglich soll auf Pufferspeicher verzichtet werden, denn die Bodenheizung ist als Speicher bestens geeignet, womit wiederum Platz eingespart wird. Daraus folgen eine einfache Regelung sowie eine einfache Inbetriebnahme des Gesamtsystems.

Durch die Unabhängigkeit von fossilen Brennstoffen und die minimale externe Exergiezufuhr werden die zukünftigen Energiekosten des Gebäudes kalkulierbar. Mit dem Hybridkollektor werden die Platzprobleme auf dem Dach gelöst und ist insbesondere in mehrstöckigen Gebäuden in städtischen Gebieten die einzige Lösung der vollständigen lokalen Erzeugung von Wärme und Strom.

Realisierung von 2SOL-Projekten in Witikon und Fribourg

Einige Bauprojekte sind bereits mit dem System 2SOL realisiert worden. An der Buchzelgstrasse in Zürich-Witikon wurde ein Mehrfamilienhaus mit 22 Wohneinheiten erstellt. Trotz einem sehr hohen Glasanteil, einer 8 cm dicken Dämmung der Fassade und 16 cm auf dem Dach, wurde mit dem System 2SOL eine exergetisch effiziente Gebäudetechnik realisiert.

Ein weiteres 2SOL-Bauvorhaben ist derzeit in Fribourg in der Umsetzung. Das Projekt CG10 bietet sich für das innovative System besonders an, denn es verbindet ein bestehendes Wohnhaus aus den 1930er-Jahren mit fünf Neubauten in Form von Einfamilienhäusern. Mit dem 2SOL System konnten die unterschiedlichen Anforderungen der beiden Gebäude in einem Energiekonzept integriert werden.

Allianz 2SOL

Die 2013 gegründete Allianz 2SOL ist ein Zusammenschluss von Unternehmen der Schweizer Industrie und Baubranche, welche das Ziel verfolgen, Gebäude mit dem System 2SOL zu realisieren. Die Allianz 2SOL ist eine wachsende Gruppe von Herstellern, Planern und Installationsfirmen, die die Vermarktung des Systems vorantreiben, Beratung sowie Planung offerieren und Gewähr für die fach- und sachgerechte Ausführung und den effizienten Betrieb von 2SOL-Gebäuden bieten. Die Allianz treibt zudem die Entwicklung des Systems und der einzelnen Komponenten voran, sodass das grosse Effizienzpotential von Niederhub-Systemen zunehmend ausgenutzt werden kann und das System gleichzeitig in der Installation und im Betrieb komfortabler wird. Die Geschäftsstelle ist die Anlaufstelle für interessierte Bauherren, Investoren, Architekten, Planer und Installateure.

Schlussfolgerungen

Niederhub-Gebäudetechnik wie das beschriebene System 2SOL kann mit Komponenten heute verfügbarer Technologien realisiert werden. Die Allianz 2SOL realisiert solche Projekte, deren Gesamteffizienz bereits höher liegt als diejenige gängiger Standard-Systeme. Das Minimierungspotential der zugeführten Exergie kann noch nicht komplett ausgeschöpft werden. Einige für diesen Anwendungsfall spezifisch optimierte Komponenten sind noch in Entwicklung und werden bald auf dem Markt verfügbar sein.

Abkürzungen

BWW	Brauchwarmwasser
°C	Grad Celsius
COP	Leistungskoeffizient der Wärmepumpe
EWS	Erdwärmesonde
K	Kelvin
K-EWS	Koaxial Erdwärmesonde
kW	Kilowatt
PV/T	Photovoltaik und thermisch kombinierter Solarkollektor
T	Temperatur
W	Watt
WP	Wärmepumpe

Quellen

[1] IPCC, Climate Change 2007: Contribution of Working Group III to the Fourth Assessment Report oft he IPCC, 2007.

[2] Statistisches Lexikon der Schweiz, Bundesamt für Umwelt, 2013.

[3] Infras AG, Bern, Prognos AG, Basel, TEP Energy GmbH. Analyse des schweizerischen Energieverbrauchs 2000 - 2012 nach Verwendungszwecken, Bundesamt für Energie, 2013.

[4] Bundesamt für Energie. Energieperspektiven 2050, Bundesamt für Energie, 2013.

[5] F. Meggers et al. Low Exergy Building Systems Implementation. Energy(2011)1-8, 2011.

[6] I. Wyssen, L. Gasser: Effiziente Niederhub-Wörmepumpen und –Klimakölteanlagen, Tagungsband der 19. Tagung des BFE-Forschungsprogramms „Wärmepumpen und Kälte“, 2013.

[7] E. Frank, M. Haller, S. Herkel, J. Ruschenberg, Systematic classification of combined solar thermal and heat pump systems, proceedings oft he EuroSun 2010 Concerence, Graz Austria, 2010.

[8] E. Bertram et al. Unglazed photovoltaic thermal collectors in heat pump systems. Hameln Germany, 2010.

Dennis Mosterd, MsC, Senior Strategy Consultant, BDH
Peter Wagener, Managing Consultant at BDH, Chairman of the Dutch Heat Pump Association, Operating Agent IEA Annex 42 'Heat pumps in smart grids'
P.O. Box 1189
NL-3840 BD Harderwijk
wagener@bdho.nl
www.bdho.nl

Heat pumps in smart energy grids for sustainable cities (IEA HPP Annex 42)

Abstract

This paper describes the role that heat pumps can fulfill in and peak shaving and managing the load of electricity grids generated by renewable energy sources. Much R&D is already being performed, but there is much more to explore in this field. This paper tries to give an overview of these developments.

The current developments in smart grid projects are discussed, after which we investigate the combination of thermal grids and electricity grids, where heat pumps are the linkage between those two. After that we elaborate on why and how heat pumps can be connected to a smart grid and the potential it can bring to flexibility of the electricity grid.

Consequently we follow with an insight in Annex 42 from the Heat Pump Program of the International Energy Agency (IEA), which is specifically organized around this topic and currently running. That insight will also give an overview of projects that have to do with the subject. Finally this paper will provide some guidance of what should be developed to connect heat pumps into smart grids successfully and make the most use of its possibilities.

There is no doubt this paper will be non-comprehensive and partially or sometimes even incomplete, therefore all readers are encouraged to send in remarks, important projects we oversaw, or scientific developments in this field. Since we as the Operating Agent of Annex 42 are the authors of this paper, and will process al valuable input into the discussions with the participating countries; South Korea, The Netherlands, France, Denmark, The United Kingdom, United States of America, Germany, Austria and Switzerland.

Introduction

Introduction of what heat pump technology can bring to the development of smart grids

This paper describes the role that heat pumps can fulfill in managing the load of electricity grids generated from renewable energy sources and peak shaving. Much research and development (R&D) is already being performed, but there is much more to explore in this field. This paper tries to give an overview of these developments.

The current developments in smart grid projects is discussed in paragraph 1.3. Paragraph 1.4 discusses the combination of thermal grids and electricity grids, where heat pumps are the linkage between those two. Chapter two elaborates on why and how heat pumps can be connected to a smart grid and the potential it can bring to flexibility of the electricity grid. The following chapter is an insight in annex42 from the Heat Pump Program of the IEA, which is specifically on this topic and currently running. The fourth chapter will give an overview of projects that have to do with the subject. Chapter five will give some guidance of what should be developed to connect heat pumps into smart grids and make the most use of its possibilities.

There is no doubt this paper will be non-comprehensive and incomplete , therefore all readers are encouraged to send in remarks, important projects we oversaw, or scientific developments in this field. Since we, the authors of this paper, are the operating agent of annex42 we can use this information to be put into discussion with the participants.

The impact of heating

Fossil fuel is still our main source of energy and the effect is an unsustainable world with a rising temperature. Decarbonisation, energy-efficiency, roadmaps and technology policies all indicate that our world is in need of a sustainable energy system in response to climate change. Every day thousands of professionals are working to achieve of facilitate the transition to a sustainable energy system so there is no doubt that this is already a substantial industry. But most studies, outlooks and scenario's also indicate that this transition is currently at a to slow pace to meet the goals set by the European Union[4].

There are two main options to achieve a sustainable world: 1) reduce our need for energy, 2) generate energy sustainable. Heat pumps can do both by reducing the amount of final energy needed for heating by utilizing renewable energy (heat) sources from e.g. outside air, soil, ground- or surface water. Furthermore heat pumps have the potential to be fully sustainable if the electricity for heat pumps is generated by renewable energy sources (RES's)[5]. The final

[4] For instance the 20-20-20 goal to reduce greenhouse gas emissions in 2020 by 20% from 1990 levels, raising renewable generated energy consumption to 20% and a 20% improvement of the energy efficiency and the 2050 roadmap to reduce greenhouse gas emissions by 80% in 2050 from 1990 levels and for electricity generation almost 100% in 2050.

[5] There are several other types of heat pumps which use a different 'fuel' to drive the heat pump for instance natural gas or waste heat, but they are not part of the scope in this paper.

energy consumption used for heating is about 47% of the total world consumption so the potential for heat pumps is substantial [1] to reduce this AND open the possibility to generate heat fully sustainable.

Smart grids and smart grid projects

RES's such as wind- and solar power generate electricity which in short term is predictable, but not controllable like hydro power, gas fired turbine's and coal power plants. Wind and solar power are so called Intermittent Renewable Energy Sources (IRES). This introduces a new challenge to the TSO's and DSO's transporting and distributing electricity over the grid; the supply of IRES does not follow the demand for energy and can be produced locally. This sparked a whole new area of R&D to develop smart grids; an electricity grid that is flexible and can balance supply and demand by monitoring and controlling supply AND demand.

The main focus today in terms of budget spent in this field is on smart meters [2], but smart grids are much more than that. The term 'smart grids' is a broad term with different definitions but in general smart grids can be described as described in the table underneath.

What can smart grids bring or do?	**And how?**
Integrate: • more renewable energy sources • electric vehicles • local generation	Demand response
More efficient and reliable, can prevent or restore outages	Automatic grid reconfiguration
Consumer control over consumption & participate in the e-market	Comprehensive monitoring and controlling energy flows

Table 1: *Different aspects of smart grids*

In general grids are made smart by making the components in the grids, including generation and applications, smart. And the components are made smart by adding information and communication technology (ICT) to it.

The need for smart grids and smart grid technologies is also stated by a recent study on impacts of large-scale Intermittent Renewable Energy Sources: "*New technologies and demand side management is needed to increase system flexibility when modeling low-carbon systems.*"*[3]*

The Joint Research Centre (JRC) made an overview of smart grid projects in Europe with the following main conclusions [4]:

1. 281 smart grid projects were identified across 30 countries with a total investment of €1.8 billion and €0.5 billion in 2011 alone.

2. The budgets per project are growing, from 27% in 2006 to 67% in 2012 of projects with a budget larger than €20 million.

3. The UK, Germany, France, Italy and Denmark are the most active investors in smart grids, mainly led or initiated by DSO's and utilities. Aggregators and retailers play a limited role.

4. 23% of the smart grid projects are focused on consumer engagement with typically up to 2000 consumers involved, mostly volunteers. Consumer resistance in participation is still significant and acknowledged as key issue in multinational projects. Denmark and Germany are leading with projects focusing on consumer engagement. The main factor for motivating consumers is reduction of the energy bill and environmental concerns.

5. Almost all of the budget is funded, 55% of the total budget comes from non-private capital. The limiting factor for private investment is uncertainty over the business case for smart grid applications,

6. The uncertainty of the business case is invoked by:
   <u>Policy related or non-technical barriers:</u>
   a) A lack of standardized control and communication solutions.
   b) No clear defined roles and responsibilities in new smart grid applications.
   c) The sharing of costs and benefits among participants.
   d) Consumer resistance to participation in trials.
   e) The range of regulatory arrangements in Europe hampering replicability of project results in different countries.
   f) The need for new contractual arrangements
   <u>Technical barriers:</u>
   g) Clear rules for technical validation of flexible supply/demand transactions by system operators
   h) Technical and commercial arrangements for the exchange of physical and market data

7. Focus on storage as an flexibility option is one of the key themes of the main projects started in 2012.

From these main conclusions it can be derived that the stage of European smart grid development is in the R&D phase with demonstrations on a small scale. The main issue is that through solutions on a micro scale, a macro problem is trying to be solved, with no real benefits on a micro scale (which is a classical system failure of technical innovation systems).

Demand response appliances and smart meters are solutions to solve the problem of integrating more IRES and distributed energy resources (DER), on first sight the problem of TSO's and DSO's, which have no direct benefit for consumers. Consumers that will always look for the most simple solution, together with the installer. [5]

It is essential valid business models are developed to create benefits for consumers or policy measures are taken, otherwise the large scale roll out of smart grids will have a substantial delay. Countries that already encounter curtailment6 of RES, such as Denmark and Germany are therefore pushing to roll out smart grids and seek business models to attract the consumer to participate.

The development path of smart grids is not an R&D path for a single technology and it is not straightforward. The large-scale roll out of smart grids demands a paradigm change where a multitude of new and existing technology's from different fields are developed, combined and integrated to facilitate the transition to a smart grid. Therefore international collaboration, integration and standardization is much more important than in a technology development path where the technology is not an integral part of a larger system.

Heat pumps as a link to a 2nd energy circle

In the above mentioned paragraphs it is identified that heat is a substantial part of the world energy consumption and electricity grids have to be converted to communicating smart grids. Smart grids can also be referred to as an energy circle, since supply and demand are connected throughout the grid and energy flows between it directed by communication technology. This means , although in much of the research and projects being done are focused on electricity grids, this *does not have to mean an electricity grid per se*. A thermal grid with appliances generating heat (or cold) or extracting it on a shared thermal distribution grid can also be made smart: communication an monitoring of all the appliances or the behavior of the building, outside temperature, forecast etc. to distribute thermal energy. This could be referred to as the 2nd energy circle.

The advantage of the 2nd energy circle is that it is much easier to store energy in this grid and 'smart' technologies are for the large part already widespread common technologies. Almost every building with heating uses a thermal hydraulics grid to distribute heat. Furthermore a thermal grid is simpler in behavior; temperature, pressure and flow are the main aspects, where electricity has phases, frequency, ground, voltage and current to control. The Renewable Heating and Cooling platform (RHC) has released an strategic research innovation agenda (RHC-SRIA) where so called cross-cutting technologies4, need to be developed on a technology roadmap. Large scale demonstration of smart thermal grids and next generation

[6] Curtailment is the effect that total amount of installed capacity of a IRES is higher than the grid can accept to maintain system security of the grid, because some non-RES units must be necessarily dispatched due to security or system constraints.

sensible energy storage is put on the agenda for 2014 – 2016, which endorses the above mentioned point.

Heat pumps can generate heat and cold with electricity with the additional use of thermal-RES. This means heat pumps are a very effective, so not the only interesting, linkage between the two energy circles, electricity and thermal grids. Furthermore it provides the possibility to store electrical energy from IRES very effectively and making the 1st energy circle much more flexible. Another advantage of the 2nd energy circle is that is does not have to be a large scale grid to function, this means roll out of these smart grids is simpler and had to do with less parties involved.

Or, as Heinrich Huber, deputy head of Sustainable Thermal Energy Systems from the Austrian Institute of Technology (AIT) states:

"A new generation of intelligent networks based on real-time bi-directional communication between generators, consumers and storage facilities. Urban smart grids will, in the future, include both electrical and thermal networks and incorporate heatpumps as interfaces between these networks.[6]"

Heat pumps connected to smart grids

Why should heat pumps be connected to a smart grid?

As described in chapter one, heat pumps have a substantial potential for generating heat and are the link between smart energy grids and the 2nd energy circle, smart thermal grids, where storage is a viable option. This means both peak shaving as well as demand response is possible on an aggregated large scale with heat pumps.

Thomas Nowak, the secretary general of the European Heat Pump Association (EHPA) also endorses this [7]:

"Properly designed and managed grids will help to avoid, and eventually overcome, inefficient use of energy and energy waste. Most, if not all, heat pump systems include thermal storage, and all of them have

a control unit. If properly designed and connected, these two components make heat pumps the perfect enabler for future smart cities. Heat pumps can store superfluous surplus electricity in the form of thermal energy. Depending on their design, heat/cold is stored in tanks, in the ground, in floor/wall heating systems or in concrete cores using the mass of the building. Smart heat pump systems are distinguished from their standard variants by the ability to incorporate user behavior, climate data and pricing signals into their control systems. Operating them when (cheap) surplus electricity is available will avoid this electricity being wasted. Operating them in off-peak hours will reduce peak-load demand. Over time, they build up a picture of energy supply and demand patterns inside and outside their own building boundary. Adding all this information together contributes to an improved

overall system understanding. If grid operators knew when and where storage facility is available, it would be possible to integrate much larger shares of wind and solar electricity. While 'the advantage of smart' has been demonstrated in several studies, the majority of today's heat pumps cannot properly communicate with their surroundings. This lack of understanding goes both ways: most grids do not provide pricing signals and are not equipped to receive and analyze information from heat pumps."

Heat pump technology implementation and storage

An integrated approach is essential when implementing heat pumps as well as implementing smart grids. The above given approach is for implementing just one heat pump into a home. [8]

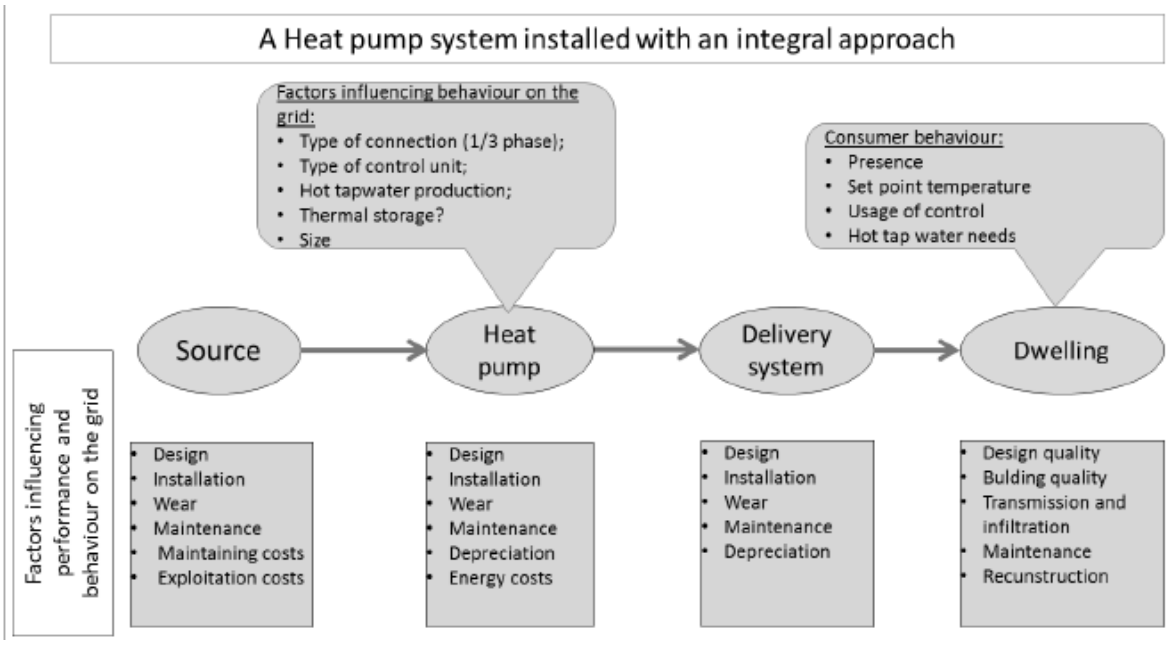


Bild 1: *Overview of aspects and factors influencing the behaviour of a heat pump on the grid*

An integrated approach also implies that you look further than a single dwelling. What could a HP do in a neighborhood setting, combined with E-mobility, CHP, demand management, on-site RES etc.

Pitfalls:

1. Automating small problems into big ones (automation amplifies the good, the bad and the ugly)
2. Technical integration is not straightforward (understand each other and cooperation is crucial → protocols and standards)
3. Ignoring change management (new technology, new integrations will result in new processes which ask for training and expectation management)

Smart heat pumps

Not only the grid, but also the heat pump needs to be smart to fully utilize possibilities for demand side management. The smarter a heat pump is (more functionality, control and communication options) the bigger the opportunities when it is integrated in a smart grid. Therefore several 'levels of smartness' can be identified for heat pumps. The table underneath presents several aspects of smart heat pumps.

'Smart' aspect	**Dimensions**
Heat pump functionality	Inverter-driven compressor which can ramp down rather than switch off
On/off	
Control strategies: building thermal mass & storage	Pre-heat algorithms
'Learning' building thermal response	
Optimising integration with storage	
Control strategies: outside environment	Weather compensation & variable capacity
Responding to weather forecast data	
Control strategies: energy price	Responding to dynamic price signals
Responding to pre-set price (& CO_2 signals?)	
Communication capability	2-way communication
1-way communication	
Speed of response to communication signal	Dynamic response (minutes)
Needs advanced notice (hours/days)	
Communication protocol	
Thermal storage	Sensible heat storage (water tanks)
Advanced heat storage technologies e.g. phase-change materials	
Integration with 2nd energy source	bivalent system with set-point control to switch from HP to other source
hybrid which can switch between energy sources according to price, CO_2	
Sophisticated controled hybrid heat pumps which can switch between sources in response to dynamic tariffs.	

Table 2: *Different options how to make a heat pump 'smart'[9]*

The scale of things; a simple example

To illustrate what the potential is for demand response when heat pumps are connected to the grid, some simple example calculations has been made to illustrate effects.

Switching from gas fired boiler to an electrical heat pump

The effect for heating a typical Dutch single family detached home with hot tap water production on the electricity connection when switching from gas fired boiler to an electrical heat pump with a water boiler storage is shown underneath. [10]

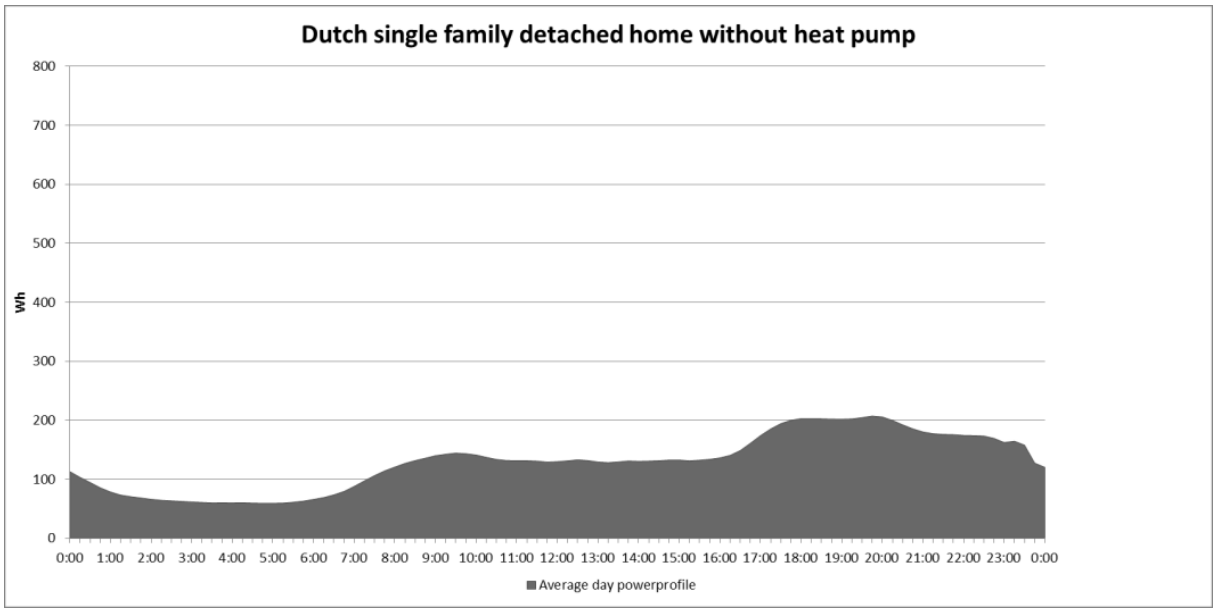


Figure 2: *The average daily household power consumption profile of a Dutch single family home.*

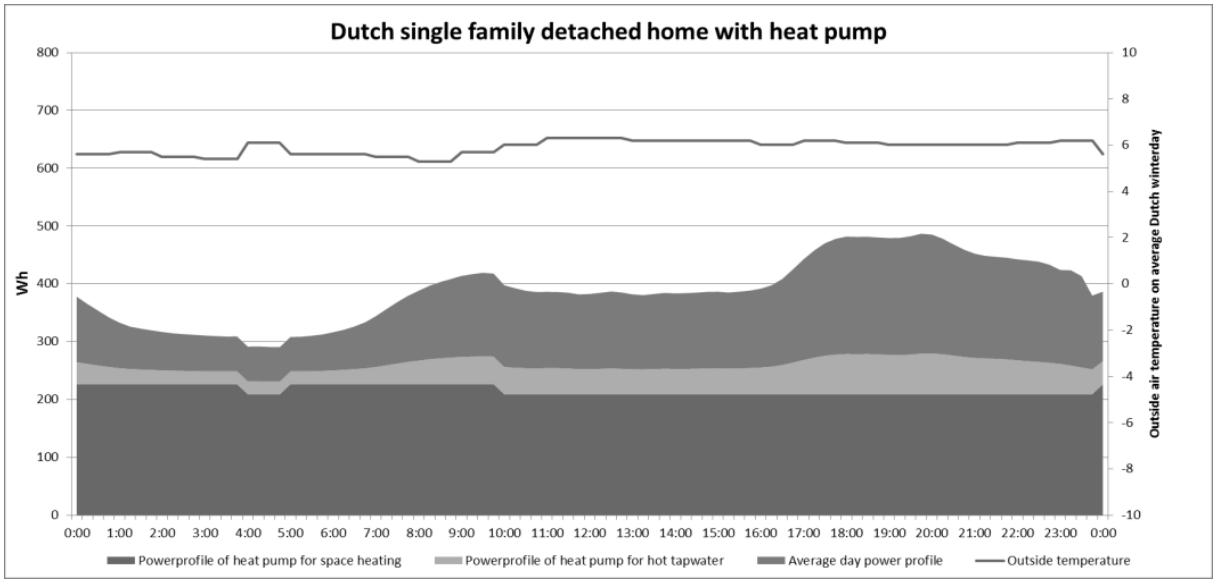
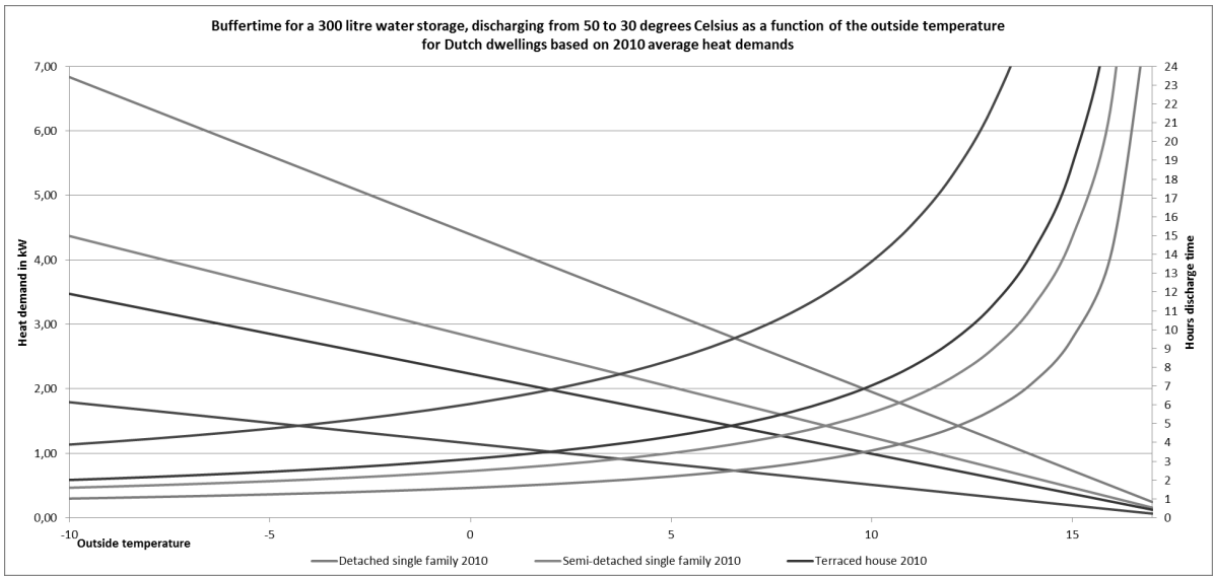


Figure 3: *The average daily household power consumption profile of a Dutch single family home, where heat- and hot tapwater demand have been added in terms of electrical power consumption from an installed heat pump on an average winter day.*

Note that this is a theoretical power profile based of an average singe family household, based on the demand for electricity, heat and domestic hot water. Actual behavior of a heat pump will differ greatly from the type of control, size of the heat pump, delivery system, building mass, etc. etc. The graphs are to show that the impact on the average power demand when switching from a gas fired boiler to an electrical heat pump is considerable. It also implies that if storage can provide for a shift of a few hours, the entire typical peak in the evening can be shifted to midday or night.

The effect of insulation on heat demand and buffer time

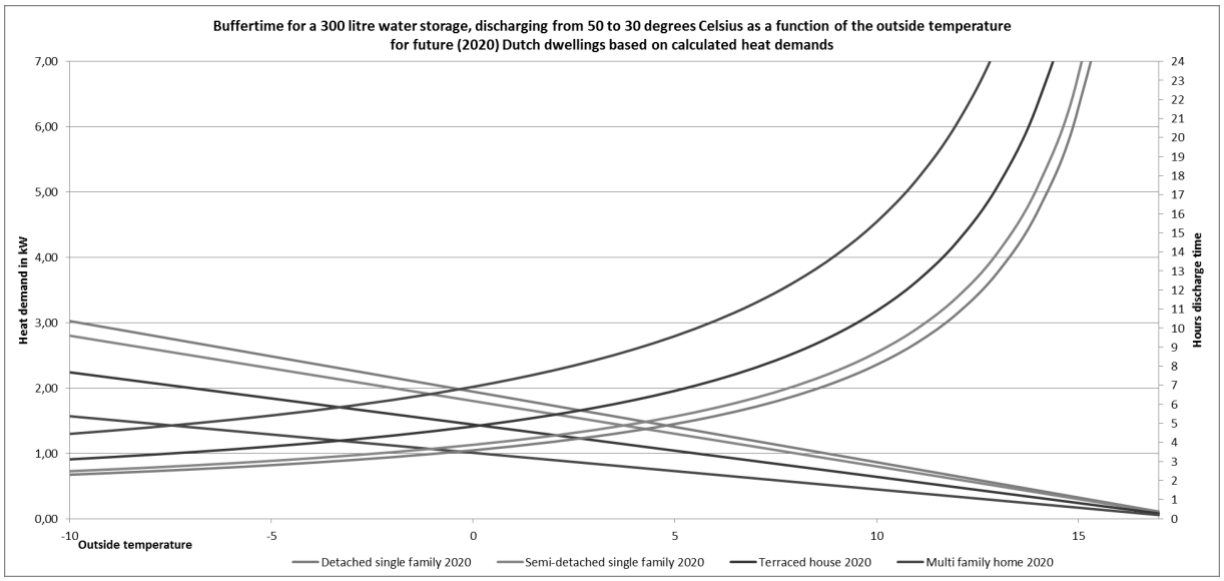
The average Dutch building stock can be characterized into four types of residential dwellings; Detached single family, semi-detached single family, terraced housings and multifamily homes. These housings have different heat demands, since transmission surface differs (among other factors). The graph underneath illustrates what the effect is of differences in building stock and the effect of the outside temperature on the discharge time of an 300 liter thermal water storage tank. [11]



On the x-axis the ouside temperature is shown in degrees Celsius from -10 to 18°C. The left Y-axis shows the heat demand in kW and the right Y-axis shows the discharge time in hours. The straight lines are the heat demands for the different type of dwellings, lower outside temperatures require higher heat demands. The curved lines show the discharge times for the different type of dwellings. The higher the outside temperature, the lower heat demand and this results in longer discharge times.

Again this is to illustrate effects, for instance heat loss of the boiler and hot tap water production is not taken into account. It does clearly show the large differences in the building stock.

The same graph is produced but now for future building stock. Newly build homes are much better insulated because of Dutch energy regulation for buildings.



It clearly shows that discharge times rise and therefore also the potential for shifting demand.

Annex 42: Heat pumps in smart energy grids

Why this annex and who is in?

In the executive committee (ExCo) of the Heat Pump Programme (HPP) of the IEA it was admitted that heat pumps in smart energy grids is an undeveloped area of research. It is not the technological research that forms a barrier; much technological research is being done in this field. But the integration of heat pumps in smart grids and the potential it can bring is where more development is needed. Heat pumps in smart grids encounter the same challenges as stated in paragraph 1.3; uncertainties in the business case invoke for the large part non-technical or policy related barriers. [12]

This called for the need for the definition of a new annex, annex42: 'Heat pumps in smart energy grids'. It was put into effect with the first meeting in the renewable energy house in Brussels on the 16th of May 2013. The operating agent is Business Development Holland. It seems an very important topic since more than ten countries have joined this annex. Underneath the countries and institutes that have joined annex42 can be found.

Country:	**Institute:**	**Confirmation status:**
Denmark	Teknologisk Institut of Denmark	Confirmed
Germany	Fraunhofer ISE	Verbally confirmed
South-Korea	Korea Institute of Energy Research (KIER)	Confirmed

France	Électricité de France (EDF) R&D	Confirmed
United Kingdom	Department for Energy & Climate Change (DECC) and DeltaEE	Confirmed
USA	Oak Ridge Laboratory and Electric Power Research Institute (EPRI)	Confirmed
Austria	Austrian Institute of technology (AIT)	Verbally confirmed
Switzerland	Hochschule Luzern (HSLU)	Verbally confirmed
The Netherlands	TNO Innovatie and Alliander Asset Management /Innovation Dept. (national team) BDH (Operating Agent) RVO (ExCo member of HPP)	Confirmed
Sweden	KTH Royal Institute of Technology Sweden	In progress
Finland	TBA	In progress
Japan	The Heat Pump Technology Centre of Japan (HPTCJ)	Questionable

What is the main goal and what is the output of Annex 42? [13]

The main challenges regarding the electricity grids in the future are defined in annex42 as:

1. Electrical load management issues
2. Energy load from supply of sustainable energy sources

The main goal is to produce new knowledge regarding heat pumps in smart grids which cannot already be obtained in running projects or studies.

The expected output is a situation-, region- or country- specific implementation model so readers can decide what the best options are in a given situation to implement heat pump systems, the best ways to implement them into an electrical grid, possible controlling strategies to balance the electricity grid and the potential heat storage capacity. The results will also indicate research topics for further projects.

The results of Annex 42 will be useful for:

- Policy and decision makers (both national and local government) for energy systems in urban areas
- Housing companies

- Grid companies (Distribution Service Organizations, DSO's) & energy suppliers
- Installation consultants
- HP manufacturers / control designers
- Researchers in the HP / SG field

The main research topics of Annex 42 [14]

The topic of annex42 is a broad topic that had to be narrowed down. To define a scope, in the first meetings of annex42 research questions were defined that will be answered during the execution of annex42:

1. What is the potential 'peak shave' capacity of both electrical and thermal loads for the different flexibility options?
2. What are the potential thermal storage options that can be connected to heat pumps and its capacity?
3. What are the costs of different technology options for flexibility (thermal storage, hybrids)?
4. What is the time scale to balance peak considering the different storage options and how does it affect control strategies?
5. What is of will be the acceptability to households? (comfort, technology, pricing, feeling of control)
6. What are the best control strategies? How to balance between the peak / highest COP / Comfort / economy (since they can be conflicting). Furthermore how much flexibility and potential for E-load reduction will it give?

Also a general approach was defined in the first meetings to guide the search:

1. Observe and study running projects
2. Combine the information
3. Order and structure the questions and answers that are imposed in the projects
4. Produce new knowledge out of the combinations AND/OR test models that have not been tested in the running projects.

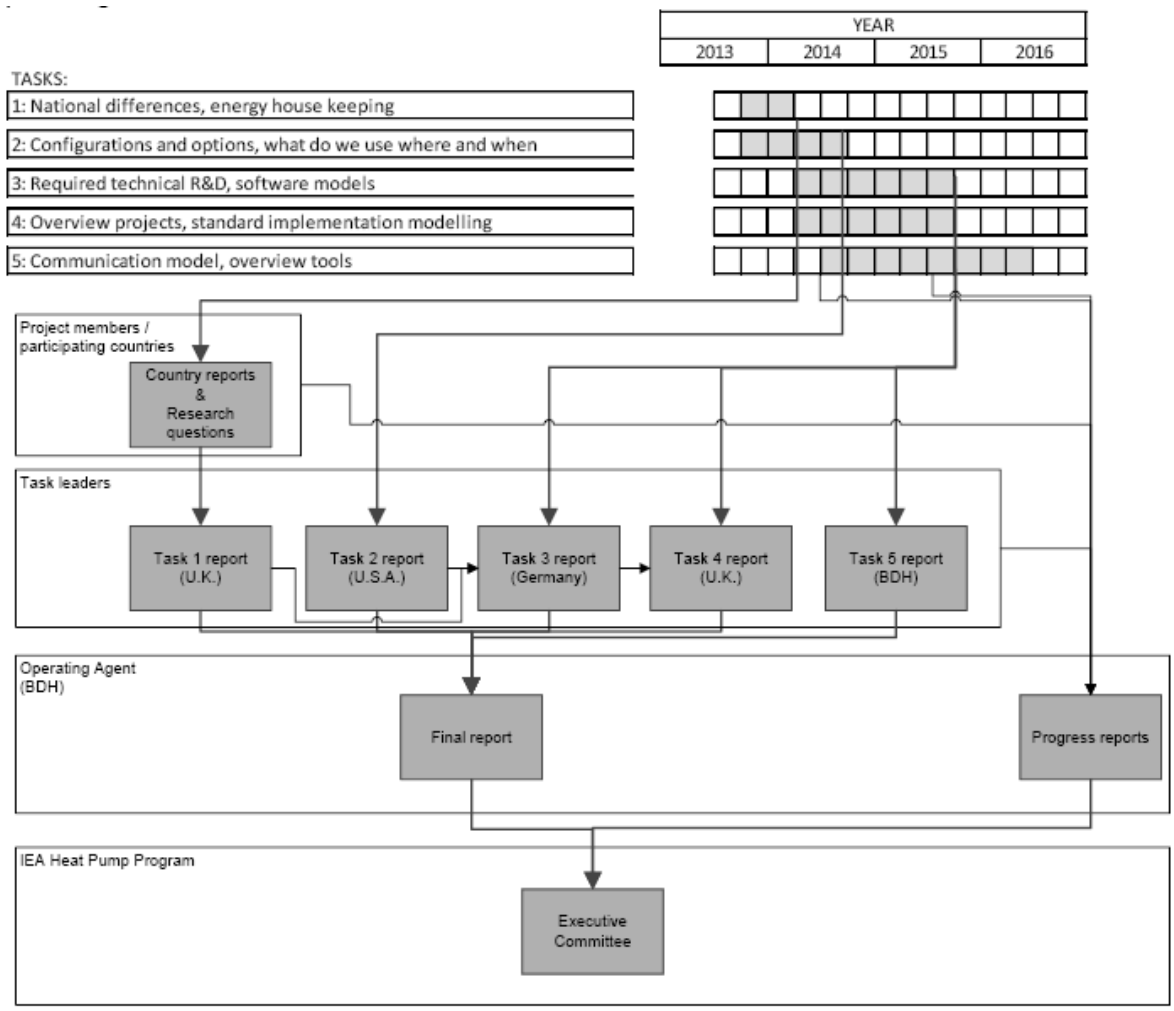
It was also defined what will be outside the scope to the annex42 to prevent misunderstanding of what is being done and what not:

1. No gas grid implementation issues, just the description that there is potential for hybrid HP's (hybrids ARE included in the annex as an Electricity grid balancing option).
2. No large thermal grid controlling options. Large thermal grids are included as storage option and its potential capacity, but how to control this, or controlling strategies are NOT included.
3. Power to gas (this is storing electricity by using this power to produce hydrogen and reform this into gas) is not included as an option to balance the E-grid
4. Not E-storage as balancing option (batteries etc.)

5. Not the integration of other sustainable energy production options and modeling of balancing this flexible energy supply.
6. Not smart cities. Although the term 'smart cities' is mentioned in the legal text; this was used as an introduction to heat pumps in smart grids as a part of smart cities. We will focus on heat pumps in smart grids not smart cities (this is a much broader subject where economy, mobility, environment, people, living and governance is included.

Structure and planning

Annex42 is divided into five tasks, with each task being run by a task leader. The tasks and planning of annex42 can be found underneath.



It is important to note that this annex is not strictly defined in terms of the (search) path that will give us answers to the stated research questions. This route was chosen in the meetings together with the members, because this is not a technical annex, but much more focused on overcoming non-technical barriers, which are much harder to describe, identify and solve (or show the potential). This means actions and decisions are made up per meeting, because the outcome of each step determines which next step is to be taken.

What is being done: Smart grid projects with heat pumps

In this chapter projects are identified that have to do with heat pumps in smart grids. It is a mere sum up of projects from different sources, that are not extensively described, since all projects can be found on the Internet. The list gives an overview what is being done by whom.

Projects identified by the Joint Research Centre of the EU

Project Name	Leading Organization	Main Implementation	Category
Increased energy supply flexibility and efficiency by using decentralised heat pumps in CHP stations	Technical University of Denmark	Aalborgværket, Aalborg	Demonstration
Trials with heat pumps on spot agreements	SydEnergi	Esbjerg	Demonstration
Intelligent Remote Control for Heat Pumps. ForskEL 10469	Nordjysk Elhandel A/S	Aalborg	R&D
Heat Pumps as an active tool in the energy supply system. ForskEL 10490	Technical University of Denmark	Kongens Lyngby	R&D
Smart neighboring heat supply based on ground heat pumps. ForskEL 10688	Municipality of Solrød	Solrod Strand	R&D
From wind power to heat pumps	Energinet.dk	Fredericia	Demonstration
READY - Smart Grid ready VPP controller for heat pumps	Nordjysk Elhandel A/S	Aalborg	R&D
PowerMatching City II	RWE/Essent	Hoogkerk	Demonstration
PREMIO (FR, 2008-12)	CAPENERGIE	Lambesc	Demonstration
Linear	Vlaamse Instelling voor Technologisch Onderzoek N.V.	Field tests in Flanders, Flemish Region	Demonstration

Table 3: *Smart grid projects in Europe, where heat pumps are involved. [15]*

Projects identified by the members of Annex 42

U.K.

Filled in by:	**Penny Dunbabin**
Official name of the project:	
Initiator:	
Executing organization or institute:	
Country or location	
Time frame:	
Scope of the project:	
Project scale:	
Description:	a) Modelling of residential heat pump electricity demand superimposed on measured electricity demand profiles for the UK household sector + discussion of potential for peak demand shifting (our peak demand occurs at around 6pm in the winter – usually in January. There are also local peak demands in summer, eg in London, due to air-conditioning). b) Results from a study using heat pumps with remote controls operated by the energy supplier. The plan is to install 600 air-source heat pumps, 100 of which will have thermal stores. The operator will investigate the effect of remote control on indoor temperature and the residents' comfort levels. At present, 408 heat pumps have been installed, 8 of which have thermal stores. Two areas of the local network that currently have programme-funded heat pumps deployed on them have been identified as target areas for network monitoring to understand effects of these units on the local grid infrastructure. This project will be complete in 3 years' time.
Other remarks:	

Germany

Filled in by:	**Zaphod Leitner**
Official name of the project:	Potenziale der Wärmepumpe zum Lastmanagement im Strom und zur Netzintegration erneuerbarer Energien
Initiator:	federal ministry for economics and technology (BMWi)

Executing organization or institute:	Ecofys Germany GmbH (Dr. Christian Nabe, Bernhard Hasche, Markus Offermann, Dr. Georgios Papaefthymiou) Prognos AG (Friedrich Seefeldt, Nils Thamling, Henri Dziomba)
Country or location	Germany
Time frame:	2011
Scope of the project:	Study
Project scale:	
Description:	Electric compression heat pumps are increasingly used in Germany. Combined with hot water storage tanks they provide a high theoretical potential for Demand Response to compensate fluctuating Renewable Energy production. An analysis has been carried out to evaluate the potential of heat pumps for storing heat and electricity. The analysed heat pump systems are classified by technology, plant capacity and dimensioning. Plant efficiency and storage losses were taken into account to asses the advantages of positive and negative balancing power povided by smart controlled heat pump systems. The study results in recommendations for further actions and technical optimization.
Other remarks:	

Filled in by:	**Zaphod Leitner**
Official name of the project:	Regenerative Modelregion Harz
Initiator:	federal ministry for economics and technology (BMWi)
Executing organization or institute:	Project coordination, virtual power plant, energy management: Fraunhofer IWES, University Kassel Business models, energy management: CUBE Engineering GmbH, in.power Grid operators: E.ON Avacon, envia, Vattenfall Transmission Municipal utilities: Halberstadtwerke, Stadtwerke Blankenburg, Stadtwerke Quedlinburg, Stadtwerke Wernigerode Wind farm operator: RKWH ICT related companies: Siemens AG Research for grid operation: University Magdeburg, Fraunhofer IFF
Country or location	Kassel Germany
Time frame:	2008 - 2012

Scope of the project:	Analysis of a virtual power plant
Project scale:	18 partners
Description:	In a competition for the technology promotion initiative “E-Energy: An ICT-based energy system of the future” by the federal ministry for economics and technology (BMWi) and the federal ministry for environment, nature conservation and nuclear safety (BMU) consortia in six model regions were selected. One of these winners is the project “Regenerative Modelregion Harz (RegModHarz)” (regenerative model region Harz). The objective of this project is the technical and economic development and integration of renewable energy sources (RES) by deploying modern information and communication technology (ICT). The project deals with the creation of an efficient energy infrastructure with a maximum share of regional renewable energies as well as with their organization and operation under market conditions. Within this project, grid operators, energy suppliers, municipal utilities, wind farm operators, universities, research institutes and RES/ICT related companies will develop tools, infrastructures and strategies to supply a complete district with electricity solely from Renewable Energies. In the Renewable Model Region district Harz (RegModHarz), different renewable energy producers, controllable consumers and energy storage devices will be coupled by a variety of means such as electronic market places and distributed control mechanisms to a large virtual power plant (VPP).
Other remarks:	

Filled in by:	**Zaphod Leitner**
Official name of the project:	Modellstadt Mannheim
Initiator:	Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWI)

Executing organization or institute:	IFEU: Markus Duscha (AS-Leitung), Lars-Arvid Brischke, Ruben Korenke, Corinna Schmitt DREWAG: Stephanie Einspender, Holger Hänchen, Max Pham, Robert Weißenborn, René Zimmer IBM: Andreas Herdt, Christian Panzer, Detlef Schumann IWES: Timo Fischer, Mariam Khattabi, Jan Ringelstein, Patrick Selzam IZES: Hermann Guss, Uwe Klann MVV: Michael Handschumacher, Jürgen Hermanns, Andreas Kießling, Christian Mayer, Michael Pawlowicz, Oliver Prahl, Volker Stelzner PPC: Christine Müller, Stefan Sender, Thomas Wolski PSE: Thomas Große Böckmann UDE: Mike Trautmann
Country or location	Mannheim/Dresden Germany
Time frame:	2008 - 2012
Scope of the project:	Analysis of a smart Smart Grid
Project scale:	1000 Households
Description:	The project *"Modellstadt Mannheim"* focusses on the creation of a smart power grid. The main goal was to achieve a free market of energy open to every participant and independent from conventional functionalities. Participants are consumers, producers, energy traders, distribution network operators, energy service companys, energy storage providers or metering point providers.
Other remarks:	

U.S.A.

Filled in by:	**Ron Domitrovic**
Official name of the project:	Analysis of Capabilities of Variable Capacity Heat Pumps for Demand Side Management
Initiator:	Electric Power research Institute, Southern Company, Tennessee Valley Authority, Duke Energy, CenterPoint Energy
Executing organization or institute:	Electric Power research Institute
Country or location	U.S.A.
Time frame:	Ongoing, through ~2015

Scope of the project:	Laboratory and field analysis of variable capacity heat pumps for the provision of energy efficiency and demand management resources.
Project scale:	~several systems evaluated in laboratory conditions & ~10-20 systems evaluated in the field at various locations & climates across the U.S.
Description:	Variable capacity HPs offer new flexibility to heat pump systems, enabling them to be applied in non-traditional climates and to be used for advanced load management. This project evaluates the capabilities of various manufacturers' variable capacity heat pumps in the lab and in the field for these new capabilities.
Other remarks:	

South-Korea

Filled in by:	**Minsung Kim/Junhyun Cho**
Official name of the project:	Development of Smart Energy Network Technology
Initiator:	Korea Institute of Energy Research(KIER), Minsung Kim
Executing organization or institute:	Korea Institute of Energy Research(KIER)
Country or location	South Korea
Time frame:	Ongoing, 2012 ~ 2014
Scope of the project:	- Demonstration of Industrial Thermal Energy Network in the "KIER Daejeon campus" -Targeting energy consumption (for HVAC) in KIER headquarter to reduce 30%
Project scale:	10 buildings will be thermally connected with the 'Exhaust Gas R&D Center(Coal Power Plant, 10 MW thermal, 2 MW electrical)' as a thermal station. Heat pumps are included.
Description:	Remodeling 'Exhaust Gas R&D Center' into industrial thermal station having combined heat and power plant Maximize energy efficiency by connecting Exhaust Gas R&D Plant to Heat Supply Plant Scheduling experiment of the R&D plant to match heat demand of KIER Daejeon campus

Other remarks:	The energy network in KIER will be an innovative project where not a project has been carried out where heat demand varies greatly in laboratory and building complex

Austria

Item	Explanation
Filled in by	Michael Hartl (AIT, Austria)
Official name of the project	SmartCityGrid: CoOpt
Initiator(s)	FFG (National Funding Agency in Austria), Call is named *e!mission*
Executing organization(s) or institute(s)	AIT Friederich Kupzog (Friederich.kupzog@ait.ac.at)
Country or location	Austria
Time frame	04/2014 – 10/2014
Scope of the project	Operating of grids with load shifting through model predictive controller
Project scale	Two real office buildings and four virtual office buildings and multifamily buildings
Description	The project aims at optimizing energy efficiency and increasing coverage of demand by renewable energy within electricity networks and buildings through model predictive control and prognosis. The validation of the developed methods and strategies is performed on existing building (ENERGYBase, SOL4). Beside validated optimization methods and models the sustainable impact and useful outputs for planning and operation of smart city distribution networks will be the central findings of this project
Other remarks	

What do we need to make it work?

Virtual Power Plants – Mixed asset power plants

A virtual power plant is a linkup of small, distributed power stations, like wind farms, CHP units, photovoltaic systems, small hydropower plants and biogas units, but also of loads that can be switched off, in order to form an integrated network. The plants are controlled from one central control room. Demand response is a mechanism to adapt electricity demand to

grid conditions or in response to market prices. In many projects, the notion of VPP is used extensively, encompassing coordination both of DERs (supply side) and demand response.

Virtual Power Plants combine supplies to act as one supply OR combine demands to act as one demand reduction. This needs to be integrated into an mixed asset virtual power plant: which combines supply, demand AND storage.

Online monitoring and data collection

The smarter a heat pump is, the higher the potential for reliable demand response when connected to the grid. Online monitoring and data collection is a very important first step in making heat pumps smart. It is also the conclusion of manufactures and installers of heat pumps that online monitoring and servicing is even an necessary step when installing such systems [16]. It can prevent efficiency loss, out of boundary failures, malfunctioning, etc.

If monitoring data from heat pumps was to be collected in a shared database, it can deliver very valuable information for the potential of managing loads or shifting peaks. The effects are:

1. Monitor electricity power usage and build up usage profiles to design smart energy concepts.
2. Constant monitoring of the performance factor to see the real performance and not the theoretical performance.
3. Insights in user and building behavior and its effect on energy use.
4. Planned preventive maintenance based on the real load curve instead of time interval maintenance or responding to failures.
5. Heat pumps with electrical resistance heating back-up, functioning on this back-up will not go unnoticed.
6. Uncovers the real time potential of demand side management with heat pump and storage.

A flexibility index

Flexibility of the grid is the key and the more flexible a smart grid is, the more demand and supply do not have to be balanced. Demand side management and peak shifting are important aspects for a smart gird, where heat pumps combined with storage is an option to achieve this. But there are several other technologies and appliances that can enlarge the flexibility of the grid.

But how can all these technologies and appliances be rated in terms of flexibility, so a grid operator can map and judge the different options. And maybe even more important; what is flexibility and what is it worth?

The development of a flexibility-index for systems connected to the smart grid, could deliver more clarification in this issue. Flexibility in the grid has the potential to invoke a whole new set of business opportunities, for grid operators, but also for new parties. If flexibility can reduce loads or prevent grid extensions or reinforcements, flexibility will have value. And that value can be scaled with a flex-index.

A flex-index also gives the option for unambiguous communication about smart grid options. The higher a component of systems scores on the flex-index, the more flexibility it can give an the more it will be worth to implement (or attract consumers to participate).

There are more dimensions in defining flexibility, such as:

1. How much capacity can be switched on or off?
2. How long can this capacity be switched off?
3. Can the option vary in capacity?
4. How frequent can this be done in one day and on what days of the week?
5. Does the flexibility option also lower the total demand needed?
6. Is there a storage option and with what capacity?
7. What is the ramp up and ramp down speed?

This means it is probably not possible to develop a single scale flex-index, but nevertheless, also a multi scaled flex-index that is uniformly known and accepted will greatly reduce the uncertainties in the business models of smart grids or smart components.

Standardization, protocols, business models, legislation, economics of scale

The technology is clearly nog the main barrier in implementing both heat pumps and smart grids. And both heat pumps and smart grids have more or less the same non-technical barriers; Consumers and installation companies will always choose the simplest option and fear upfront costs more than total costs of ownership advantages.

Standardization of concepts and solutions will prevent failure costs, will bring down the cost price of installations and the acceptance of installers. Protocols will ensure all connected technologies can communicate in the same way with each other.

Business models to attract consumers, where legislation can enforce investments of help to make business models attractive. And economies of scale will further reduce cost prices and will enhance the observability and acceptance of heat pumps and smart grids.

Combined solutions

There will not be one winning technology on the transition to a low carbon future. This also counts for heat pumps, there are numerous combinations and configurations of heat pumps possible.

Development needs identification by the Renewable Heating and Cooling platform

Only the relevant technology roadmap development needs are selected from the RHC-SRIA

Priority Group I: implementation 2014 – 2016:

Research and Innovation Priorities		**Technology focus**	**Predominant application**
CCT.3	Automation, control and long term reliability assessment	Hybrid System	Residential buildings
CCT.6	Next generation of sensible thermal energy storages	TES	Residential buildings
RHC2	Standards, tests and benchmarking of system efficiencies		Residential buildings
CCT17	Large scale demonstration of Smart Thermal Grids	DHC	All

Priority Group II: implementation 2016 – 2018:

Research and Innovation Priorities		**Technology focus**	**Predominant application**
CCT.8	Increased storage density using Phase Change Materials (PCM) and Thermochemical Materials (TM)	TES	Residential buildings
CCT.14	Improvements in Underground Thermal Energy Storage (UTES)	TES	Industrial Processes
RHC.1	Developing standards for the overall system design and for hydraulic and electrical interconnections of different building		components

Priority Group III: implementation 2018 - 2020

Research and Innovation Priorities		**Technology focus**	**Predominant application**
CCT.7	Improving the efficiency of combined thermal energy transfer and storage	TES	Residential buildings
CCT.19	Develop and roll-out DHC driven white goods and low temperature solution for domestic hot water preparation	DHC	All
CCT.21	Optimised integration of renewable energy sources in DHC systems and enhancement of thermal energy storage at system level	DHC / TES	All

Conclusion and remarks

All of the uncertainties about smart grids business model also apply to uncertainties in the business model of fitting in heat pumps in smart grids resulting in the following barriers:

Policy related or non-technical barriers:

a) A lack of standardized control and communication solutions.
b) No clear defined roles and responsibilities in new smart grid applications.
c) The sharing of costs and benefits among participants.
d) Consumer resistance to participation in trials.
e) The range of regulatory arrangements in Europe hampering replicability of project results in different countries.
f) The need for new contractual arrangements

Technical barriers:

g) Clear rules for technical validation of flexible supply/demand transactions by system operators

h) Technical and commercial arrangements for the exchange of physical and market data

The focus of research must change to overcome this barriers. Annex 42 tries to start this, but the path is not defined, therefore all input, suggestions and feedback are welcome.

The following assets should be developed to overcome this barriers:

1. Mixed asset virtual power plants
2. Online monitoring, data collection and sharing of heat pump systems
3. A flexibility index
4. Standards, protocols and business cases
5. Combined solutions
6. Smart storage and storage materials

References

[1] World final energy consumption of 2009, taken from IEA figures

[2] Vicenzo Giordano et al, European Commission Joint Research Centre (2012 update) 'Smart grid projects in Europe: Lessons learned and current developments'.

[3] Copernicus Institute for Sustainable Development, Utrecht University and Energy Research Centre of the Netherlands (ECN) (2014, March 6) "Impacts of large-scale Intermittent Renewable Energy Sources on electricity systems, and how these can be modeled", 6 March 2014

[4] Vicenzo Giordano et al, European Commission Joint Research Centre (2012 update) 'Smart grid projects in Europe: Lessons learned and current developments'

[5] Lindsay Sugden, '2050 Pathways for domestic heat', (2013)DeltaEE-Edingburgh (UK)

[6] IEA Heat Pump Centre, Newsletter vol. 30 no. 2/2012

[7] IEA Heat Pump Centre, Newsletter vol. 30 no. 2/2012

[8] Harmsen et al, (2009), 'Energiebesparing- en CO2 reductiepotentieel hybride lucht/water warmtepomp in de bestaande woningbouw', TNO/ECN/Ecofys/BDH – The Netherlands

[9] Taken from Annex 42 UK National Team member DeltaEe

[10] Dennis Mosterd MsC, Peter Wagener (2013) Positioning paper: "Warmtepompen en load management" ,BDH commissioned by Alliander-The Netherlands

[11] Dennis Mosterd MsC, Peter Wagener (2013) Positioning paper: 'Warmtepompen economie', BDH commissioned by the Ministry for Economic Affairs-The Netherlands

[12] Dennis Mosterd MsC, Peter Wagener (2013), Annex 42 'Legal text 1.5b'

[13] Dennis Mosterd MsC, Peter Wagener (2014), Annex 42 'Project breakdown

[14] Dennis Mosterd MsC, Peter Wagener (2014), Annex 42 'Project breakdown

[15] Vicenzo Giordano et al, European Commission Joint Research Centre (2012 update) 'Smart grid projects in Europe: Lessons learned and current developments'

[16] Onno Kleefkens (2013) 'Status rapportage warmtepompen in Nederland' (Status report heat pumps in the Netherlands), AgentschapNL

Carsten Wemhöner, Prof., dipl. Ing. TH, Reto Kluser, BSc. FHO
HSR Hochschule für Technik Rapperswil
Institut für Energietechnik IET
Oberseestrasse 10
CH-8640 Rapperswil
carsten.wemhoener@hsr.ch
www.iet.hsr.ch/

Integrierte Wärmepumpensysteme für nZEB (IEA HPP Annex 40)

Zusammenfassung

Niedrigstenergie- (nZEB) bzw. Netto-Nullenergiegebäude (NZEB) stehen im Fokus vieler politischer Strategien ab 2020. Allerdings besteht noch keine einheitliche Definition von nZEB. In der Schweiz wird das MINERGIE-A® Label mit einem nZEB assoziiert und hat sich mit derzeit ca. 350 Zertifizierungsanträgen gut etabliert.

Im Rahmen des Wärmepumpenprogramms der Internationalen Energie-Agentur IEA wird seit 2013 in dem von der Schweiz geleiteten Projekt IEA HPP Annex 40 an angepassten Wärmepumpenkonzepten für Netto-Nullenergiegebäude gearbeitet. Nach den sechs Ländern Japan, Niederlande, Norwegen, Schweden, Schweiz und den USA sind Ende 2013 auch Kanada und Finnland beigetreten.

Integrierte Wärmepumpensysteme mit Wärmepumpenbetrieb für verschiedene Gebäudetechnikfunktionen können weitere Effizienz- und Kostenpotenziale erschliessen. Bei Netto-Nullenergiegebäuden ergeben sich auch Möglichkeiten zur Integration erneuerbarer Energieerzeuger in der Gebäudehülle. Darüber hinaus stellen nZEB durch die Elektrizitätsproduktion einen aktiven Teil des Energiesystems dar, so dass die Integration von nZEB beispielsweise zum Lastausgleich mit wachsenden regenerativen Anteilen zunehmend an Bedeutung gewinnt.

Abstract

Nearly Zero Energy Buildings (nZEB) and Net-Zero Energy Buildings (NZEB), respectively, are in the focus of many political strategies for the building sector from 2020 on, even though no uniform definition for these buildings exists, yet. In Switzerland nZEB are associated with the MINERGIE-A® label which has been well establish with more than 350 buildings in the certification process.

In the frame of the Heat Pump Programme HPP of the International Energy Agency IEA the project Annex 40 which is chaired by Switzerland deals with heat pump concepts for nearly zero energy buildings. In addition to the six countries Japan, Netherlands, Norway, Sweden, Switzerland and the USA, Canada and Finland also have joint the Annex 40 in the end of 2013.

Integrated heat pump systems for different building functions can offer further efficiency increase and cost reduction potentials. Moreover, nZEB also offer an integration with renewable generators installed in the building envelope. Moreover, with the electricity production nZEB are becoming an active part of energy grids, so that the integration of buildings e.g. for load management will gain importance with projected higher renewable shares.

Hintergrund zu Niedrigstenergiegebäuden (nZEB)

Das Ziel der Europäischen Politik im Gebäudebereich bezieht sich seit der Veröffentlichung der Neufassung der EU-Gebäudeeffizienz-Richtlinie (EPBD recast) [1] im Jahr 2010 auf die Einführung von sogenannten "nearly Zero Energy Buildings" (nZEB) für alle Neubauten ab 2021. Der Begriff nearly Zero Energy building wird in der deutschen Fassung mit "Niedrigstenergiegebäude" übersetzt. Die Ausgestaltung dieses Begriffs obliegt den EU-Mitgliedstaaten, da die Vorgaben in der EU-Richtlinie wenig präzise sind, was bisher noch zu keiner einheitlichen Definition in der EU geführt hat. 2012 hat die EU die Vorgabe einer kostenopti-malen Umsetzung von nZEB gemacht [2], was weiteren Klärungsbedarf auslöst. Die Umsetzung der Richtlinie folgt indes einem ambitionierten Zeitplan, der in Bild 1 dargestellt ist.

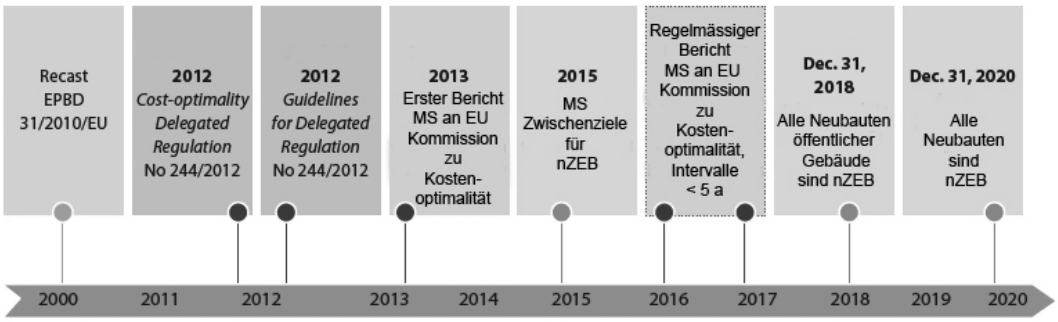


Bild 1: *Zeitplan zur Einführung von nZEB in den EU-Mitgliedsstaaten (übersetzt nach [3])*

Gleichzeitig sind in Nordamerika Netto-Nullenergiehauskonzept (Net Zero Energy Buildings – NZEB) realisiert worden, wodurch nZEB häufig auch als NZEB interpretiert werden.

Zur Vereinheitlichung der Definition werden von der Europäischen Normenorganisation CEN begleitende Normen zur Ausgestaltung der EU-Richtlinie entwickelt, die als Kenngrössen den gesamten und nicht-erneuerbaren Primärenergiefaktor zugrunde legen und Definition für die physikalische Bilanzgrenze beinhalten. Nach einem Entwurf soll die Zertifizierung nach dem folgenden Schema erfolgen, der als Hürdenlauf bis zur Zertifizierung in Bild 2 dargestellt ist. Jede "Hürde" muss für die Zertifizierung übersprungen werden.

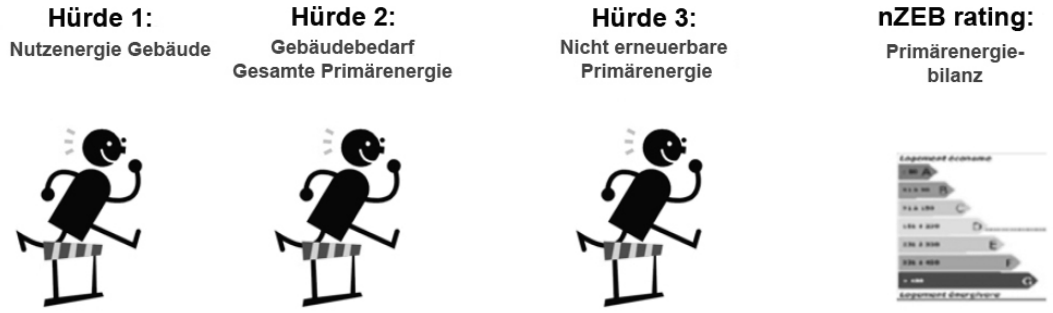


Bild 2: *"Hürdenlauf" bis zur nZEB Zertifizierung (übersetzt nach [4])*

Da die EU-Richtlinie jedoch nur Gebäudetechnik und Beleuchtung umfasst, bleibt zunächst den Mitgliedsländern überlassen, ob der Elektrizitätsbedarfs für Geräte in die Bilanz mit eingeht.

Im Forschungsprojekt IEA ECBCS Annex 52/SHC 40 der Internationalen Energie-Agentur ist ein anderer Weg beschritten worden, indem in Form eines Definitionsrahmens die Kriterien vorgegeben werden.

Für eine vollständige Definition eines Netto-Nullenergiegebäudes sollten die in Bild 3 dargestellten Punkte definiert werden. Hintergrund des Definitionsrahmens ist, dass unter den Randbedingungen der EU-Richtlinie eine einheitliche Definition eher schwierig ist. Durch den Definitionsrahmen soll aber trotzdem eine Vergleichbarkeit unterschiedlicher Definitionen durch eine einheitliche Basis vereinfacht werden, womit noch die Freiheit bei der Definition bleibt, nationalen Gesichtspunkten Rechnung zu tragen.

Je nach Festlegung der in Bild 3 dargestellten Kriterien ergeben sich deutliche Unterschiede hinsichtlich der Systemauslegung und -wahl. Gemeinhin wird nach diesem Definitionsrahmen hinsichtlich des Bilanzausgleichs ein Gebäude, was den gesamten Energieeinsatz einschliesslich der Geräte umfasst, als Nullenergiegebäude (NZEB) bezeichnet, während der bilanzielle Ausgleich ohne Gerätetechnik in diesem Sinne ein nZEB wäre.

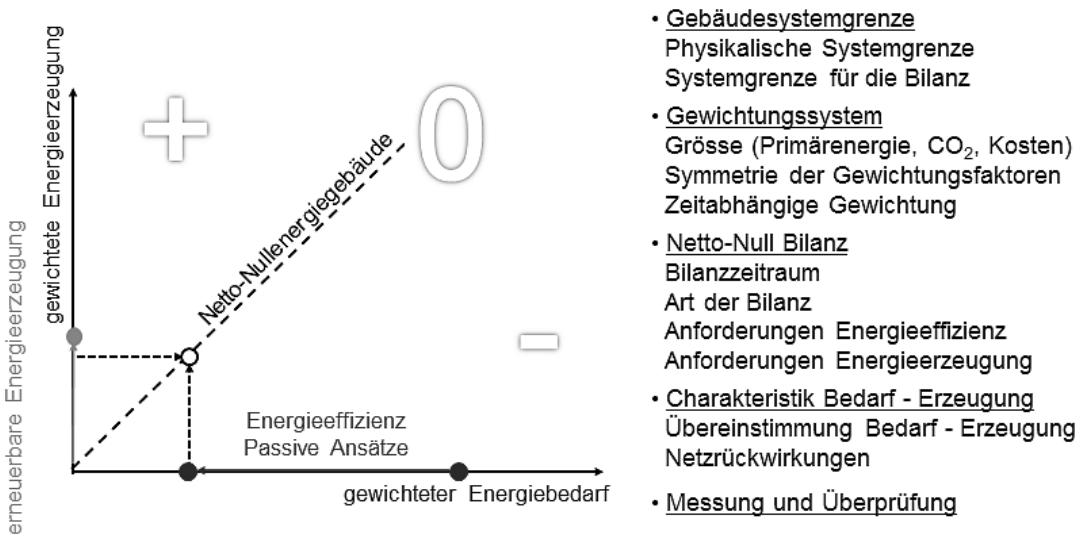


Bild 3: *Prinzip des Netto-Nullenergiegebäudes und Kriterien für eine vollständige Definition [5]*

Im Rahmen der kurzfristigen Massnahmen der Energiestrategie 2050 hat in der Schweiz die Konferenz der Kantonalen Energiedirektoren (EnDK) für das Jahr 2020 ein ähnliches Ziel wie die EU formuliert, in dem "neue Gebäude sich ab 2020 ganzjährig möglichst selbst mit Wärme sowie mit einem angemessenen Anteil Strom" versorgen sollen [6].

Während auf Seiten der Gebäudehülle mit dem MINERGIE-P®-Label und dem Passivhausstandard bereits viel Erfahrung besteht, sind die Marktanteile von nZEB noch gering und bisher nicht mit der gleichen Intensität erforscht worden.

Bereits 2011 hat die Schweiz mit der Lancierung des MINERGIE-A® Standards als eines der ersten Länder eine vollständige Definition eines Niedrigstenergiegebäudes vorgelegt. Inzwischen hat sich der MINERGIE-A® Standard mit ca. 350 Zertifizierungsanträgen, die in der Gebäudeliste von MINERGIE® website ausgewiesen werden, gut etabliert. Bisher sind jedoch quasi alle Gebäude Wohngebäude, da erst ab Beginn 2014 Zertifizierungen in anderen Nutzungskategorien durchgeführt werden. Hierfür existiert aber noch kein detailliertes Reglement, sondern es werden zunächst mit den Zertifizierungen Erfahrungen gesammelt.

Darüber hinaus existiert als weitere Definition in der Schweiz die Definition eines Plusenergie-Gebäudes der Innovationsgruppe Plusenergie-Gebäude des Energieclusters [7]. Die Online-Datenbank umfasst derzeit 56 Plusenergie-Gebäude. Die beiden Definitionen unterscheiden sich im Wesentlichen durch die in Bild 3 genannte Systemgrenze für die Bilanz, dadurch dass sich MINERGIE-A® nur auf die Gebäudetechnik, während das Plusenergie-Gebäude Stufe 1 nach Energiecluster Definition auch den Haushaltsstrom umfasst. Stufe 2 und Stufe 3 umfassen darüber hinaus die graue Energie und die Mobilität. Da der Haushaltsstrom in energieeffizienten Gebäude bis 50% des Energieeinsatz betragen kann, wird durch dieses Detail der Definition die für den Bilanzausgleich notwendig PV-Fläche

ungefähr verdoppelt, mit der Konsequenz, dass von den zertifizierten MINERGIE-A® Gebäuden nur wenige auch Plusenergie-Gebäude nach Definition Energiecluster wären. Hier wird deutlich, dass die einzelnen Definitionskriterien entscheidenden Einfluss auf die Dimensionierung des Systems haben.

Projektüberblick IEA HPP Annex 40

Im Juli 2012 wurde mit einem Kick-off meeting an der Hochschule für Technik in Rapperswil (HSR) der Annex 40 im Wärmepumpenprogramm (HPP) der Internationalen Energie-Agentur (IEA) unter der Titel "Heat Pump Concepts for Nearly Zero Energy Buildings" lanciert, der sich mit Wärmepumpenkonzepten für nZEB beschäftigt. Der Annex 40 wird vom Institut für Energietechnik IET der HSR im Auftrag des Bundesamts für Energie geleitet. Bis Anfang 2013 sind dem Annex 40 neben der Schweiz die fünf Länder Japan, Niederlande, Norwegen, Schweden und die USA beigetreten. Ende 2013 haben die Länder Finnland und Kanada ihren Beitritt erklärt, und der Beitritt Deutschland wird voraussichtlich im Juni 2014 erfolgen. Mit dem Beitritts Deutschland wären dann 9 Länder am Annex 40 beteiligt.

Ziel des IEA HPP Annex 40 ist die Anpassung von Gebäudetechnik an die Anforderungen von nZEB. Der Annex 40 umfasst die jeweiligen Gebäudetechnologien für Wohn- und kleinere Bürogebäude, wie sie in den einzelnen Teilnehmerländern erforderlich sind. Für die USA und Japan zählen auch Kühlung und Entfeuchtung zu den Grundanforderungen an die Gebäudetechnik.

Der Annex 40 ist in die folgenden vier Projektphasen eingeteilt worden, die als Task bezeichnet werden.

Task 1: Stand der Technik

Im Rahmen der Analyse bestehender Netto-Nullenergiegebäude wird die eingesetzte Technik und Konzepte sowie Definitionen von nZEB in den Teilnehmerländern verglichen.

Task 2: Systemanalyse

Aufbauend werden in Task 2 vertiefte Analysen von integrierten Systemen mit Berechnung und Simulation durchgeführt. Ziel ist eine Verbesserung der Gebäudetechnik und Systemintegration sowie Auslegungshinweise und Regelstrategien für den Einsatz in Netto-Nullenergiegebäuden.

Task 3: Technologien und Feldtest

In Task 3 sollen Komponenten und Systeme anhand von Prototypen, Labor- und Feldtests zu angepassten nZEB-Technologien weiterentwickelt werden.

Task 4: Integration ins Energiesystem

Task 4 bezieht sich auf die Integration von nZEB in das Energiesystem, Möglichkeiten des Lastmanagements mit nZEB, Potenzialen von Informations- und Kommunikationstechnologien und der lokalen Integration von Speichern.

Tabelle 1 gibt einen Überblick über die geplanten Beiträge der bereits beigetretenen und an einer Teilnahme interessierten Länder.

Geplante Projektbeiträge im Annex 40	
Kanada (CANMET Energy, Hydro-Quebec)	Kombination von Wärmepumpen mit Wärme-Kraft-Kopplung Integration von Eisspeichern in Wärmepumpensysteme Weiterentwicklung CO_2-Wärmepumpen
Schweiz (IET-HSR, IEBau-FHNW, Energie solaire SA)	Integration von Solarkomponenten und Wärmepumpe für Heizung, Warmwasser und Kühlbetrieb für Büro- und Wohngebäuden
Deutschland (FhG-ISE, FH Nürnberg)	Integration von Solarkomponenten und Wärmepumpe für Heizung, Warmwasser und Kühlbetrieb für Büro- und Wohngebäuden
Finnland (Greennet Finland, SULPU, VTT, Uni Aalto)	Modellierung und Regelung von nZEB mit Wärmepumpe, Vergleich von Systemlösungen
Japan (Uni Nagoya, Hersteller)	Case Studies für Gebäudetechnik in nZEB Bewertung des Zusammenspiels von Wärmepumpe und Solarkomponenten
Niederlande (platform31, TNO)	Feldtests in Wohn- und Nichtwohngebäuden und Vergleich von Systemkonzepten mittels Simulation
Norwegen (SINTEF, NTNU, COWI)	Prototypentwicklung und Feldmessung von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln für nordisches Klima
Schweden (SP, Hersteller)	Prototypentwicklung von Wärmepumpen für Ein- und Mehrfamilien Netto-Nullenergiehäusern
USA (ORNL, NIST, Uni Maryland)	Feldtest und Prototypentwicklungen von integrierten Wärmepumpen inklusive Entfeuchtung NZEB-Testhaus für Wärmepumpensysteme Softwareentwicklung zur Komfortbeurteilung

Tabelle 1: *Übersicht der vorgestellten Projektbeiträge der interessierten Länder.*

Die Anfang 2013 beigetretenen Länder haben die Analyse des Standes der Technik abgeschlossen und bearbeiten derzeit die Task 2 und Task 3 zum Konzeptvergleich und der Technologieentwicklung. Die Ende 2013 beigetretenen Länder holen zurzeit die Auswertung des Standes der Technik nach und gehen danach zur Bearbeitung der Task 2 und Task 3 über.

Einführung von nZEB

Als Ergebnis der Task 1 ist generell die Einführung von nZEB in Europa am weitesten fortgeschritten. In Österreich, Deutschland und der Schweiz sind bereits zahlreiche nZEB und Plusenergiehäuser realisiert worden und teils auch Feldmessungen unterzogen worden, wie der Stand der Schweiz mit über 350 MINERGIE-A® Anträgen seit 2011 belegt. Neben der Verifizierung der Bilanz sind auch Weiterentwicklungen der Haustechnik und insbesondere in Deutschland die Einbindung ins Energiesystems sowie die Reduktion der Netzrückwirkungen und Verbesserung des Eigenstromverbrauchs Ziele der Konzeptentwicklung. In den Niederlanden sind bereits grössere Baugesellschaften an dem Konzept interessiert, so dass bereits erste Siedlungen nach nZEB Kriterien realisiert worden sind, die teils in Kooperation mit Energiedienstleistern betrieben werden. In Skandinavien, insbesondere in Norwegen, wird intensiv Forschung betrieben, es sind aber bisher erst wenige Gebäude in der Planung und im Bau. Feldmessungen der ersten nZEB in Skandinavien werden zum Annex 40 beigetragen.

In den USA sind ca. 100 Gebäude als NZEB realisiert worden. Den Gebäuden liegt aber keine strikte Definition zugrunde. Die Vorgabe ist eine ausgeglichene Bilanz über das Jahr. Die Umsetzung beruht auf einer 30-50% Reduktion des Nutzenergiebedarfs durch Massnahmen an der Gebäudehülle, 30-50% effizientere Gebäudetechnik verglichen mit Mindestanforderungen des amerikanischen Energieministeriums DOE und dem Bilanzausgleich über regenerative Energien. Auch Kanada forscht an integrierten Systemlösungen und hat an 13 Gebäuden an unterschiedlichen Standorten mit Multiplikationspotenzial für ganz Kanada bereits 2010 eine intensive Feldtest-Kampagne unter dem Namen EQuilibrium™ durchgeführt.

In Japan sollten bis 2030 alle Neubauten NZEB sein. Derzeit werden einzelne Gebäude nach nZEB Kriterien gebaut und hinsichtlich der Zielerreichung überprüft.

Als Systeme sind Wärmepumpen und PV-Anlagen in den realisierten nZEB die dominierenden Systemlösungen. Für die Schweiz zeigt Bild 4 eine Auswertung der installierten Haustechnik für 216 MINERGIE-A® Gebäude, von denen 172 Einfamilien- und 44 Mehrfamilienhäuser sind.

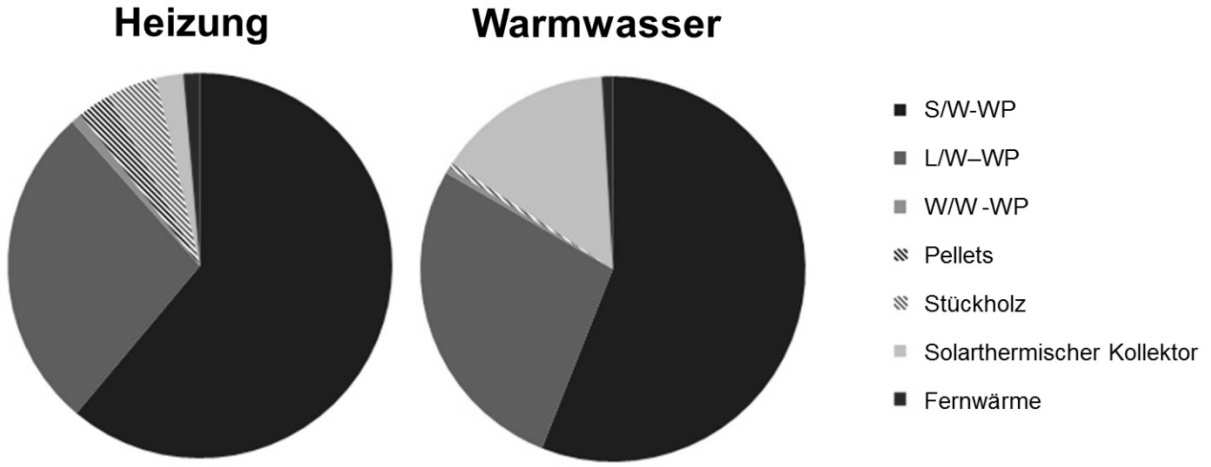


Bild 4: *Eingesetzte Gebäudetechnik in 216 zertifizierten MINERGIE-A®-Gebäuden (Eigene Darstellung auf Grundlage der Daten in [8])*

Deutlich ist zu erkennen, dass die Wärmepumpe die dominierende Systemtechnik sowohl für den Heiz- als auch für den Warmwasserbetrieb darstellt. Zu berücksichtigen ist dabei, dass in Bild 4 alle Anlagen dargestellt sind, aber viele Anlagen wie die solarthermischen Kollektoren nur einen Teilbetrieb übernehmen. Wird dies einbezogen, so erreicht die Wärmepumpe für beide Betriebsarten und Haustypen knapp 90%. Zum Ausgleich der Bilanz sind quasi in allen Gebäuden PV-Systeme installiert werden. Typische Auslegungen der PV-Anlage liegen im Bereich von 5 bis 8 kW_p, was einer Fläche von ca. 40 m^2 - 80 m^2 und bei günstiger Orientierung im Mittelland einem PV-Ertrag von ca. 1000 kWh/kW_p entspricht.

Diese Auswertung umfasst ausschliesslich Wohngebäude, da die Zertifizierung von weiteren Nutzungskategorien erst 2014 begonnen hat.

Integrierte Gebäudetechnik für nZEB

Trotz des hohen Anteils von Wärmepumpen sind die meisten installierten Anlagen separate System, die nicht integriert sind.

Für Passivhäuser bzw. MINERGIE-P® Gebäude sind jedoch auch multifunktionale integrierte Wärmepumpensysteme auf den Markt gekommen, die spezifische Vorteile bei den kleinen Leistungsanforderungen hocheffizienter Gebäude aufweisen:

- Durch die kompakte Bauweise wird die interne Wärmerückgewinnung für die einzelnen Anwendungen über Simultanbetrieb verbessert, z.B. Simultanbetrieb von Heizung und Warmwasser über Enthitzer, Rückgewinnung von Rückkühlenergie für Warmwasseranwendungen bei aktiver Kühlung.

- Durch den multifunktionalen Einsatz der Technik lohnt die Investition in hocheffiziente Komponenten eher, da sie für mehrere Anwendungen eingesetzt werden.
- Durch die Vorfertigung des Systems kann die Regelung der einzelnen Komponenten im Gegensatz zu modularem Systemen optimiert werden.
- Durch die kompakte Bauweise kann sämtliche Haustechnik auf sehr kleiner Fläche untergebracht werden und durch Aufstellung im Dämmperimeter Verluste reduziert werden.

Für den MINERGIE-P® Bereich sind sogenannte Lüftungskompaktgeräte im typischen Leistungsbereich von 1-4 kW auf dem Markt. Die kleinsten Geräte im Leistungsbereich von 1.5 kW arbeiten mit einer Luftheizung und haben in deutschen Passivhäusern einige Verbreitung gefunden, sind in der Schweiz im Bereich MINERGIE-P® aber bisher nicht stark verbreitet. Hier dient die Fortluft als Wärmequelle und die Zuluft als Übergabe der Heizwärme in den Raum. Die Geräte sind sehr kompakt aufgebaut und vereinen die Funktionen Lüftung, Heizung und Warmwasser, bei manchen Geräten auch eine optionale aktive Kühlung in einem Gerät. Geräte im höheren Leistungsbereich bis 4 kW gibt es auch mit Erdkopplung, womit auch eine erdgekoppelte passive Kühlung ermöglicht wird.

Für nZEB mit regenerativen Energieerzeugern in der Gebäudehülle können weitere Integrationsmöglichkeiten interessant sein. Im IEA HPP Annex 38/SHC Task 44 ist die Integration von solarthermischen Kollektoren und Wärmepumpe untersucht worden.

Im Rahmen der Quellenintegration sind verschiedene Pilotprojekte realisiert worden. Mit Regeneration des Erdreichs können hier bei Sondenfeldern nennenswerte Energiemengen saisonal gespeichert werden und das Erdreich in mehreren Jahre so auf Temperaturniveaus gebraucht werden, die für den Direktheizbetrieb in Frage kommen. Ein Beispiel einer realisierten Anlage stellt der Bürogebäudeneubau von Basler & Hofmann in Esslingen dar [9], wo die Temperatur des zentralen Erdsondenfeldes inzwischen ca. 28 °C beträgt. Hier wird die Regeration mit abgedeckten Solarkollektoren durchgeführt, es sind aber auch Projekte mit photovoltaisch-thermischen Hybridkollektoren (PV/T) oder mit unabgedeckten thermischen Kollektoren ausgeführt. Als Alternative zum Erdreich kann auch ein Quellenspeicher integriert werden, der auch als Eisspeicher ausgeführt sein kann. Ein Beispiel für eine Kopplung eines Kollektors mit einem Eisspeicher ist das System Solaera des Herstellers Consolar, das mit einem ventilierten Kollektor arbeitet.

Entwicklung integrierter Systemlösungen im IEA HPP Annex 40

Basierend auf einer Technologieanalyse hat in den USA bereits im Jahr 2005 die Entwicklung von hochintegrierten Wärmepumpen (IHP) für die Gebäudetechnikfunktionen Heizung, Warmwassererzeugung, Kühlung und Entfeuchtung begonnen. Das Konzept des Prototyps ist in Bild 5 links dargestellt und ähnelt den Passivhauskompaktgeräten, umfasst aber auch die

Entfeuchtung und diverse Möglichkeiten für Simultanbetrieb wie beispielsweise Heizung und WW, Entfeuchtung und Nachheizung sowie Kühlen und WW-Erzeugung.

Zunächst wurden Labormessungen an einer Erdreich-Luft-Wärmepumpe und Luft-Luft-Wärmepumpe durchgeführt. Basierend auf den Laborwerten wurden Simulationsmodell parametriert und Simulationsrechnungen für unterschiedliche Standorte in den USA durchgeführt. Die ermittelten Einsparpotenziale im Bereich der Designziele der projektierten 50% Energieeinsparung gegenüber einem Referenzsystem mit modularer Technik nach Energieeffizienzanforderungen des DOE.

In den Jahren 2010 bis 2013 wurden verschiedenen Feldmessungen und Weiterentwicklungen der Prototypen durchgeführt. Ergebnisse eines Feldtests der Erdreich-Luft-IHP, die inzwischen bereits als Produkt auf dem Markt erhältlich ist, liegen bei knapp 46% verglichen mit einem modularem Standardsystem nach Mindesteffizienzanforderungen, was dem Ziel von 50% schon recht nahe kommt.

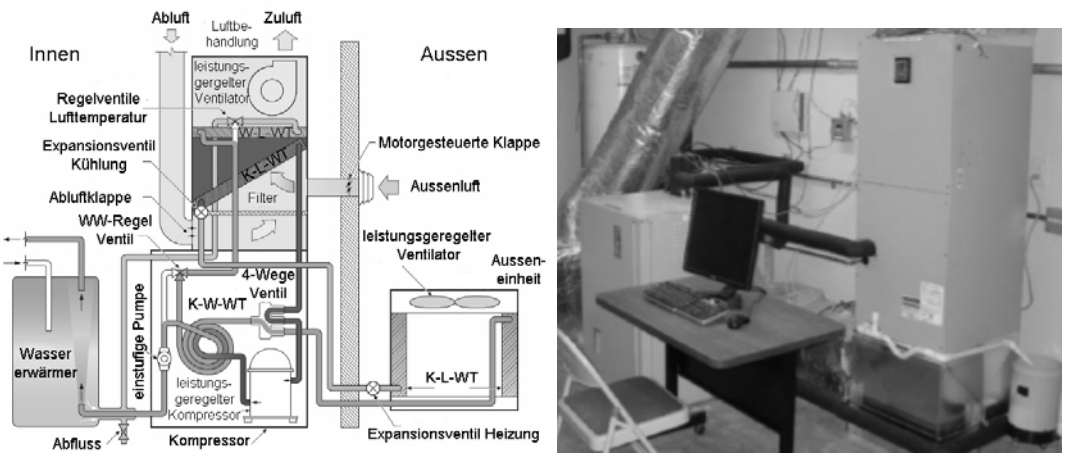


Bild 5: *US-Prototyp einer integrierten Wärmepumpe (IHP) und Feldanlage [10]*

Hinsichtlich eines grossen Anteils an Wohnhäusern in den USA, die mit Gas beheizt werden, wurde das Konzept der IHP auf eine Gasmotor-Wärmepumpe im Leistungsbereich von 20 kW Heizleistung und 17 kW Kühlleistung übertragen. Im ersten Prototyp wurde nur der Wärmepumpenbetrieb betrachtet. Im zweiten Prototyp wurde zusätzlich ein Generator eingebaut, der mit dem Gasmotorantrieb Elektrizität liefern kann.

In der Schweiz wird als Zusammenarbeit des Instituts für Energietechnik IET der HSR Hochschule für Technik Rapperswil, des Instituts Energie am Bau IEBau der Fachhochule Nordwestschweiz und des Industriepartners Energie Solaire SA an der Integration von Solarkomponenten und Wärmepumpe gearbeitet.

Der Industriepartner Energie Solaire SA ist als Hersteller von Kollektoren in das Projekt eingebunden und hat auch schon Anlagen mit einer Integration von Solarkollektoren und Wärmepumpe über einen Eisspeicher ausgeführt.

Im Beitrag zum Annex 40 wird betrachtet, wie sich die Integration aus Kollektor und Wärmepumpe neben Wohngebäuden auch für Bürogebäude umsetzen lässt.

Bei Wohngebäuden liegt der Fokus auf Heiz- und Warmwasserbetrieb, bei Bürogebäuden stehen der Heiz- und Kühlbetrieb im Vordergrund. Eine Option, die betrachtet wird, ist die Integration über einen Quellenspeicher. Im Heizbetrieb dient der Quellenspeicher als Speicher der Kollektorwärme. Im Kühlbetrieb kann ein Quellenspeicher als Kältespeicher betrieben werden, womit der Wärmeentzug der Wärmepumpe am Verdampfer bei Warmwasserbetrieb für Kühlzwecke im Quellenspeicher gespeichert werden kann. Des Weiteren besteht für den Heizbetrieb die Ankopplung des Kollektors an den Quellenspeicher.

Im Kühlfall kann der Kollektor als Aussenwärmetauscher zur Umgebung betrieben werden, und so zur Rückkühlung des Speichers eingesetzt werden. Eine mögliche Systemintegration ist in Bild 6 dargestellt.

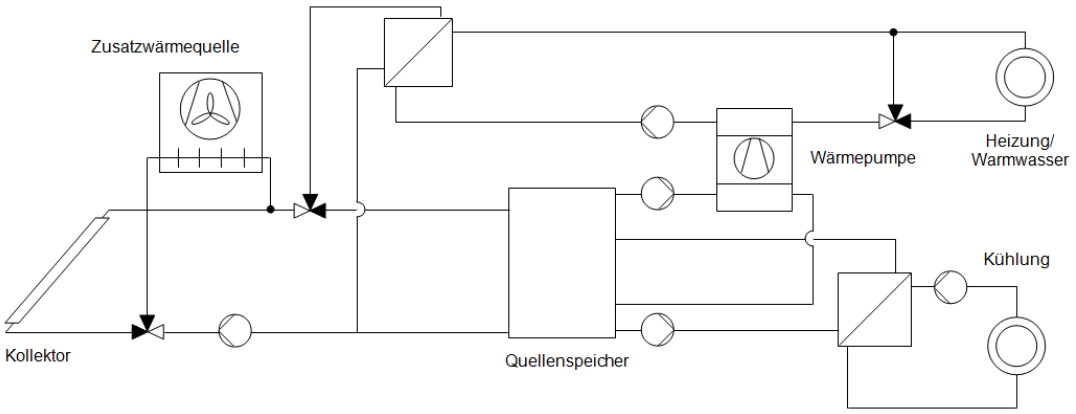


Bild 6: *Prinzipschema einer möglichen Systemintegration von Wärmepumpe und Kollektoren für den Heiz- und Kühlbetrieb in Bürogebäuden*

Allerdings werden von den Komponenteneigenschaften her teils gegenläufige Anforderung für die unterschiedlichen Betriebsmodi gestellt. So sind für den Heizbetrieb die Verluste des Kollektors an die Umgebung möglichst zu minimieren, während für die Rückkühlung diese Verluste das Potenzial bestimmen. Insofern werden zurzeit Messungen durchgeführt, die z.B. unterschiedliche selektive Flächeneigenschaften des Kollektors für die Eignung für jeweils die Wärmeerzeugung und Kühlung bewerten zu können. Die Messergebnisse werden in Simulationsmodelle implementiert, mit denen dann aus der Simulation bewertet werden kann, welche Potenziale in den einzelnen Betriebsarten bestehen.

Ziel des Projekts ist die Ermittlung der Energieeffizienz der Systemintegration und die Entwicklung von multifunktional einsetzbaren Komponenten, die für die unterschiedlichen Funktionen hinsichtlich ihrer Gesamteffizienz optimiert sind.

Ausblick auf weitere Integrationspotenziale

nZEB sind jedoch nicht beschränkt auf die System- und Gebäudeintegration. Mit der PV-Anlagen der meisten nZEB wird das Gebäude zum sogenannten Prosumer, einem Kunstwort aus Producer und Consumer, einem Gebäude also, das Energie liefert, speichert und verbraucht, was in der Schweiz häufig unter dem Begriff Kraftwerk Haus zusammengefasst wird. Damit wird das Gebäude zur aktiven Komponente im Energiesystem und wird und soll zunehmend Systemdienstleistungen für Energienetze, insbesondere das Stromnetz übernehmen. Auch hier bestehen weitere Integrationspotenziale, die in Privathaushalten mit erhöhtem IKT-Einsatz erschlossen werden können.

Generell ist mit steigenden Anteilen einer regenerativen Energieversorgung, wie sie in der Energiestrategie 2050 vorgesehen ist, neben der Energieerzeugung auch eine Flexibilisierung des Verbrauchssektor wünschenswert, so dass nicht mehr der Verbrauch die Energieerzeugung bestimmt, sondern der Verbrauch an die Potenziale einer durch die regenerativen Anteile fluktuierenden Energieerzeugung angepasst werden kann. Diese insbesondere im Elektrizitätsbereich schnelle Anpassbarkeit erfordert Kommunikationsstrukturen, die mit dem Aufbau eines Smart grids erschlossen werden sollen.

Die Wärmepumpe als ein elektrischer Hauptverbraucher stellt hier eine wichtige Brücke als positive und negative Regellast zum Netzausgleich dar, da elektrische Überschüsse als thermische Energie gespeichert werden können und Defizite über Abschalten der Wärmepumpe ausgeglichen werden können. Dies wird bereits heute durch Sperrzeiten mittels Rundsteuerungen genutzt.

Weiterhin ist zurzeit auch die Vernetzung der Gebäude auf thermischer Seite durch Integration in Wärmeverbünde insbesondere auf Ebene der Gemeinden diskutiert. Dies bietet bei Verteilung der Wärmequelle über Anergienetz weitere Integrationsmöglichkeiten der lokalen Energieerzeuger.

Dezentral integrierte Gebäude können so ein Rückrad eines zukünftigen dezentralen Energiesystems darstellen, in dem sogenannte "Mikrogrids" annähernd autonome Einheiten bilden können, die sich temporär selbst versorgen können und damit zur Netzstabilisierung beitragen. Damit wird auch die Systemintegration über die Gebäude hinweg auf Areale ausgeweitet. In diesem Zusammenhang ist auch die Definition von nZEB für Einzelgebäude zu hinterfragen, da mit einem "nZEB im Verbund" weitere Synergien für den Lastausgleich genutzt werden können.

Zusammenfassung und Ausblick

Durch die Rahmenbedingungen von EU-Richtlinien und den Massnahmen zur Energiewende etabliert sich das Konzept von Niedrigstenergiegebäuden mit aktiver Energieproduktion am Gebäude bzw. Netto-Nullenergiegebäuden neben dem Passivhauskonzept.

Trotz der Fokussierung der Politik auf das Ziel von nZEB im Neubau liegt inter-national noch keine einheitliche Definition eines nZEB vor, in der EU wird aber von der Normenorganisation CEN und verschiedenen anderen Organisationen auf eine Vereinheitlichung hingearbeitet. In der Schweiz hat sich der MINERGIE-A®-Standard mit über 350 Zertifizierungsanträgen gut auf den Markt etabliert. Wärmepumpen stellen bereits heute den überwiegenden Anteil der Gebäudetechnik in nZEB. Der Bilanzausgleich wird in der Regel über eine PV-Anlage erreicht.

Der IEA HPP Annex 40 arbeitet mit dem erwarteten Beitritts Deutschland in Juni 2014 mit 9 Teilnehmerländer an der weiteren Untersuchung des Einsatzes von Wärmepumpen in nZEB. Die Analyse des Standes der Technik wurde in den meisten beigetretenen Ländern abgeschlossen bzw. wird von den Ende 2013 beigetretenen Ländern nachgeholt. Zurzeit werden die Entwicklungsarbeiten von angepassten Wärmepumpen für den Betrieb von nZEB bearbeitet und ersten Ergebnisse von Feldmessungen ausgewertet. Insbesondere integrierte Systemlösung können Potenzial in nZEB bieten. Verschiedene nationale Projekte beschäftigen sich mit der Weiterentwicklung oder Anpassung auf nZEB. Darüber hinaus wird das reale Verhalten in Feldmessungen bewertet und verbessert.

Mit steigenden regenerativen Anteilen wird die Integration von flexiblen Energieerzeugern und Verbrauchern sowie Speicher ins Energiesystem wichtiger. Dann erhalten Aspekte der Bilanz in Bild 3 wie das Verhältnis von Last und Erzeugung und die Netzrückwirkungen grössere Bedeutung.

Eine Integration des Gebäudes ins Energiesystem als flexibler Verbraucher, Speicher und Energieerzeuger kann auch hier wichtige Beiträge leisten, und die Wärmepumpe als einer der Hauptverbraucher zur Flexibilisierung der Last und Energieerzeugung betragen und damit die Netzrückwirkungen der Gebäude reduzieren. Diese Aspekte sollen in Task 4 bearbeitet werden.

Zwischenergebnisse des IEA HPP Annex 40 werden an einem gemeinsamen Workshop mit dem NZEB Netzwerk in Kanada NSERC an der 11. IEA Wärmepumpenkonferenz in Montreal vorgestellt und an einem folgenden Arbeitstreffen des Annex 40 die weiteren Schritte diskutiert. Erwartete Ergebnisse des Annex 40 sind Auswertungen zu Wärmepumpenkonzepten für nZEB hinsichtlich der Systemauslegung und Regelung und der Systemintegration von Wärmepumpen mit der übrigen Gebäudetechnik und Auswertungen des realen Verhalten von Gebäuden und Systemen anhand von Feldmessungen.

Quellen

[1] EU: Directive 2010/31/EU of the European Parliament and Council of May 19, 2010 on the energy performance of buildings (recast), Journal of the European Union L 153/13, 18.6.2010, EU

[2] EU Commission delegated regulation (EU) No 244/2012of 16 January 2012 supplementing Directive 2010/31/EU of the European Parliament and of the Council on the energy performance of buildings by establishing a comparative methodology framework for calculating cost-optimal levels of minimum energy performance requirements for buildings and building elements, Journal of the European Union L 81/18, 21.3.2012, EU

[3] B. Atanasiu, I. Kouloumpi: Implementing the cost-optimal methodology in EU countries - lessons learned from case studies, REHVA Journal Volume 50, Issue 3, S. 16-21, May 2013

[4] J. Zirngibl: Nearly Zero Energy Buildings in the CEN draft standards, REHVA Journal Volume 51, Issue 3, May 2014, S. 10-13

[5] Sartori, I., Napolitano, A., Voss K: Net zero energy buildings: a consistent definition framework, Energy and Buildings (2012), doi:10.1016/j.enbuild.2012.01.032

[6] EnDK: Energiepolitische Leitlinien, Konferenz Kantonaler Energiedirektoren (EnDK), Beschluss der Generalversammlung vom 4. Mai 2012, Bern, Mai 2012

[7] Energiecluster: Strategie zum Plusenergie-Gebäude, Arbeitspapier, Stand Januar 2013, Innovationsgruppe Plusenergie-Gebäude, energiecluster.ch, Bern

[8] M. Hall, A. Geissler, B. Burger: Two years of experience with a net zero energy balance - Analysis of the Swiss MINERGIE-A® Standard, Energie Procedia, Volume 48, pp. 1282-1292

[9] D. Braun, S. Wehrli: Bürogebäude mit Erdspeicher, Technik am Bau 12/2011, S. 38 - 41

[10] V.D. Baxter: IHP Test results and status. Vortrag 11. IEA Wärmepumpenkonferenz, Montréal, 12. Mai 2014

Beat Wellig, Prof., Dr. sc. Techn. ETH, Peter Liem, BSc in Maschinentechnik, Donald Olsen, Master of Engineering in Chemical and Petroleum Engineering. Lukas Gitz, BSc in Maschinentechnik
Hochschule Luzern – Technik & Architektur
Technikumstrasse 21
CH-6048 Horw
beat.wellig@fhnw.ch
www.fhnw.ch

Dr. Andrea Grüniger, dipl. Ing. ETH
Grüniger PLUS GmbH
Flurweg 2a
CH-5034 Suhr
andrea@grueniger-plus.ch
www.grueniger-plus.ch

Integration von Wärmepumpen in industrielle Prozesse mit Hilfe der Pinch-Analyse

Zusammenfassung

Die Reduktion des Energiebedarfs gewinnt für Industrieunternehmen zunehmend an Bedeutung. Der Schlüssel zu höherer Energieeffizienz und Wirtschaftlichkeit ist die energetische Prozessintegration. Mit Hilfe der Pinch-Analyse lässt sich systematisch aufzeigen, wie Energieströme in Prozessen gekoppelt werden müssen, um eine optimale Energieeffizienz bei minimalen Kosten zu erreichen. Die Integration von Wärmepumpen in industrielle Prozesse ist eine nicht zu unterschätzende Herausforderung. Eine korrekt integrierte Wärmepumpe arbeitet über den Pinch, d.h. sie nimmt unterhalb des Pinch-Punkts Wärme auf (wo ein Wärmeüberschuss besteht) und gibt oberhalb des Pinch-Punkts Wärme ab (wo ein Wärmedefizit besteht). In diesem Beitrag wird anhand eines vereinfachten Fallbeispiels aus der Metallverarbeitungsindustrie gezeigt, wie die Integration erfolgt und wie durch die korrekt integrierte Wärmepumpe das Wärmerückgewinnungspotenzial markant erhöht und der Heiz- und Kühlbedarf des Prozesses und damit die Energiekosten reduziert werden können.

Abstract

The reduction of energy consumption is becoming increasingly important for industrial companies. A key to greater energy efficiency and profitability is energetic process integration. Through the use of pinch analysis it can be shown systematically how the required cooling and heating demands in processes must be coupled for better heat recovery in order to achieve optimal energy efficiency at minimal cost. The integration of heat pumps

in industrial processes is a challenge that is not to be underestimated. A properly integrated heat pump works across the pinch, i.e. it takes heat from below the pinch point (where as excess exists) and converts the heat to a higher quality above the pinch point (where a deficit exists). In this paper it is shown, using a simplified case study from the metal processing industry, how such an integration is done. In addition, it is shown how the heat recovery potential can be significantly increased through the correct integration of the heat pump as well as how the heating and cooling requirements of the process and thus the energy costs can be reduced.

Einleitung

Ausgangslage

Industrieunternehmen müssen heute vielfältige Anforderungen erfüllen. Die Prozesse sollen nicht nur maximale Wirtschaftlichkeit aufweisen, sondern auch so wenig Energie und Ressourcen wie möglich verbrauchen und geringe Emissionen erzeugen. Zudem führen steigende Energiepreise und Lenkungsabgaben dazu, dass die Erhöhung der Energieeffizienz für den Erhalt der Wettbewerbsfähigkeit unabdingbar wird.

Klassische Ansätze der Energie-Optimierung konzentrieren sich meistens darauf, die Effizienz einzelner Apparate zu verbessern. Die Erfahrungen zeigen jedoch, dass die optimale Verknüpfung von Energieströmen im Gesamtprozess meist wesentlich grössere Effizienzsteigerungen bringen als die oft kostspielige Verbesserung der Wirkungsgrade einzelner Apparate. „Prozessintegration“ ist der gebräuchliche Oberbegriff für solche systemorientierte und integrale Methoden. Die „Pinch-Analyse“ ist ein wichtiges Werkzeug der Prozessintegration.

Die thermischen Energien zum Aufheizen und Abkühlen von Stoffströmen machen oft einen beträchtlichen Anteil am gesamten Energiebedarf aus. Für die Steigerung der Energieeffizienz ist deshalb die prozessinterne Wärmerückgewinnung (WRG) zentral. Genau hier setzt die Pinch-Analyse an: Sie hilft, unter der Randbedingung von minimalen Kosten das optimale Anlagendesign zu finden und damit den Energieeinsatz zu optimieren und die Wirtschaftlichkeit zu verbessern.

Ziel des Beitrags

Neben Massnahmen zur verbesserten WRG werden heute immer häufiger Wärmepumpen in industriellen Prozessen eingesetzt. Erfahrungen aus verschiedenen Pinch-Analysen zeigen, dass deren korrekte Integration eine nicht zu unterschätzende Herausforderung darstellt. In der Praxis trifft man immer wieder auf Wärmepumpen, die nicht korrekt eingebunden sind. *Der vorliegende Beitrag gibt daher Hinweise zur korrekten Integration von Wärmepumpen in industrielle Prozesse.* Korrekt integrierte Wärmepumpen reduzieren sowohl den Heiz- wie

auch den Kühlbedarf des Gesamtprozesses und somit die Betriebskosten erheblich. Die Betrachtungen in diesem Beitrag erfolgen anhand eines realen Fallbeispiels aus der Metallverarbeitungsindustrie, welches aus didaktischen Gründen vereinfacht und adaptiert wurde.

Prozessintegration und Pinch-Analyse

Begriffsdefinition und geschichtlicher Hintergrund

Unter dem Begriff „Prozessintegration“ werden Methoden der integralen Prozessoptimierung verstanden. Prozessintegration steht als Oberbegriff für systemorientierte und ganzheitliche Ansätze, um industrielle Prozesse und Anlagen hinsichtlich Energiebedarf, Investitions- und Betriebskosten, Flexibilität, Ressourcenverbrauch und Emissionen zu optimieren. Die Prozessintegration verfolgt das Ziel, einen Prozess mit einem minimalen Energie- und Ressourcenbedarf sowie minimalen Emissionen unter Einhaltung des geforderten Durchsatzes und der geforderten Produktqualität zu betreiben. Die Pinch-Analyse ist das am weitesten entwickelte Werkzeug der Prozessintegration [1-3].

Die Pinch-Analyse hat ihren Ursprung im angelsächsischen Raum und wurde ursprünglich für Grossanlagen wie Raffinerien und Chemieanlagen entwickelt. In den späten 1970er Jahren etablierte sich die Pinch-Analyse als Design-Tool für die Optimierung von Wärmeübertrager-Netzwerken. Ab Mitte der 1980er Jahren änderte die Strategie der Pinch-Analyse: Seither wird der Ansatz „Targets before Design“ verfolgt. Zuerst werden Energie- und Kostenziele auf Basis von Prozessanforderungen bestimmt und erst dann wird das optimale Anlagendesign entworfen. Ab diesem Zeitpunkt gewann die Integration von Wärme-/Kraft-Kopplungsmaschinen und Wärmepumpen an Bedeutung [4]. Die Regeln zur optimalen Integration von Wärmepumpen in industrielle Prozesse wurden erstmals von Townsend & Linnhoff [5] beschrieben.

Kurze Einführung in die Pinch-Analyse

Wie bereits erwähnt ist für die Steigerung der Energieeffizienz von industriellen Prozessen die prozessinterne WRG von zentraler Bedeutung. Mit einer Pinch-Analyse können Ingenieurinnen und Ingenieure mit der Zielsetzung eines minimalen Gesamtbetrags von Investitions- und Betriebskosten die optimale Verknüpfung der verschiedenen Energieströme aufzeigen. Damit können Massnahmen zur WRG und verbesserten Energieversorgung abgeleitet werden. Die Pinch-Analyse ist sowohl für die Konzipierung von neuen Anlagen wie auch für die Optimierung von bestehenden Produktionsanlagen (Retrofit) ein wertvolles Instrument. Je nach Branche beträgt das Potenzial zur Senkung des Energiebedarfs durch eine Pinch-Analyse bis zu 40% [1].

„Targets before Design“ ist die grundlegende Philosophie der Pinch-Analyse: *Die Bestimmung der Energie- und Kostenziele erfolgt vor dem Design der Anlage.* Anhand eines beispielhaften Prozesses wird die Zielwertfindung kurz beschrieben (Bild 1): In einer Pinch-Analyse werden die aufzuwärmenden und die abzukühlenden Prozessströme in einem Temperatur/Enthalpiestrom-Diagramm zu zwei charakteristischen Kurven zusammengefasst (Bild 1, links). Die «kalte Verbundkurve» (Cold Composite Curve) spiegelt den Wärmebedarf und die «warme Verbundkurve» (Hot Composite Curve) das Wärmeangebot wider. Im überlappenden Bereich ist WRG möglich. Durch horizontales Verschieben der kalten Verbundkurve ändert sich die minimale Temperaturdifferenz $\Delta T_{\min}$ zwischen den Kurven sowie das WRG-Potenzial und die benötigte Heiz- und Kühlleistung. Dort wo sich die Kurven berühren ($\Delta T_{\min} = 0$ K), befindet sich der „Pinch-Punkt“. Mit der Zielsetzung minimaler jährlicher Gesamtkosten erhält man die optimale Temperaturdifferenz $\Delta T_{\min,\,\mathrm{opt}}$ zwischen den Verbundkurven (Bild 1, rechts). Im Beispiel-Prozess ergeben sich die kleinsten jährlichen Gesamtkosten bei einer minimalen Temperaturdifferenz von 20 K. Aus den Verbundkurven kann man nun die Zielwerte für die wirtschaftlich optimale Heizleistung (600 kW), Kühlleistung (520 kW) und WRG (3180 kW) herauslesen.

Die minimale Temperaturdifferenz $\Delta T_{\min}$ zwischen der heissen und kalten Verbundkurve ist *die* Schlüsselgrösse in einer Pinch-Analyse. Je grösser $\Delta T_{\min}$, umso kleiner ist der überlappende Bereich und damit das Potenzial für WRG. Gleichzeitig wird mehr Heiz- und Kühlleistung benötigt, was zu höheren Betriebskosten führt. Gerade umgekehrt verhalten sich die Investitionskosten für die WRG: Diese sinken mit steigendem $\Delta T_{\min}$, da kleinere Wärmeübertrager benötigt werden (kleinere Leistungen und grössere Temperaturdifferenzen).

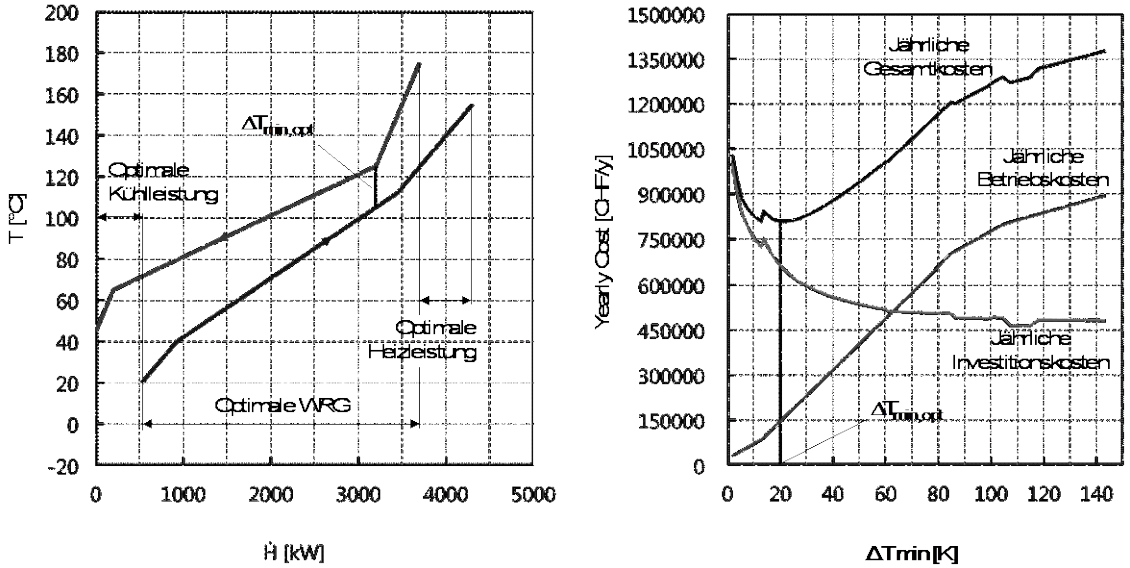


Bild 1: *Zeitplan Verbundkurven und Kostenkurven des beispielhaften Prozesses.*

In einem nächsten Schritt gilt es, ein Anlagendesign zu entwerfen, mit dem die Energie- und Kostenziele aus den Verbundkurven unter Einhaltung von $\Delta T_{\min}$ möglichst nahe erreicht werden. Dies wird durch Kopplung der Ströme mit Wärmeübertragern erreicht (so genanntes Wärmeübertrager-Netzwerk). Beim Design des Netzwerks müssen folgende drei Hauptregeln („Golden Rules“) beachtet werden: (1) externe Wärmezufuhr nur oberhalb des Pinchs, (2) externe Wärmeabfuhr nur unterhalb des Pinchs und (3) keine Wärmetransfer über den Pinch. Aus diesen Hauptregeln kann z.B. unmittelbar abgeleitet werden, dass eine Wärmepumpe Wärme unterhalb des Pinchs aufnehmen und oberhalb des Pinchs abgeben soll (mehr dazu weiter hinten).

Die Pinch-Analyse führt die Anwenderin systematisch zum Ziel einer energetisch und wirtschaftlich optimierten Anlage. Die Durchführung einer Pinch-Analyse lohnt sich bereits bei relativ „einfachen“ Anlagen. Sobald komplexe Anlagen mit Dutzenden von Strömen im Spiel sind, ist die Pinch-Analyse für Unternehmen das wohl einzige praktikable Werkzeug, um zum optimalen Anlagendesign zu gelangen. Die neue Software PinCH unterstützt Anwender dabei Schritt für Schritt.

Engineering-Tool PinCH und BFE-Stützpunkt

Die Hochschule Luzern hat mit der Unterstützung des Bundesamts für Energie (BFE) und der Energie-Agentur der Wirtschaft (EnAW) die anwenderfreundliche Software PinCH für die praktische Durchführung von Pinch-Analysen entwickelt [6]. Mit ihr können Pinch-Analysen zielgerichtet und kostengünstig sowohl in KMU als auch in industriellen Grossbetrieben durchgeführt werden. Der BFE-Stützpunkt an der Hochschule Luzern unterstützt Ingenieurbüros und Industrieunternehmen bei der Durchführung von Pinch-Analysen und beim Umgang mit der Software. Zudem werden praxisorientierte Kurse sowie massgeschneiderte Firmenkurse und Beratungen angeboten (www.pinch-analyse.ch). Das nachfolgend diskutierte Fallbeispiel wurde mit der Software PinCH 2.0 analysiert und optimiert.

Fallbeispiel Metallverarbeitungsbetrieb

Nachfolgend wird die Durchführung einer Pinch-Analyse und die ‚korrekte‘ Integration einer Wärmepumpe in einen industriellen Prozess anhand eines Projekts aus der Metallverarbeitungsindustrie erläutert. Dieses Projekt wurde gemeinsam von der Hochschule Luzern und der Grüniger PLUS GmbH, Suhr, durchgeführt. *Für den vorliegenden Beitrag wurde das Fallbeispiel aus didaktischen Gründen bewusst vereinfacht und in bestimmten Punkten adaptiert. In diesem Beitrag soll nicht das konkrete Fallbeispiel, sondern eine allgemein verständliche Einführung in die Methodik im Vordergrund stehen.*

a) Anlagenbeschreibung und Ist-Zustand

Der erste Schritt der Pinch-Analyse beinhaltet die Erfassung des Ist-Zustands. Wie andere Produktionsbetriebe ist auch der betrachtete Metallverarbeitungsbetrieb historisch gewachsen, wodurch das gesamte System relativ komplexe Verknüpfungen aufweist. In Bild 2 ist ein stark vereinfachtes Schema der Anlagen zu sehen. Diese können in drei Systeme unterteilt werden: Kühlwassersystem, WRG-Kreislauf und Heizsystem.

Es besteht ein grosser Kühlbedarf zur Kühlung von Öfen, Druckluftkompressoren und weiterer Anlagen. Als Kühlmedium steht Wasser in verschiedenen Kühlkreisläufen mit unterschiedlichem Temperaturniveau zur Verfügung. Der Kühlkreislauf 38/50°C wird für die Kühlung der Öfen und der Kühlkreislauf 60/70°C für die Kühlung der Druckluftkompressoren verwendet. Die Rückkühlung dieser Kühlkreisläufe erfolgt durch den Hauptkühlkreislauf 25/31°C, an welchem noch weitere Anlagen angeschlossen sind. Die Wärme wird schliesslich über offene Nasskühltürme an die Umgebung abgegeben (rund 6 GWh/a).

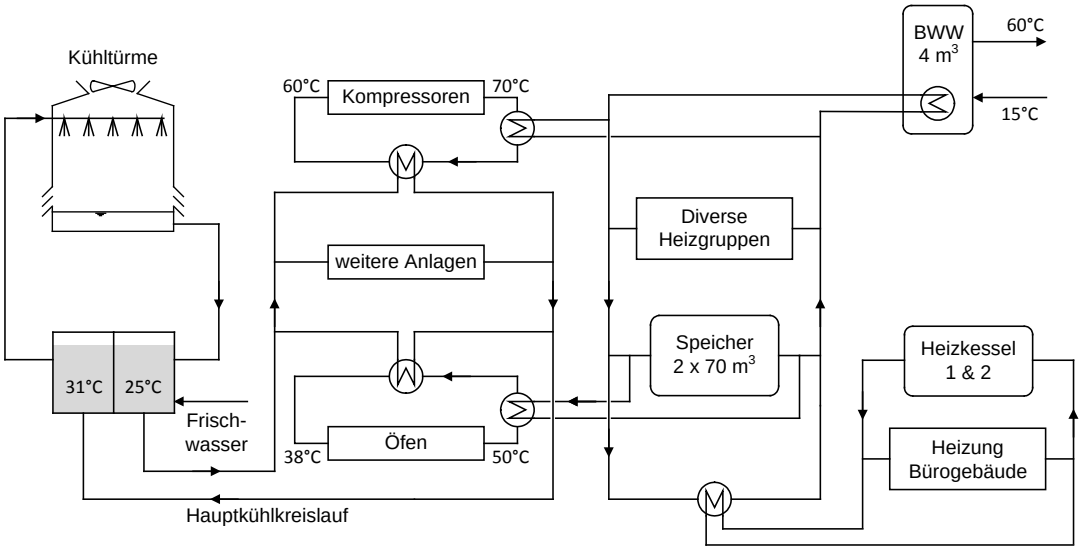


Bild 2: *Vereinfachtes Verfahrensfliessbild der Anlagen im Ist-Zustand.*

Der WRG-Kreislauf mit integrierten Wärmespeichern nutzt die abzuführende Energie der Öfen und Kompressoren. An den WRG-Kreislauf sind diverse Heizgruppen sowie das Brauchwarmwasser (BWW) als Verbraucher angeschlossen. Zusätzlich kann mit gasbetriebenen Heizkesseln Energie in den WRG-Kreislauf eingespeist werden. Die Heizkessel versorgen zudem das Bürogebäude mit Heizenergie.

Der thermische Energiebedarf des Betriebs beträgt 5 GWh/a. Der jährliche Energieeintrag der Heizkessel beträgt 2.5 GWh/a. Die restlichen 2.5 GWh/a werden mit dem WRG-System abgedeckt. Die jährlichen Energiekosten für den Bezug von Erdgas belaufen sich auf rund 400‘000 CHF.

b) Betriebsfälle und Prozessanforderungen

Die Produktion der Metallerzeugnisse wird über das gesamte Jahr als konstant angenommen. Der Gebäudeheizbedarf ist hingegen saisonalen Schwankungen unterworfen. Für eine Pinch-Analyse werden üblicherweise „repräsentative“ *Betriebsfälle* definiert. Im vorliegenden Fall genügt eine einfache Unterteilung in die drei Betriebsfälle „Winter“, „Übergangszeit“ und „Sommer“ (siehe Tabelle 1). Die Werte stellen die gemittelten Wärmeleistungen (aus Heizkesseln, WRG-Kreislauf und total) über die angegebenen Betriebsstunden dar.

Betriebsfall	Betriebsstunden	Heizkessel	WRG	Total
	[h]	[kW]	[kW]	[kW]
Winter (Nov. – März)	2‘184	459	381	840
Übergangszeit	1‘765	151	381	532
Sommer (Juni – Aug.)	1‘331	0	0	0

Tabelle 1: *Definition der Betriebsfälle des Metallverarbeitungsbetriebs.*

Für jeden Betriebsfall werden die einzelnen Prozessströme, die so genannten *Prozessanforderungen*, definiert (Tabelle 2). Dieser Schritt ist von grosser Wichtigkeit für die nachfolgende Pinch-Analyse. Je ein Prozessstrom wird für den Heizbedarf im Winter und in der Übergangszeit bestimmt, wobei der Heizbedarf des Bürogebäudes und der Heizbedarf der restlichen Heizgruppen zusammengefasst werden. Für die übrigen Prozessströme wurden Mittelwerte berechnet und als konstant angenommen.

Prozessströme	Hot/ Cold	T_{in}	T_{out}	Massenstrom	Kühl-/Heizbedarf
		[°C]	[°C]	[kg/s]	[kW]
BWW	Cold	15	60	0.12	22
Heizung Übergangszeit	Cold	45	60	8.4	532
Heizung Winter	Cold	45	60	13.3	840
Kühlung Öfen	Hot	50	38	14.6	734
Kühlung Kompressoren	Hot	70	60	1.8	75
Kühlung weitere Anlagen	Hot	31	25	19.6	495

Tabelle 2: *Prozessanforderungen der für die Pinch-Analyse relevanten Prozessströme. Bei allen Prozessströmen handelt es sich um Wasser. Die aufzuwärmenden Prozessströme (Wärmebedarf) sind mit „Cold“, die abzukühlenden Prozessströme (Wärmeangebot) mit „Hot“ gekennzeichnet.*

Für die „externe“ Energieversorgung des Prozesses (Heizung/Kühlung) werden so genannte Utilitysströme definiert. Ein Utilitystrom beschreibt ein Stoffstrom der Energieversorgung (z.B. Heizdampf, Thermoöl, Kühlwasser, Eiswasser, Kältemittel usw. [1]). Die Hot-Utility

(HU) ist im vorliegenden Fall das Rauchgas aus der Verbrennung von Erdgas (Kosten 81 CHF/MWh). Die Cold Utility (CU) ist die Umgebungsluft, welche über den Kühlturm die Abwärme aus dem Prozess aufnimmt (Kosten 10 CHF/MWh).

Für die Pinch-Analyse ist der Betriebsfall Winter entscheidend. Im Winter besteht der höchste Energiebedarf und dieser Betriebsfall weist die meisten Betriebsstunden auf. Somit können im Betriebsfall Winter mit einem optimalen Wärmeübertrager-Netzwerk die grössten Einsparungen erzielt werden.

c) Verbundkurven (Composite Curves, CC)

In Bild 3 sind die Verbundkurven für den Betriebsfall „Winter“ dargestellt. Die Verbundkurven setzen sich aus den Prozessanforderungen gemäss Tabelle 2 zusammen. Die kalte Verbundkurve (Wärmebedarf) besteht aus den Strömen BWW und Heizung und die heisse Verbundkurve (Wärmeangebot) aus den Strömen Kühlung Kompressoren, Öfen und weitere Anlagen. Im Betriebsfall „Winter“ ist die Pinch-Temperatur 48.8°C, $\Delta T_{\mathrm{min,opt}}$ = 2.5 K (stark beeinflusst durch Energiekosten) und das WRG-Potenzial beträgt 230 kW. Aus den Verbundkurven erkennt man, dass ein Teil der abzuführenden Energie der Öfen für das Heizwasser verwendet werden kann und dass die gesamte abzuführende Energie der Kompressoren mittels WRG nutzbar ist. Der Heizbedarf kann jedoch nur teilweise mit WRG gedeckt werden; der restliche Teil muss durch die Heizkessel bereitgestellt werden (Hot Utility „Erdgas“, 630 kW). Der grösste Teil der abzuführenden Energie aus den Öfen und weiteren Anlagen muss an die Umgebung abgeführt werden (Cold Utility „Kühlturm“, 1042 kW).

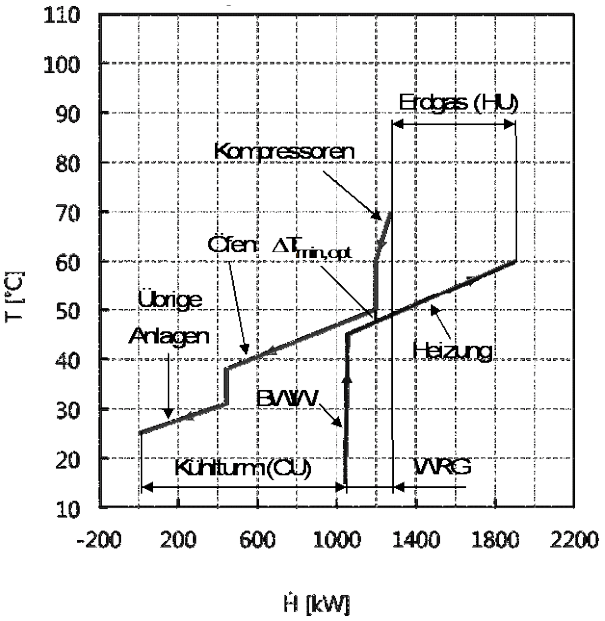


Bild 3: *Verbundkurven (Composite Curves) für den Betriebsfall „Winter“ für ein* $\Delta T_{\mathrm{min,opt}}$ *von 2.5 K (Diagramm aus Software PinCH 2.0).*

d) Gesamt-Verbundkurve (Grand Composite Curve, GCC)

Aus den Verbundkurven kann die Gesamt-Verbundkurve in Bild 4 abgeleitet werden. Die Gesamt-Verbundkurve zeigt auf, wieviel „Netto-Wärmedefizit“ (Heizbedarf) bzw. „Netto-Wärmeüberschuss“ (Kühlbedarf) auf welchem Temperaturniveau vorhanden ist. Beim Pinch-Punkt ist gerade weder ein Wärmedefizit noch ein Wärmeüberschuss vorhanden. Man beachte: Die aus der Gesamt-Verbundkurve abgelesenen Temperaturen entsprechen nicht den realen Temperaturen. Um die realen Temperaturen zu erhalten, müssen die Temperaturen oberhalb des Pinchs um ein halbes $\Delta T_{\min}$ (1.25 K) erhöht und die Temperaturen unterhalb des Pinchs um ein halbes $\Delta T_{\min}$ reduziert werden (Details siehe z.B. [1-3]). Oberhalb des Pinchs existiert ein Wärmedefizit von 630 kW auf einem Temperaturniveau von 60°C. Im Ist-Zustand wird dieses Wärmedefizit mit Hot Utility (Erdgas) ausgeglichen. Unterhalb des Pinchs herrscht ein Wärmeüberschuss von insgesamt 1042 kW, welcher über den Kühlturm abgeführt wird (Abwärme). Diese abzuführende Energie fällt auf unterschiedlichen Temperaturniveaus an: Bei 38°C beträgt der Wärmeüberschuss 606 kW, bei 25°C entspricht er gerade den CU von 1042 kW.

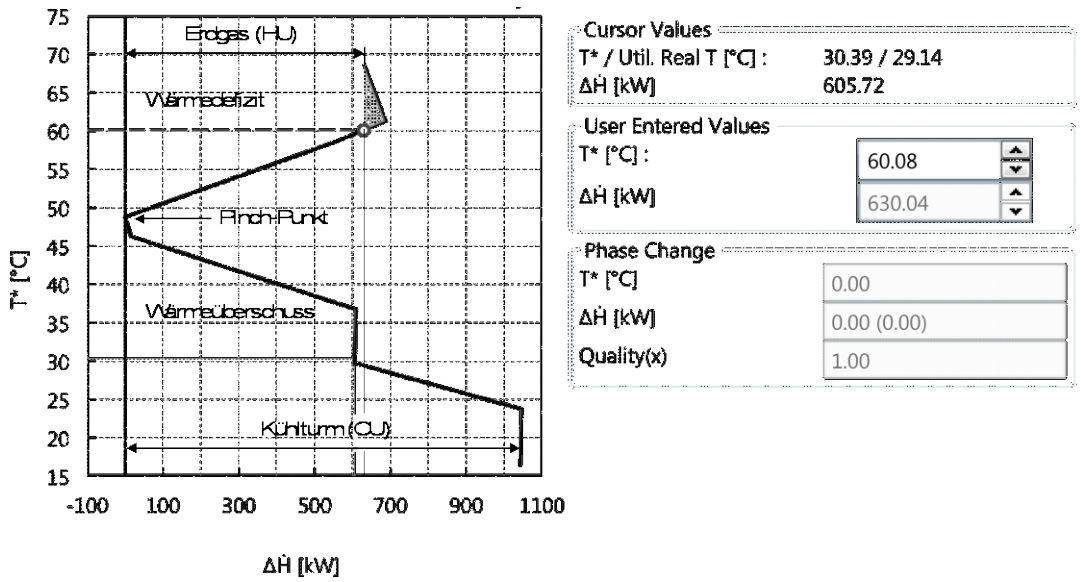


Bild 4: *Gesamt-Verbundkurve (Grand Composite Curve) für den Betriebsfall „Winter“ für ein* $\Delta T_{\min,\mathrm{opt}}$ *von 2.5 K (Diagramm aus Software PinCH 2.0).*

e) Integration einer Wärmepumpe

Wie integriert man eine Wärmepumpe in diesen Prozess? – Generell gilt, dass die Integration einer Wärmepumpe in einen industriellen Prozess sinnvoll ist, wenn diese *Wärme unterhalb des Pinchs aufnimmt* (wo ein Wärmeüberschuss besteht) und *Wärme oberhalb des Pinchs abgibt* (wo ein Wärmedefizit besteht). Man sagt: Die Wärmepumpe „arbeitet über den Pinch“ [1-3].

Arbeitet eine Wärmepumpe nur unterhalb des Pinchs, wird der Wärmeüberschuss erhöht und die Verdichterleistung muss zusätzlich über den Kühlturm abgeführt werden. Die Kosten für die Cold Utility steigen. Die Integration einer Wärmepumpe nur oberhalb des Pinchs hat eine Reduktion der Hot Utility um die Verdichterleistung zur Folge. Energetisch gesehen entspricht diese Integration einer elektrischen Heizung.

Fazit: *Eine „korrekt integrierte“ Wärmepumpe arbeitet über den Pinch* (bezüglich Ausnahmen sei an dieser Stelle z.B. auf das BFE-Handbuch [1] verwiesen). Mit einer so integrierten Wärmepumpe können gleichzeitig der Heiz- *und* Kühlbedarf und die damit verbundenen Betriebskosten reduziert werden. Aus der Lage des Pinch-Punkts und der „Form“ der Gesamtverbundkurve erkennt man rasch, ob die Integration einer Wärmepumpe sinnvoll ist bzw. ob eine bereits vorhandene Wärmepumpe korrekt in den Prozess integriert ist.

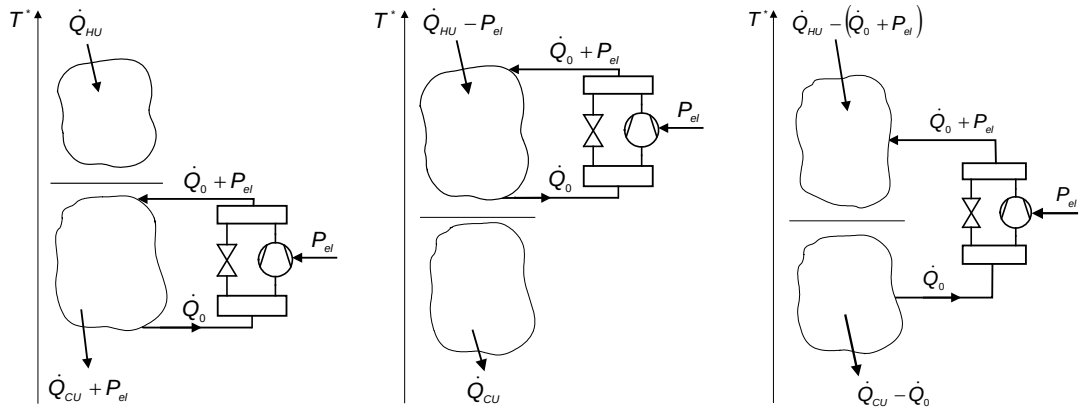


Bild 4: *Links/Mitte: Falsche Platzierung einer Wärmepumpe; sie arbeitet ausschliesslich unterhalb bzw. oberhalb des Pinchs. Rechts: Korrekte Platzierung einer Wärmepumpe; Verdampfer unterhalb, Kondensator oberhalb Pinch.*

f) Energie- und Kostenziele mit integrierter Wärmepumpe

Mit diesen Erkenntnissen lässt sich die Wärmepumpe korrekt in den Prozess integrieren. Die Software PinCH verfügt über eine Vielzahl von praktischen Features für die Wärmepumpen-Integration (Stoffdaten von Kältemitteln, Kreisprozessberechnung, Kostenberechnung usw.).

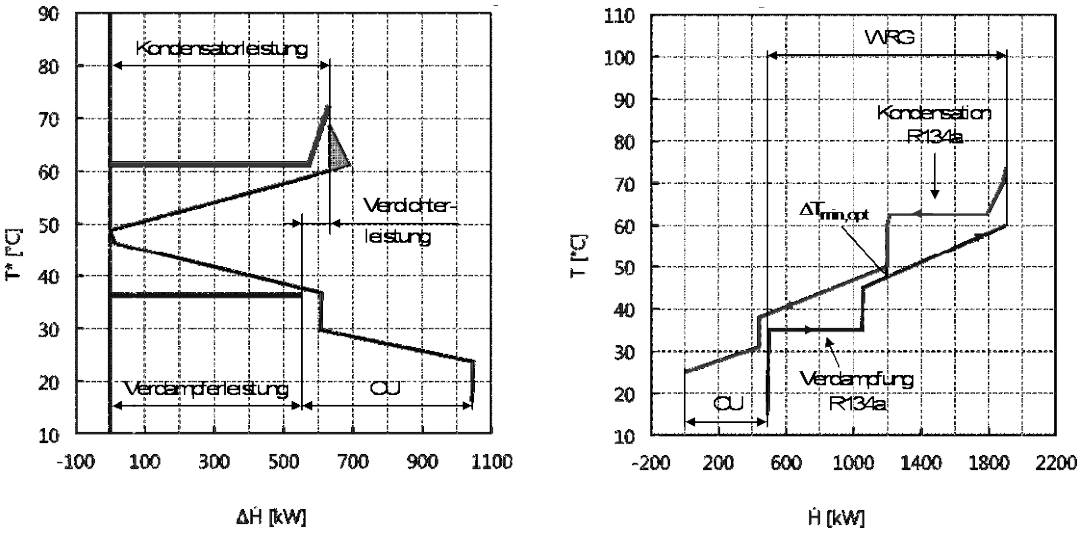


Bild 5: *Links: Gesamt-Verbundkurve mit Verdampfung und Kondensation des Kältemittels R134a. Rechts: Verbundkurven des Prozesses für ein* $\Delta T_{min,opt}$ *von 2.5 K mit integrierter Wärmepumpe (Diagramme aus Software PinCH 2.0).*

Aus der Gesamtverbundkurve können die Temperaturniveaus und Wärmeleistungen des Verdampfers und Kondensators festgelegt werden. Im vorliegenden Fall wurde eine Wärmepumpe mit R134a als Kältemittel gewählt. In Bild 5 (links) sind die Verdampfung und Kondensation für den optimalen Fall in der Gesamtverbundkurve eingezeichnet. Die Verdampfungstemperatur liegt bei 35°C und die Kondensationstemperatur beträgt 62.5°C. Damit ergibt sich ein minimaler innerer Temperaturhub von 27.5 K. Die Kondensatorleistung wurde so gewählt, dass gerade kein Erdgas (Hot Utility) mehr benötigt wird (630 kW). Bezüglich Energieeffizienz handelt es sich um die bestmögliche Integration, aus Praxissicht gibt es jedoch Einschränkungen (siehe Abschnitt „Optimierte Anlage“ weiter unten).

In Bild 5 rechts ist ersichtlich, dass mit der Integration der Wärmepumpe die Verbundkurven eine wesentlich grössere Überlappung erreichen: Das WRG-Potenzial beträgt neu 1405 kW (im Vergleich zu 230 kW ohne Wärmepumpe). Rund 75% der anfallenden Energie aus den Öfen kann mit der Wärmepumpe genutzt werden, um den gesamten Heizbedarf zu decken. Die Hot Utility (Erdgas) wird um die Kondensatorleistung der Wärmepumpe von 630 kW und die Cold Utility (Kühlturm) um die Verdampferleistung von 545 kW reduziert.

g) Wärmeübertrager-Netzwerk

Nachdem die Energie- und Kostenziele definiert sind, muss ein Anlagendesign ausgearbeitet werden, welches die gesteckten Ziele erfüllt („Targets before Design“). Mit der Software PinCH kann ein geeignetes Wärmeübertrager-Netzwerk erstellt werden (siehe Bild 6).

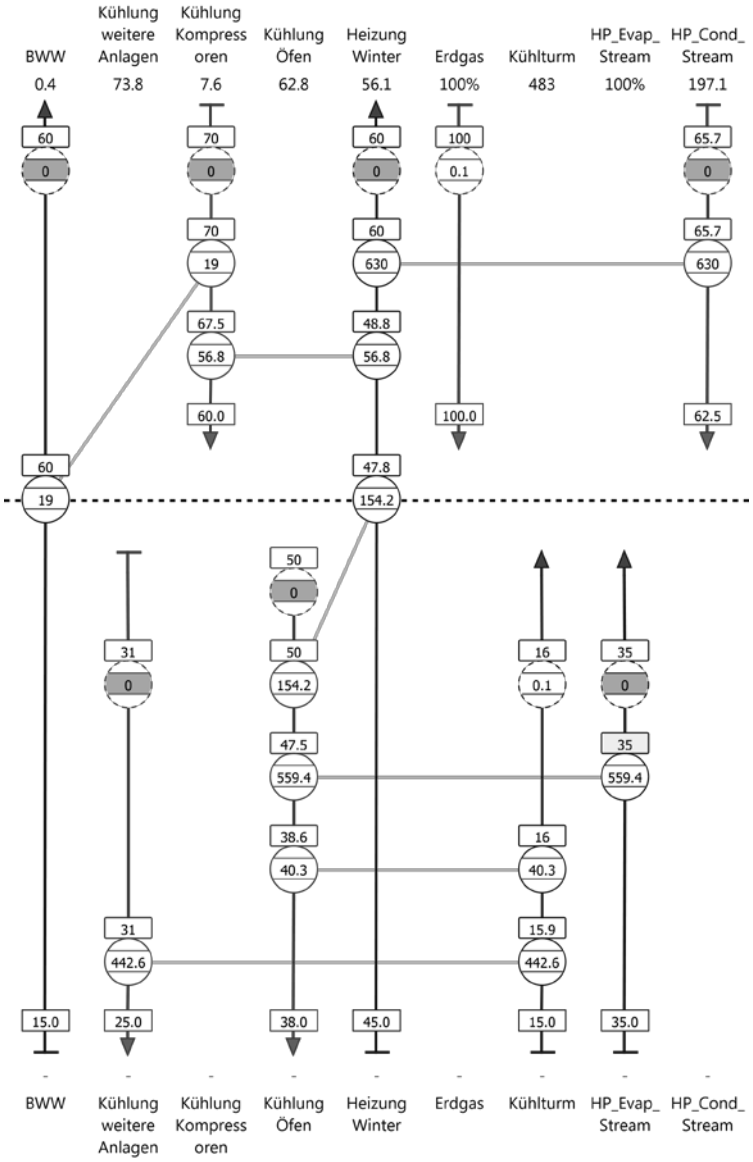


Bild 6: *Wärmeübertrager-Netzwerk (Relaxed Heat Exchanger Network) für den Betriebsfall „Winter“ mit integrierter Wärmepumpe (aus Software PinCH 2.0).*

Optimierte Anlage

Die Pinch-Analyse zeigt Schritt für Schritt auf, wie die Energieeffizienz mittels WRG verbessert und wie eine Wärmepumpe optimal integriert werden kann. Es zeigt sich, dass BWW-Aufbereitung während der Produktion direkt mit der Kühlenergie der Kompressoren erfolgen kann (d.h. Abkopplung vom WRG-Kreislauf). Für die Revisionszeit empfiehlt sich ein elektrisches Heizregister für die BWW-Aufbereitung, anstatt den weitläufigen WRG-Kreislauf mit den erdgasbetriebenen Heizkesseln auf Temperatur zu halten.

Gemäss Gesamtverbundkurve soll mit der Wärmepumpe die Kühlenergie der Öfen als Wärmequelle genutzt werden. Genauere Abklärungen haben ergeben, dass die Temperaturen

des Ofen-Kühlwassers relativ stark schwanken (in der Pinch-Analyse werden für die Prozessanforderungen Mittelwerte verwendet). Für die Einbindung der Wärmepumpe ist es sinnvoller, das Kühlwasser im Warmwasserbecken zu nutzen, welches eine relativ konstante Temperatur von 31°C aufweist. Gleichzeitig ist durch die Speicherwirkung des Warmwasserbeckens ein kontinuierlicher Leistungsbezug garantiert. Somit ergeben sich eine Quellentemperatur von ca. 30°C und eine Senkentemperatur von 60°C. Die Regeln der Wärmepumpen-Integration gemäss Gesamtverbundkurve sind immer noch erfüllt.

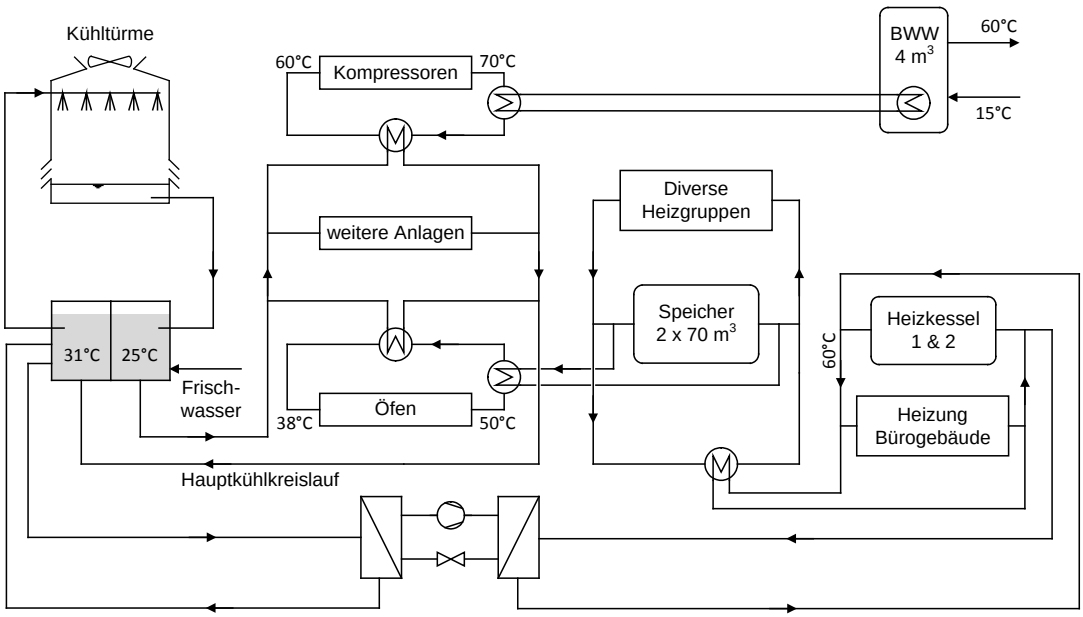


Bild 7: *Vereinfachtes Verfahrensfliessbild des optimierten Prozesses mit integrierter Wärmepumpe.*

Für den Betriebsfall „Winter“ ergibt sich gemäss Pinch-Analyse ein gemittelter Heizbedarf von 630 kW. Da jedoch zwei Heizkessel bereits bestehen, ist eine bivalente Lösung wirtschaftlich günstiger. Die Untersuchungen mittels Heizkurve und Klimadaten ergaben, dass mit 400 kW Heizleistung bei 5°C Aussentemperatur mit einer Wärmepumpe ein Deckungsgrad von 80% des jährlichen Heizbedarfs erreicht wird. Es wurde empfohlen, eine Wärmepumpe mit einer Heizleistung von rund 400 kW zu installieren und die Heizkessel als Backupsystem und zur Abdeckung der Spitzenheizlast zu verwenden.

Eine offerierte Variante sieht eine Wärmepumpe mit einer Heizleistung von 384 kW vor; der COP beträgt 4.3 vor (Angaben bei W28/W60). Die Wärmepumpe wird mit einem zweistufigen Schraubenverdichter (75%/100%) betrieben und als Kältemittel wird R134a verwendet. Mit dem Einbau der Wärmepumpe können (mit den heutigen Energiepreisen gerechnet) jährlich 85‘000 CHF Energiekosten eingespart werden. Demgegenüber stehen Investitionskosten von rund 330‘000 CHF. Die Amortisationszeit der Wärmepumpe beträgt ca. 5 Jahre.

Schlussfolgerungen

Die Integration von Wärmepumpen (und weiteren Systemen wie z.B. Blockheizkraftwerken (BHKW) oder Organic Rankine Cycle (ORC)-Anlagen) in industrielle Prozesse ist eine nicht zu unterschätzende Herausforderung. Bei komplexen Prozessen ist eine Pinch-Analyse unabdingbar. Sie zeigt systematisch auf, ob und wie solche Systeme in industrielle Prozesse integriert werden können. Das Fallbeispiel aus der Metallverarbeitungsindustrie zeigt, dass das WRG-Potenzial durch eine korrekt integrierte Wärmepumpe markant erhöht und gleichzeitig der Heiz- und Kühlbedarf reduziert werden. Bezüglich korrekter Integration von BHKW, ORC-Anlagen usw. sei an dieser Stelle auf die einschlägige Literatur verwiesen [2,3].

Quellen

[1] F. Brunner, P. Krummenacher: Einführung in die Pinch-Methode – Handbuch für die Analyse von kontinuierlichen Prozessen und Batch-Prozessen, Bundesamt für Energie, 2014.

[2] I. Kemp: Pinch Analysis and Process Integration – A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy, Second Edition, Elsevier Ltd., Oxford, UK, 2007.

[3] R. Smith: Chemical Process Design and Integration, John Wiley & Sons, Chichester, England, 2005.

[4] D. W. Townsend, B. Linnhoff: Heat and Power Networks in Process Design, AIChE Journal, 1983, No. 5, 742-748.

[5] B. Linnhoff: Pinch-Analysis – a state-of-the-art overview, Trans IChemE, 1993, Vol. 71, Part A, 503-522.

[6] D. Olsen, B. Wellig: Practical Heat Integration Analysis in the Process Industries, World Engineers Convention, Geneva, 2011.

Jonas Schönenberger, Bsc Systemtechnik
Frigo-Consulting AG
Ingenieurbüro für Kältetechnik
Lerzenstrasse 8
CH-8953 Dietikon
j.schoenenberger@frigoconsulting.ch
www.frigoconsulting.ch

Ejektor steigert Effizienz einer transkritischen CO_2-Kälteanlage

Zusammenfassung

CO_2-Kälteanlagen gewinnen stark an Bedeutung und sie gelten in verschiedenen Anwendungen als Stand der Technik. Die grossen Schweizer Supermarkt- und Grosshandels-Ketten installieren derzeit ausschliesslich transkritische CO_2-Kälteanlagen. So sind in diesem Bereich inzwischen über 400 transkritische CO_2-Systeme für die Kälteerzeugung in Betrieb (Schweiz). Die Einbindung von Ejektoren ermöglichen es die bei der Entspannung frei werdende Energie zu nutzen um die Verdichter zu entlasten.

Im Rahmen eines Pilot- und Demonstrationsprojektes wurde ein Ansatz für eine gewerbliche Kälteanlage ausgearbeitet und in einer ersten Feldanlage umgesetzt. Dabei wurde der Fokus auf ein Multi-Ejektor Konzept, mit mehreren Ejektoren gelegt. Die transkritische CO_2-Kälteanlagen mit 3 Ejektoren befindet sich seit Sommer 2013, in einer Supermarkt Verkaufsstelle, erfolgreich in Betrieb. Es konnte aufgezeigt werden, dass auf eine Überhitzungsregelung verzichtet und die Verdampfungstemperatur um ca. 6 K angehoben werden kann. Weiter wird aufgezeigt, dass der Hochdruck mittels zu- und abschalten von Ejektoren geregelt werden kann. Erste Betriebserfahrungen deuten auf mindestens 12% Effizienzsteigerung hin.

Abstract

CO_2 refrigerating systems are becoming increasingly important and they are used in various applications as prior art. Big Swiss supermarkets and wholesale chains are installing almost entirely transcritical CO_2 refrigerating systems. In this application there are over 400 transcritical CO_2 systems for commercial refrigerating in operation (Switzerland). The integration of ejectors allows using the energy released during the expansion, to support the compressors.

As part of a pilot and demonstration project, a concept for a commercial refrigerating system has been worked out and implemented in a first field system. The focus was on a multi-ejector concept, with several ejectors (Hafner 2012). The transcritical CO_2 refrigerating system with three ejectors is since summer 2013, at a supermarket, successfully in operation. It could be shown that the superheat control is not necessary and the evaporation temperature can be raised about 6K. Further it is shown that the high-pressure can be controlled by switching on/off ejectors. Initial operating experience indicates at least 12% efficiency increase.

Einleitung

Das Einkaufszentrum Gruyère-Centre in Bulle wird während den Jahren 2013 und 2014 modernisiert. Zu diesem Anlass wurde auch die Migros Verkaufsstelle im selben Gebäude modernisiert und mit neuster Technik ausgestattet. Die bestehende Kälteanlage mit synthetischem Kältemittel wurde durch eine transkritische CO_2-Kälteanlege ersetzt. Alleine die Substitution dieser bestehenden Kälteanlage durch eine nach dem Stand der Technik ausgeführten CO_2-Kälteanlage reduziert den jährlichen elektrischen Energieverbrauch für die gewerbliche Kälte um schätzungsweise 43% auf 550'000 kWh pro Jahr. Die Genossenschaft Migros Neuchâtel-Fribourg hat sich bereit erklärt, die Chance zu nutzen und die Effizienz, der seinerzeit noch in Planung stehenden Kälteanlage, mittels Ejektoren weiter zu steigern.

Im Rahmen eines Pilot- und Demonstrationsprojekt, finanziell unterstützt durch das Bundesamt für Energie, wurde im Vorfeld der Modernisierung der Verkaufsstelle Migros Bulle ein Konzept erarbeitet, um Ejektoren in die geplante transkritische CO_2-Kälteanlage zu integrieren. Die Planungs- und Entwicklungsphase wurde Anfangs 2013 abgeschlossen und das Konzept, für die Einbindung von drei Ejektoren, festgelegt. Aufgrund von Vorteilen in Sachen Effizienzsteigerung und Betriebssicherheit wurde der Fokus auf ein sogenanntes Multi-Ejektor Konzept gelegt [1]. Das System ist so konzipiert, dass jederzeit in eine herkömmliche Booster-Betriebsart gewechselt werden kann und somit eine höchstmögliche Betriebssicherheit gewährleistet wird.

Im Anschluss an die Planungs- und Entwicklungsphase wurde das System umgesetzt, vor Ort installiert und in Betrieb genommen. Die redundanten Betriebsmodi, herkömmlicher Booster-Betrieb sowie Ejektor-Betrieb, ermöglichten eine schrittweise Inbetriebnahme des Systems und eine ausführliche Systemprüfung, bevor das System permanent mit Ejektoren betrieben wurde. Während dieser Phase wurden diverse Betriebspunkte abgefahren und verschiedene Regelstrategien getestet.

Die Messdatenaufzeichnungen vor Ort lieferten wichtige Betriebskennzahlen um den Betrieb der CO_2-Kälteanlage mit Ejektoren besser zu verstehen und zu optimieren. Gemäss Hochrechnungen, basierend auf Messwerten aus einer ersten Betriebsphase wird die seinerzeit prognostizierte jährliche Effizienzsteigerung von 8 bis 10% übertroffen. Erste Erkenntnisse deuten darauf hin, dass die Effizienz des Ejektor-Systems in Bulle, im Vergleich zu einer herkömmlichen transkritischen CO_2-Kälteanlage, um mindestens 12% gesteigert werden

konnte. Detaillierte Energiekennzahlen, über eine Betriebsdauer von einem Jahr, werden Ende 2014 erwartet.

Der Saugdruck Sollwert der Plus-Verdichter konnte mit dem Ejektor-Betrieb von -8°C auf -2°C angehoben werden. Die Kühlstellen vermögen trotz erhöhter Verdampfungstemperatur die Warentemperatur zu halten. Darüber hinaus kann durch die erhöhte Verdampfungstemperatur die Eisbildung am Verdampfer und dadurch die Anzahl Abtau-Zyklen reduziert werden. Das Projekt zeigte auf, dass es möglich ist die Hochdruck-Regelung mittels Ejektoren zu realisieren. Darüber hinaus wurde ersichtlich, dass der erste Ejektor (Flüssigkeit), unabhängig von den Last- und Betriebsbedingungen, nahezu permanent in Betrieb ist. Dies ermöglicht einen ganzjährigen Ejektor-Betrieb mit teilgefluteten Pluskühlstellen.

Einbindung der Ejektoren

Unter Fachleuten wird die Einbindung von Ejektoren in eine transkritische CO2-Kälteanlage als eine Möglichkeit betrachtet, die Effizienz weiter zu steigern [2, 3, 4, 5]. Basierend auf deren Erkenntnissen aus diversen Journals, wurde aufgrund von Vorteilen in Sachen Effizienzsteigerung und Betriebssicherheit der Fokus auf ein sogenanntes Multi-Ejektor Konzept gelegt [1]. Die Einbindung der Ejektoren kann den zwei untenstehenden Prinzipschemas entnommen werden, das obere Schema stellt vereinfacht eine transkritische CO_2-Booster-Kälteanlage, das untere deren Erweiterung mittels Ejektoren und Zubehör dar.

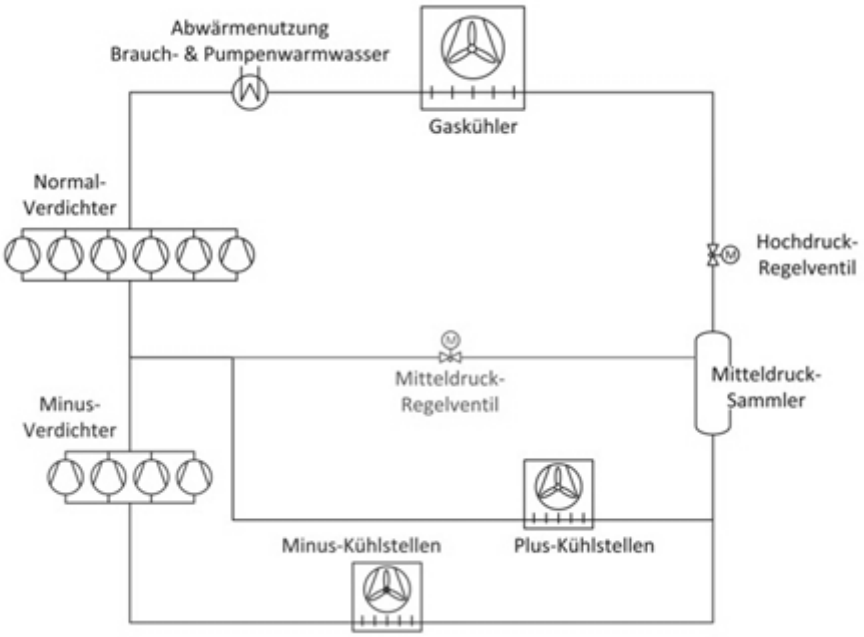


Bild 1: *Prinzipschema einer transkritischen CO_2-Booster-Kälteanlage, wie sie heute in der gewerblichen Kältetechnik als Stand der Technik gilt.*

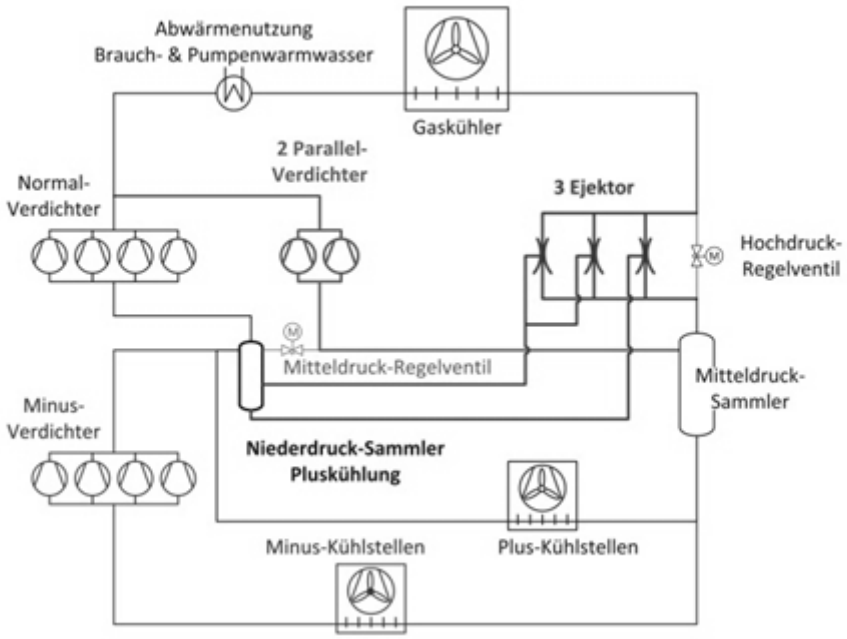


Bild 2: *Prinzipschema einer mittels 3 Ejektoren erweiterten transkritischen CO_2-Booster-Kälteanlage für gewerbliche Kälteerzeugung.*

Wie aus den obigen Prinzipschemas ersichtlich ist, wurde die herkömmliche CO_2-Kälteanlage mit folgenden Komponenten erweitert:

- 1 Niederdrucksammler Pluskühlung: Eingebunden in die Saugleitung der Pluskühlung, sodass flüssiges CO_2 abgeschieden wird.
- 2 Parallel-Verdichter: Ersetzen zwei Normal-Verdichter sowie die Funktion des Mitteldruck-Regelventils und verdichten das Flash-Gas vom Mitteldruck-Sammler direkt wieder auf Hochdruck.
- 3 Ejektoren: Ersetzen die Funktion des Hochdruck-Regelventils und nutzen die Entspannungsarbeit um flüssiges und gasförmiges CO_2 aus dem Niederdruck-Sammler in den Mitteldruck-Sammler zu befördern.

Die bislang ungenutzte Expansionsarbeit wird im Ejektor angewandt um Kältemittel aus dem Niederdruck-Sammler in den Mitteldruck-Sammler zu befördern. Je geringer der Druckunterschied zwischen den beiden Behältern ist, desto effizienter kann flüssiges und gasförmiges Kältemittel überführt werden. Das überführte gasförmige Kältemittel verlagert Verdichtungsarbeit von Plus-Verdichter auf Parallel-Verdichter.

Diese haben einen wesentlich höheren Ansaugdruck und benötigen deshalb weniger Antriebsenergie um das Kältemittel auf Hochdruck-Niveau zu verdichten. Aufgrund der ständigen Flüssigkeitsabsaugung aus dem Niederdruck- in den Mitteldruck-Sammler durch die Ejektoren, können die Verdampfer der Pluskühlung ohne Überhitzung betrieben werden. Dadurch kann der Saugdruck der Plus-Verdichter auf -2°C angehoben werden. Die

Saugdruck-Anhebung der Plus-Verdichter sowie die Vorverdichtung von gasförmigen Kältemittel auf Saugdruck der Parallel-Verdichter führen zu einer wesentlichen Einsparung von Verdichtungsarbeit [3].

Es wurde ein Ejektor nach Banasiak [4] eingesetzt, der das flüssige Kältemittel der überfluteten Pluskühlstellen aus dem Niederdruck-Sammler wieder zurück in den Mitteldruck-Sammler befördert (siehe Bild 2). Zwei weitere Ejektoren verdichten gasförmiges Kältemittel aus dem Niederdruck-Sammler in den Mitteldruck-Sammler von wo aus die Parallel-Verdichter die weitere Verdichtungsarbeit auf das Hochdruck-Niveau übernehmen. Die Kälteanlage und die dazugehörige Steuerung sind so konzipiert, dass jederzeit in einen herkömmlichen Booster-Betrieb ohne Ejektoren-Unterstützung gewechselt werden kann. Dazu sind sämtliche Kühlstellen mit herkömmlichen Kühlstellen-Reglern für eine Überhitzungsregelung bestückt. Im Ejektor-Betrieb wird die Überhitzung jedoch auf 0 K reduziert und die Verdampfer der Pluskühlstellen teilgeflutet [5, 8].

Systembeschrieb

Bild 1 und 2 zeigen das Prinzipschema der transkritischen CO_2-Booster-Kälteanlagen. Die Verkaufsstelle hat eine Verkaufsfläche von 5‘000 m2 mit 135 lfm Kühl-/Tiefkühlmöbel und 14 Kühl-/Tiefkühlräume. Sämtliche Kühl-/Tiefkühlmöbel sind mit Glastüren und LED-Beleuchtung ausgestattet. Die totale nutzbare Kälteleistung der zentralgekühlten Kälteanlage wurde gemäß folgenden Angaben ausgelegt:

Pluskühlung	120 kW nutzbare Kälteleistung bei Booster-Betrieb und Gaskühler Austritt +36 °C / 92 bara
Minuskühlung	55 kW nutzbare Kälteleistung bei Booster-Betrieb und Verdampfung Plus-Verdichter -10 °C / 26.5 bara

Tabelle 1: *Kälteleistung des Systems.*

Die Kälteanlage kann entweder im herkömmlichen Booster-Betrieb mit Parallel-Verdichtung oder zusätzlich mit Ejektor-Unterstützung betrieben werden. Je nach Betriebsart wurden folgende Betriebsparameter gewählt:

	Booster-Betrieb	Ejektor-Betrieb
Verdampfung Normal-Verdichter	-8°C / 28.0 bara	-2°C / 33 bara
Verdampfung Minus-Verdichter	-33°C / 13 bara	-33°C / 13 bara
Mitteldruck-Sammler	±0°C / 35 bara	+3°C / 38 bara
Pluskühlung	120 kW nutzbare Kälteleistung bei Booster-Betrieb und Gaskühler Austritt +36 °C / 92 bara	
Minuskühlung	55 kW nutzbare Kälteleistung bei Booster-Betrieb und Verdampfung Plus-Verdichter -10 °C / 26.5 bara	

Tabelle 2: *Betriebsparameter der verschiedenen Betriebsarten.*

In Zusammenarbeit beteiligter Unternehmen wurde das oben dargestellte System auf die Anforderungen der Verkaufsstelle ausgelegt, berechnet und die Komponenten dimensioniert. Dabei wurde besonderer Fokus auf die Dimensionierung der Normal- und Parallel-Verdichter in Abstimmung auf die eingesetzten Ejektoren gelegt. Untenstehendes Bild zeigt ein Schnittmodell eines Ejektors.

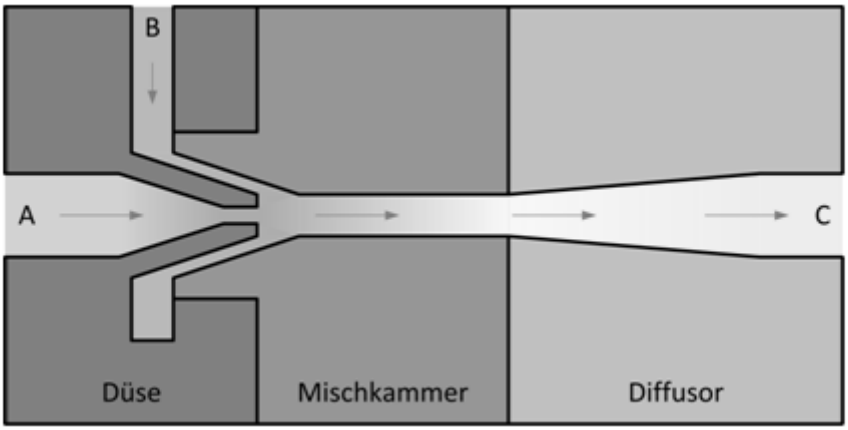


Bild 3: *Schnittmodell eines Ejektors mit drei Kältemittel-Anschlussstutzen A, B & C. Das CO_2 gelangt mit Hochdruck in Anschluss A, saugt CO_2 von Saugdruck (Anschluss B) und gelangt in den Mitteldruck-Sammler (Anschluss C).*

Das CO_2 wird von Hochdruck (Anschluss links) auf Mitteldruck (Anschluss rechts) entspannt und saugt dabei flüssiges oder gasförmiges CO_2 aus dem Niederdruck-Sammler (Anschluss oben links) an. Die sechs Druckmessstutzen erlauben es ein Druckprofil zu messen und aufzuzeichnen.

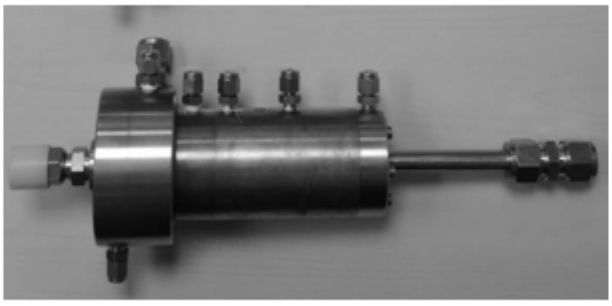


Bild 4: *Ein Ejektor von insgesamt drei Ejektoren, welche in der gewerblichen CO_2-Kälteanlage für eine Effizienzsteigerung sorgen.*

Nebst der Festlegung der Komponenten und der Auslegung des Systems wurde ein Regelkonzept erstellt und ausgearbeitet. Darin enthalten sind mehrere verschiedene Regelstrategien, wovon die meistversprechende Strategie bei der Inbetriebnahme evaluiert werden konnte [6, 7, 9].

Herstellung, Installation & Inbetriebnahme

Nach der Festlegung der einzelnen Komponenten und der Herstellung der Ejektoren wurde die CO_2-Kälteanlage gefertigt. Anschliessend wurde die Kälteanlage vor Ort in Bulle installiert, dazu mussten saugseitig die verschiedenen Plus- und Minus-Kühlstellen sowie hochdruckseitig der Gaskühler angeschlossen werden. Weiter wurde der Elektroschaltschrank installiert und die elektrischen Verbindungen gezogen. Zum Schluss galt es noch das gesamte System zu isolieren, bevor die Kälteanlage erstmals im Sommer 2013 in Betrieb genommen werden konnte.

Bild 5: *Betriebsbereite transkritische CO_2-Booster-Kälteanlage.*

Bild 6: *Die drei in die Kälteanlage eingebundenen Ejektoren.*

Erste Betriebserfahrung

Dank der Einbindung des ersten Ejektors (Flüssigkeit) kann der Saugdruck von -8°C auf -2°C angehoben werden. Darüber hinaus kann mittels des zweiten und dritten Ejektors verdampftes Kältemittel vom Verdampfungsdruck der Plus-Verdichter auf den Verdampfungsdruck der Parallel-Verdichter vorverdichtet werden. Im Ejektor-Betrieb werden die Parallel-Verdichter konstant, bei höherer Drehzahl betrieben als im Booster-Betrieb. Alles in allem resultiert eine jährliche Effizienzsteigerung gegenüber einer transkritischen CO_2-Kälteanlage von 12%.

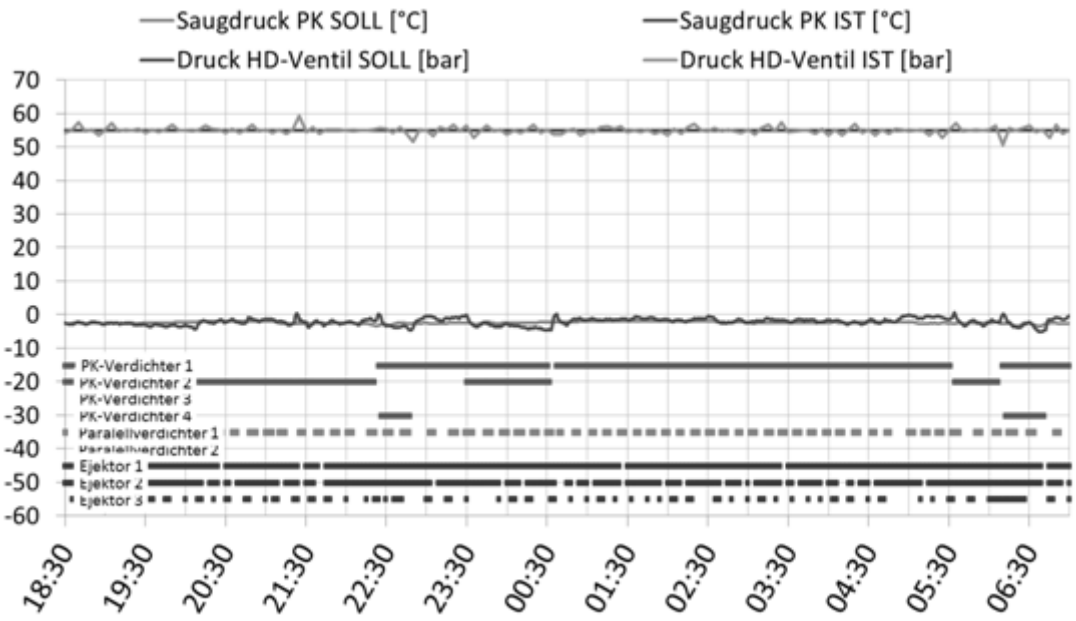


Diagramm 1: *Messdatenaufzeichnung vom Ejektor-Betrieb vom 29.10.2013.*

Aus dem obigen Diagramm ist ersichtlich, dass die Verdampfungstemperatur konstant bei -2°C liegt. Weiter ist ersichtlich, dass der Ejektor 1 nahezu permanent in Betrieb ist. Der Parallel-Verdichter wird häufig ein-/ausgeschaltet, sprich für diesen Betriebspunkt ist dieser zu gross. Die zwei Prozesse vom Booster- und Ejektor-Betrieb werden im untenstehenden logarithmischen Druck Enthalpie Diagramm dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die Verdampfungstemperatur der Normalverdichter um 6 K und die der Parallel-Verdichter um weitere 3 K angehoben werden konnte.

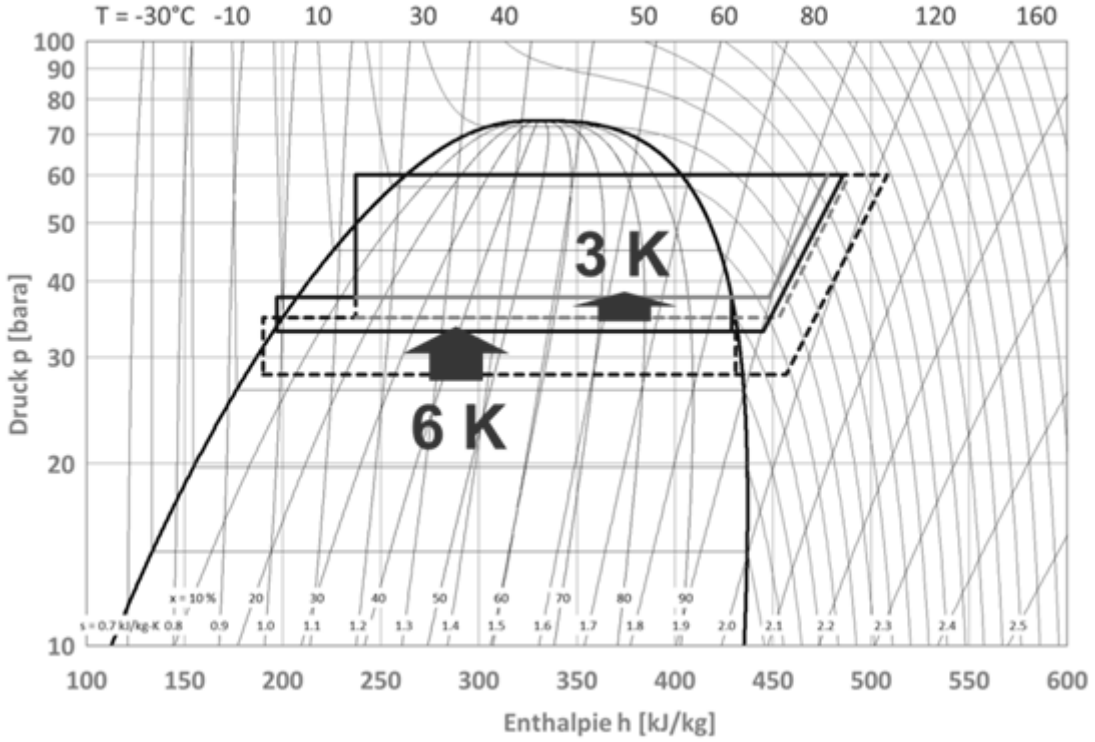


Diagramm 2: *Vergleich vom Prozess der zwei Betriebsarten mit und ohne Ejektor-Unterstützung im Log-p-h-Diagramm.*

Die Kühlstellen vermögen trotz erhöhter Verdampfungstemperatur die Warentemperatur zu halten. Darüber hinaus kann durch die erhöhte Verdampfungstemperatur die Eisbildung am Verdampfer und die Anzahl Abtau-zyklen reduziert werden.

Der Betrieb der Ejektoren ist bei jeder Jahreszeit möglich, was die universelle Anwendung dieses Konzeptes bestätigt. Selbst bei niedrigen Außentemperaturen, bei dem der energetisch optimale Hochdruck der CO_2-Kälteanlage im Bereich zwischen 50 und 60 bar liegt, ist es möglich mit Hilfe eines Ejektors das überströmende flüssige Kältemittel aus dem saugseitigen Niederdruck-Sammler in den Mitteldruck-Sammler zu pumpen.

Das untenstehende Diagramm zeigt den Ejektor-Betrieb bei verschiedenen Hochdruckstufen. Durch das künstliche Hochfahren des Hochdruckes wurden diverse Betriebspunkte untersucht. Es ist ersichtlich, dass mittels Ejektoren der Hochdruck geregelt werden kann und dass bei höheren Hochdruckstufen, der vom Ejektor vorverdichtete Massenstrom zunimmt und dadurch der Parallel-Verdichter durchgehend betrieben werden kann.

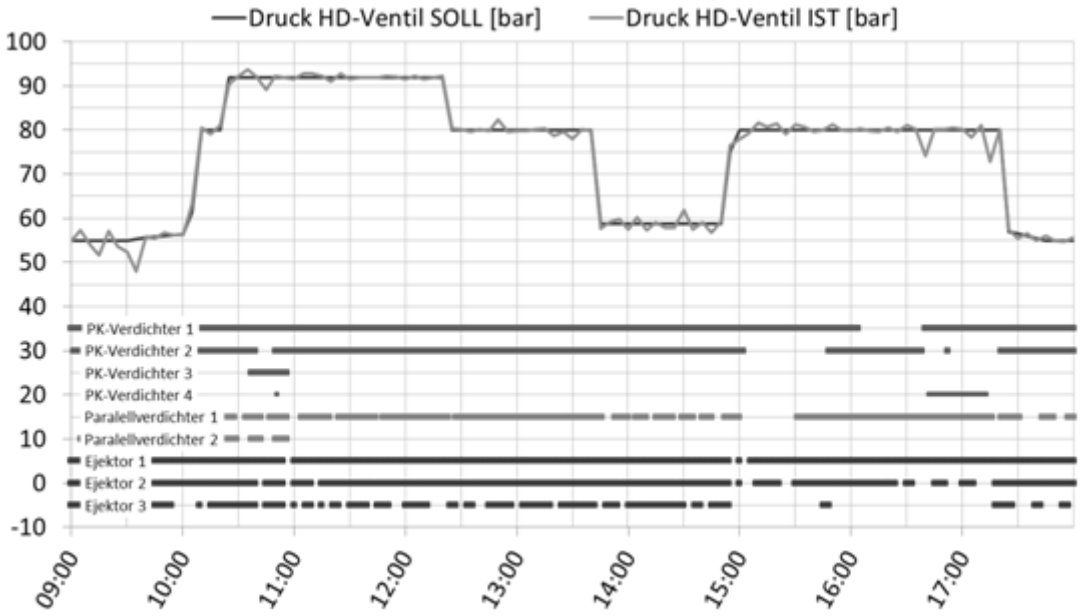


Diagramm 3: *Messdatenaufzeichnung vom Ejektor-Betrieb vom 30.10.2013.*

Transkritische CO_2-Kälteanlagen werden standardmäßig mit Wärmerückgewinnung ausgestattet. Dazu wird die Kälteanlage im Winter oft transkritisch betrieben, um mehr Wärme bei tiefen Temperaturen bereitstellen zu können. In diesen Betriebspunkten arbeiten die Ejektoren optimal und reduzieren die Verdichtungsarbeit deutlich [7, 9].

Schlussfolgerung und Ausblick

In der Migros Verkaufsstelle in Bulle, Region Fribourg (Schweiz) wurde die weltweit erste transkritische CO_2-Booster-Kälteanlage mit drei Ejektoren installiert und in Betrieb genommen. Die Kälteanlage befindet sich seit Sommer 2013 erfolgreich in Betrieb. Durch die Einbindung von drei Ejektoren ist es möglich, flüssiges und gasförmiges Kältemittel mithilfe von Expansionsarbeit vom sauggasseitigen Niederdruck-Sammler in den Mitteldruck-Sammler zu befördern.

Der Saugdruck der Plus-Verdichter konnte im Ejektor-Betrieb von -8°C auf -2°C, sowie jener der Parallel-Verdichter von ±0°C auf +3°C, angehoben werden. Die Kühlstellen vermögen trotz erhöhter Verdampfungstemperatur die Warentemperatur zu halten. Weiter kann durch die erhöhte Verdampfungstemperatur die Eisbildung am Verdampfer und dadurch die Anzahl Abtau-Zyklen stark reduziert werden.

Das Projekt zeigt auf, dass es möglich ist, die Hochdruck-Regelung mittels Ejektoren zu realisieren. Darüber hinaus wurde ersichtlich, dass der erste Ejektor (Flüssigkeit), unabhängig von den Last- und Betriebsbedingungen, nahezu permanent in Betrieb ist. Dies ermöglicht einen ganzjährigen Ejektor-Betrieb mit teilgefluteten Pluskühlstellen.

Das Jahresenergieeinsparpotential dieser Anlage im Vergleich zu einer herkömmlichen Booster Anlage liegt im Bereich von 12%. Die Anlage wird sorgfältig überwacht und eine Auswertung der Messdaten geschieht kontinuierlich währen des ersten Betriebsjahres. Dadurch können kontinuierliche Optimierungen der Regelstrategien durchgeführt werden.

Transkritische CO_2-Kälteanlagen in Kombination mit Ejektor-Technologie werden insbesondere in der gewerblichen und industriellen Kältetechnik unter Kältefachleuten als eine der zukünftigen Technologien gesehen. Der Ejektor hat keine beweglichen Teile und besteht lediglich aus drei Anschlüssen für das CO_2. Die verhältnismässige einfache Einbindung beruht ausschliesslich auf Standard-komponenten und gewährt eine hohe Betriebssicherheit. Vorausgesetzt die Technologie wird in breiter Anwendung eingesetzt, amortisieren sich die Mehrkosten in wenigen Jahren. Deshalb wird die Chance für eine Effizienz-steigerung mittels Ejektor in breiter Anwendung als realistisch eingestuft. Es ist davon auszugehen, dass der Einsatz von Ejektoren zur Effizienzsteigerung in gewissen Bereichen der Kälte- und Wärmepumpentechnik früher oder später als Stand der Technik gilt.

Quellen

[1] Hafner A, Försterling S., and Banasiak K. Multi-Ejektoren Konzept für R-744 Supermarkt-Kälteanlagen; DKV-Tagung, Würzburg 2012.

[2] Finckh, O.; Schrey, R. and Wozny, M.: Energy and efficiency comparison between standarized HFC and CO2 transcritical systems for supermarket applications. ICR 2011, August 21-26, Prague, Czech Republic, ID: 357.

[3] Girotto, Sergio: Enex, Proceedings of the Atmosphere2013 Conference Brussels. http://www.atmo.org/media.presentation.php?id=320

[4] Banasiak K., Hafner A., and Andresen T.: Experimental and numerical investigation on R744 ejector geometry. Proceedings of The 23rd International Congress of Refrigeration, ISBN 978-2-913149-89-2, Prague, Czech Republic, 2011.

[5] Hafner A., Poppi S., Nekså P., Minetto S., and Eikevik T.M: Development of commercial refrigera-tion systems with heat recovery for supermarket buildings. Proceedings of the 10th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Delft, Nederland, 2012, paper No. 192.

[6] Schönenberger J.: Hafner A, Banasiak K, Girotto S: Effiziente Kälteerzeugung im Supermarkt mittels CO2-Booster-Kälteanlage und Ejektor. DKV-Tagung, Hannover 2013.

[7] Schönenberger J. Frigo-Consulting AG, Proceedings of the Atmosphere2013 Conference Brussels. http://www.atmo.org/media.presentation.php?id=306

[8] Serwas L.: Carrier, Proceedings of the Atmosphere2012 Conference Brussels. http://www.atmo.org/media.presentation.php?id=182

[9] Van de Ven, Adinda; Hafner, Armin and Eikevik T.M.: Bewertung von weiterentwickelten R744 Supermarktkälteanlagen für warme Klimazonen, DKV-Tagung, Hannover 2013.

Markus Josef Friedl, Prof., Dr. sc. techn. ETH
Institut für Energietechnik IET, Institutsleiter
HSR Hochschule für Technik Rapperswil
Oberseestrasse 10
CH-8640 Rapperswil
markus.friedl@hsr.ch
www.iet.hsr.ch

Wärmepumpen mit Gaskühlung im Zweiphasenkompressor

Zusammenfassung

Wärmepumpen könnten theoretisch doppelt so effizient sein wie sie heute in der Realität sind. Der wichtigste Grund dafür liegt bei Verlusten im Kompressor: Sie bringen das Arbeitsmedium am Austritt auf eine heissere Temperatur als notwendig, sodass auch bei der Wärmeübertragung durch Enthitzung des Kältemittels Exergie und somit Effizienz verloren geht. Dieses Projekt verfolgt eine neue Idee für die Kompression: Das Arbeitsmedium wird aus dem Zweiphasengebiet des Kältemittels verdichtet auf einen gesättigten, gasförmigen Zustand am Austritt des Kompressors. Der so entstehende Kreislauf liegt näher am idealen Prozess als der konventionelle Wärmepumpenprozess. Aufgrund theoretischer Überlegungen ist eine Effizienzsteigerung von 20 % möglich, wenn der flüssige Teil des Kältemittels am Kompressoreintritt in Form eines feinen Nebels vorliegt. Das Konzept lässt sich auf unterschiedliche Kältemittel und Kompressoren anwenden sowie in allen Leistungsstufen. In der gegenwärtigen Projektphase wird ein Prüfstand gebaut, in dem das Kältemittel R134a zu einem feinen Nebel zerstäubt wird.

Abstract

According to theory heat pumps could be twice as efficient as they are today, the most important reasons being losses in the compressors. The latter lead to discharge temperatures much higher than required. This results in further losses of exergy during desuperheating when releasing the heat into the hydraulic heating system. This project focuses on a new idea for compression: The working fluid is compressed starting from the two-phase area reaching a saturated gaseous state at the compressor discharge. The resulting heat pump cycle is closer to the ideal cycle than conventional heat pump cycles. Based on theoretical analysis, an increase in efficiency of 20 % appears possible, if the liquid part of the working fluid is in the form of a fine fog at the compressor inlet. This concept can be applied to various working fluids, various compressor types and to all sizes of heat pumps. A test rig is built in the current project phase with the aim to demonstrate atomization of R134a into a fine fog.

Einleitung

Der Wirkungsgrad von Wärmepumpen nimmt in der Praxis über die Jahre langsam zu (Daten des Wärmepumpen Testzentrums in Buchs, [4] *Eschimann, 2013*). Um Wärmepumpen im Vergleich mit weniger nachhaltigen Heizsystemen noch konkurrenzfähiger zu machen, ist eine weitere Steigerung des Wirkungsgrads notwendig. Die Entwicklung arbeitet an verschiedenen Ansätzen, um den Wirkungsgrad von Wärmepumpen weiter steigern zu können, wie auch in einigen Beiträgen an dieser Tagung gezeigt. Das theoretische Maximum, das durch den zweiten Hauptsatz der Thermodynamik gegeben ist, liegt bei etwa dem doppelten Wirkungsgrad von heutigen Wärmepumpen. Es ist also noch Potential vorhanden. Zahlreiche Exergieanalysen zeigen (z.B. [5] *Friedl und Kern, 2004*, [6] *Albrecht, 2005* Abb. 11.24, [7] *Gasser, 2005* Seite 102, [8] *Gasser, L., Wellig, B. und Hilfiker, K. (2008)* Seite 83 und 111, [9] *Friedl, 2009*), dass die grössten Exergieverluste im Kompressor auftreten, weshalb sich diese Arbeit auf die Kompression fokussiert.

Dieses Projekt bricht mit dem Paradigma, dass Kältemittel beim Eintritt in den Kompressor rein gasförmig sein muss. Die Kompression soll im Zweiphasengebiet stattfinden, was zahlreiche Vorteile haben kann. Die Idee wurde zunächst in einer theoretischen Konzeptphase untersucht, deren Schlussbericht in [1] *Friedl et al. (2012)* verfügbar ist. Das Projekt befindet sich zurzeit in einer Phase, in der experimentell die Zerstäubung des Kältemittels R134a in Tropfen mit einem Durchmesser von 4 µm gezeigt werden soll.

Die hier präsentierten Arbeiten sind eine Kooperation zwischen dem Institut für Energietechnik (IET) und dem Institut für Produktdesign, Entwicklung und Konstruktion (IPEK) an der HSR Rapperswil sowie dem Institut für Thermo- und Fluid-Engineering (ITFE) der Fachhochschule Nordwestschweiz (FHNW).

Grundidee

Die Grundidee dieses Projektes ist es, dass sich in einem Wärmepumpenprozess das Kältemittel am Kompressoreintritt im Zweiphasengebiet befindet, also ein kleiner Teil des Kältemittels in flüssiger Form vorliegt. Das zweiphasige Kältemittel wird in einem konventionellen Kompressor derart komprimiert, dass es am Kompressoraustritt gerade den gasförmigen Sättigungszustand erreicht. In Bild 1 ist dieser Prozess am Beispiel des Kältemittels R134a im *T*-*s*-Diagramm dargestellt und mit dem idealen Prozess gemäss Carnot sowie mit dem konventionellen Wärmepumpenprozess verglichen. Bild 2 zeigt die gleichen Prozesse im log(*p*)-*h*-Diagramm, das in der Branche weiter verbreitet ist. Die Flüssigkeit verdampft während der Kompression und kühlt durch die Verdampfungswärme die Gasphase. So entsteht keine zu hohe Temperatur am Kompressoraustritt sondern es wird gerade die Kondensationstemperatur erreicht. Ein solcher Wärmepumpenkreislauf ist näher am Carnotprozess als der Kreislauf mit einer konventionellen Kompression.

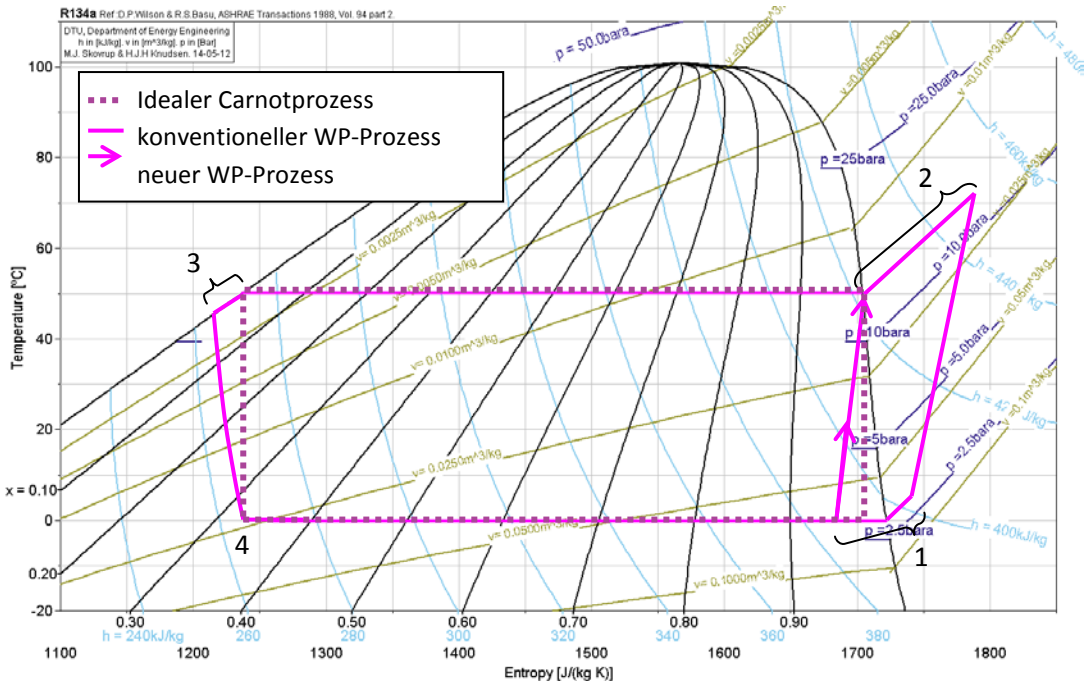


Bild 1: *T-s-Diagramm von R134a als Beispiel mit drei eingezeichneten Wärmepumpenprozessen bei einer Verdampfungstemperatur von 0 °C und einer Kondensationstemperatur von 50 °C. Diagramm erstellt mit CoolPack 1.50.*

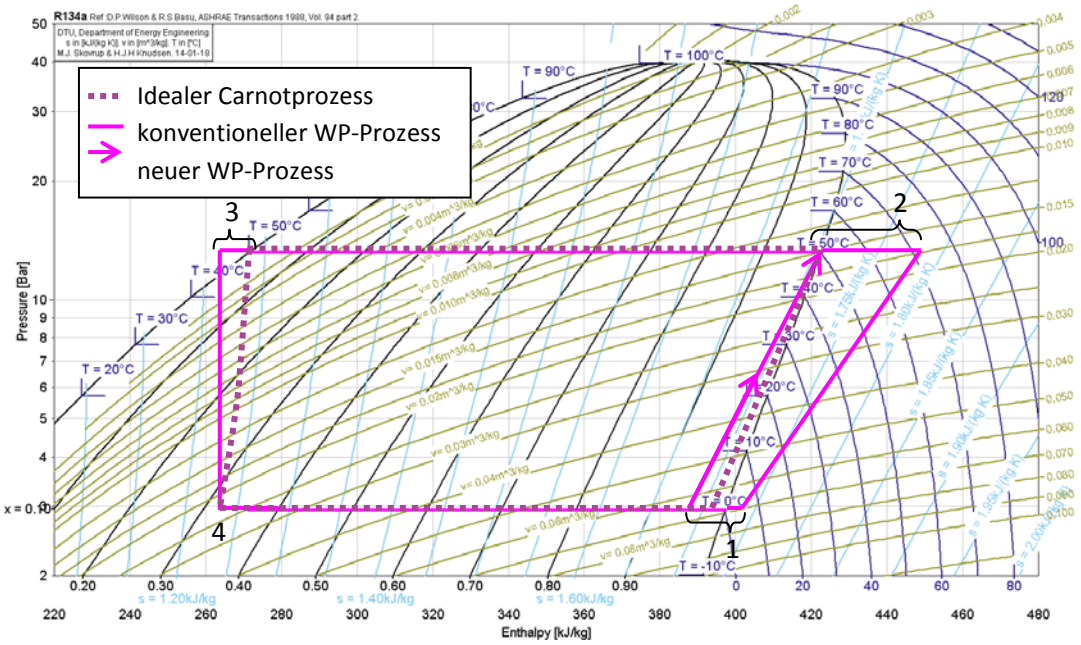


Bild 2: *Log(p)-h-Diagramm von R134a als Beispiel mit drei eingezeichneten Wärmepumpenprozessen bei einer Verdampfungstemperatur von 0 °C und einer Kondensationstemperatur von 50 °C. Diagramm erstellt mit CoolPack 1.50.*

Diese Grundidee stellt keinen neuen Kompressortyp dar, sondern ist vielmehr ein Kompressionskonzept, das sich mit existierenden Bauarten von Kompressoren realisieren lässt. Es ist unabhängig vom Kompressortyp, vom Kältemittel oder der Leistungsgrösse der Anlage und des Kompressors.

Aus diesem Konzept können sich weitere Vorteile ergeben:

- Wegen der kühleren Austrittstemperaturen erwärmt sich der Kompressor weniger stark und das typischerweise nicht isolierte Gehäuse gibt weniger Wärme an die Umgebung ab. Bei konventionellen Kompressoren sind das ca. 10 % der elektrischen Antriebsleistung (f_Q = 10 %)
- Der Grund der fehlenden Isolation ist, dass sich der Kompressor zu sehr aufwärmen würde und sich Probleme wegen der thermischen Ausdehnung und der chemischen Stabilität des Schmieröls ergeben. Bei einem kühleren Kompressoraustritt entfällt dieser Grund und Kompressoren könnten isoliert werden.
- Die kühleren Gase am Kompressoraustritt erlauben es, den Motor mit diesem Gas zu kühlen, also eine Druckgaskühlung. Das ist mit weniger Exergieverlusten verbunden. Dieses Prinzip existiert bereits bei einigen Kompressoren, wird aber nicht oft angewendet.
- Da sich der Kompressionsraum während der Kompression im Zweiphasengebiet befindet, ist eine Schmierung mit flüssigem Kältemittel statt mit Öl denkbar.
- Der Kompressionsraum eines Verdichters kann mehr Masse aufnehmen, wenn ein Teil des Kältemittels in flüssiger Form vorhanden ist. Das führt nicht unbedingt zu mehr Effizienz aber bei gleicher Baugrösse zu mehr Leistung.
- Der Kreislauf hat keine Überhitzung am Kompressoreintritt. Das führt bei gleicher Grösse des Verdampfers dazu, dass bei einer bestimmten Wärmequelle die Verdampfungstemperatur leicht angehoben werden kann und die Effizienz verbessert wird.

Vor allem die letzten vier Vorteile sind theoretisch nur schwer quantifizierbar und werden in diesem Projekt nicht primär verfolgt. Dieses Projekt hat das Ziel, die grössere Effizienz des Kreislaufs zu zeigen.

Bei gewissen Wärmepumpen, vor allem für hohe Vorlauftemperaturen, wird bereits heute die so genannte Zwischeneinspritzung eingesetzt: Dabei wird während der Kompression an einem bestimmten Punkt ein Zweiphasengemisch des Arbeitsmediums eingespritzt, das aus dem Hochdruckteil der Wärmepumpe stammt. Gemäss [2] *Zehnder et al. (2000)* führt die Zwischeneinspritzung zu einer Erhöhung der Heizleistung, aber nicht zu einem höheren COP. Gemäss [3] *Copeland (2007)* erhöht die Zwischeneinspritzung sowohl die Heizleistung als

auch den COP. Im Unterschied zum hier verfolgten Konzept spielt sich die heute bereits verwendete Zwischeneinspritzung komplett im gasförmigen Gebiet ab.

Theoretische Berechnungen

Die verwendeten Variablen und Indizes sind in Tabelle 1 aufgelistet. Es wurden unterschiedliche Kältemittel untersucht, hier werden nur die Resultate für das sehr häufig verwendete R134a präsentiert, das auch für die Experimente ausgewählt wurde. Es wurden zwei Betriebsbedingungen untersucht mit der gleichen Verdampfungstemperatur und jeweils einer anderen Kondensationstemperatur aus Tabelle 2.

			Indizes:	
COP	–	Coefficient of Performance		
f_Q	–	Wärmeverlustkoeffizient	1	Vor dem Kompressor
h	J/kg	spezifische Enthalpie	2	Nach dem Kompressor
p	Pa	Druck	$2Ph$	Zweiphasenkompression
P_{el}	W	elektrische Leistung	3	Vor der Drossel
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom	4	Nach der Drossel
r	m	Radius	g	Gas
R_T	m	Radius des Tropfens	$ideal$	ideal
s	J/(kg K)	spezifische Entropie	is	isentrop
T	K	Temperatur	$Kond$	Kondensator
v	m^3/kg	spezifisches Volumen	$konv$	konventionell
x	–	Massenanteil	T	Tropfen
ε	–	Volumenanteil	$Verd$	Verdampfer
η_{is}	–	Isentropeneffizienz	‘	flüssige Phase
$\eta_{ind,is}$	–	induzierte Isentropen-effizienz	‘‘	Gasphase
ρ	kg/m^3	Dichte		

Tabelle 1: *Verwendete Variablen und Indizes.*

	Verdampfung			Kondensation		
Betriebspunkt 1	T_{Verd}	=	*0 °C*	T_{Kond1}	=	35°C
	p_{Verd}	=	*2.93°bar*	p_{Kond1}	=	8.87°bar
Betriebspunkt 2	T_{Verd}	=	*0 °C*	T_{Kond2}	=	50°C
	p_{Verd}	=	*2.93°bar*	p_{Kond2}	=	13.18 bar

Tabelle 2: *Untersuchte Betriebsbedingungen.*

Ein Kompressor hat zwei Arten von Verlusten:

- Verluste in Form von Wärme an die Umwelt, die mit dem Wärmeverlustkoeffizient f_Q ausgedrückt werden.

$$f_Q = \frac{\dot{Q}_{Verluste}}{P_{el}}$$

- Verluste, bei denen durch irreversible Prozesse im Kompressor (Wärmeleitung, Verwirbelung, nicht ausgestossenes Totvolumen, innere Leckage durch Ventile und Dichtungen, Dissipation) nutzbare Energie (= Arbeit) in Wärme umgewandelt wird, die aber im Kältemittel bleibt. Das hat zur Folge, dass das Kältemittel am Austritt wärmer ist als es bei einer idealen Kompression wäre. Dies wird mit dem Quotient der bei einer idealen Verdichtung notwendigen Leistung $\dot{m} \cdot (h_1 - h_{2,is})$ und der effektiven Leistungsaufnahme P_{el} des Verdichters – der Isentropeneffizient η_{is} – ausgedrückt.

$$\eta_{is} = \frac{\dot{m} \cdot (h_1 - h_{2,is})}{P_{el}}$$

Daraus abgeleitet kann die induzierte Isentropeneffizienz $\eta_{ind,is}$ berechnet werden, die eine Aussage darüber macht, „wie nahe“ die Kompression an der isentropen Kompression liegt.

$$\eta_{ind,is} = \frac{h_{2,is} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{\eta_{is}}{1 - f_Q}$$

Typische Werte für kleine Verdichter von Wärmepumpen sind $f_Q = 0.1$, $\eta_{is,konv} = 0.63$ und $\eta_{ind,is,konv} = 0.7$. Als Referenz wurde mit diesen Werten der COP_{konv} eines konventionellen Wärmepumpenkreislaufs berechnet (Sauggasüberhitzung 5 °C, Kondensatunterkühlung 5 °C). In diesem Projekt wurde die Forderung aufgestellt, dass der COP_{2Ph} eines Prozesses mit Kompression im Zweiphasengebiet um 20% besser sein soll als der COP_{konv} eines konventionellen Prozesses. Sonst lohnt sich der Zusatzaufwand nicht. Daraus wurde die erforderliche induzierte Isentropeneffizienz $\eta_{ind,is,2Ph}$ berechnet und der Massenanteil x_1 an Gasphase am Kompressoreintritt. Die Resultate sind in Tabelle 3 gezeigt.

T_{Kond}	COP_{ideal}	COP_{konv}	COP_{2Ph}	$\eta_{ind,is,2Ph}$	x_1
35 °C	8.80	5.20	6.24	0.80	95 %
50 °C	6.46	3.62	4.35	0.82	94 %

Tabelle 3: *Die beiden untersuchten Kondensationstemperaturen sowie die dazu gehörenden COP_{ideal} einer idealen Wärmepumpe, COP_{konv} einer konventionellen Wärmepumpe, der für die Zweiphasenkompression erforderliche COP_{2Ph}, die geforderte induzierte Isentropeneffizienz $\eta_{ind,is,2Ph}$ und der Massenanteil x_1 an Dampf am Kompressoreintritt.*

Ein Vergleich der induzierten Isentropeneffizienzen $\eta_{ind,is,konv}$ und $\eta_{ind,is,2Ph}$ zeigt, dass die Kompression im Zweiphasengebiet etwas effizienter sein muss, um das Ziel zu erreichen. Da die verdampfenden Flüssigkeitstropfen das sich komprimierende Gas ständig kühlen und zwar über eine grosse Oberfläche und mit kleinem Temperaturunterschied, werden die Exergieverluste klein sein und die geforderte Effizienz erscheint möglich. Weitere, theoretische Abklärungen haben diesen Befund bestätigt.

Der Massenanteil x der Gasphase am Kompressoreintritt beträgt x_1 = 94 % und 95%. Wegen der viel höheren Dichte der Flüssigphase ρ' im Vergleich mit der Gasphase ρ'' ist der

Volumenanteil ε‘ der Flüssigphase am Kompressoreintritt sehr klein. Bild 2 zeigt den Zusammenhang für das Kältemittel R134a bei einer Verdampfungstemperatur von 0 °C. Es wird ersichtlich, dass sich der Volumenanteil ε‘ der Flüssigkeit am Kompressoreintritt im Bereich $0.0006 < \varepsilon' < 0.0007$ befindet. Das heisst, dass die Flüssigkeit praktisch kein Volumen einnimmt.

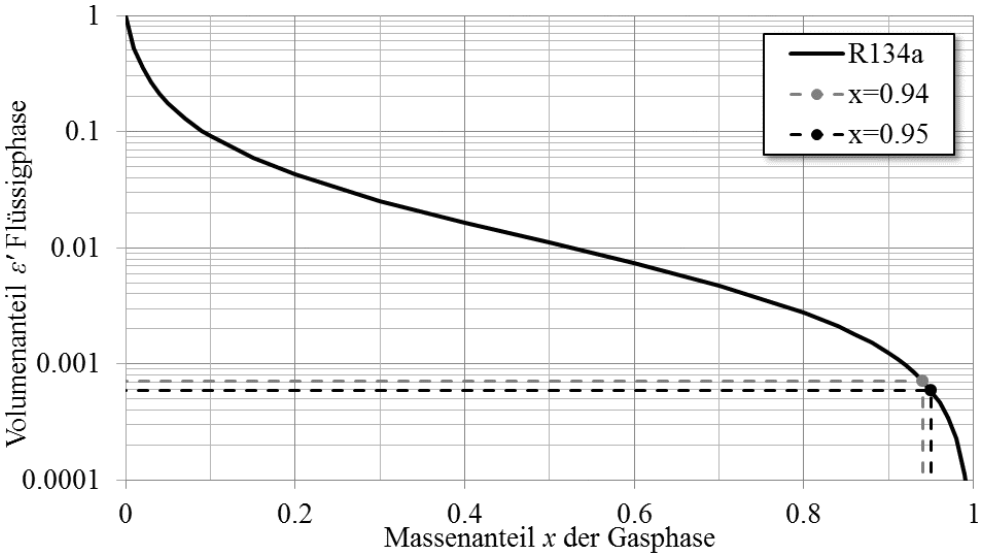


Bild 3: *Volumenanteil ε‘ der Flüssigphase in Funktion des Massenanteils x_1 der Gasphase für das Kältemittel R134a bei einer Verdampfungstemperatur von 0 °C.*

Bis jetzt wurde einfach postuliert, dass die in den Kompressor eintretende Flüssigkeit während der Kompression verdampft. Dies wurde genauer analysiert. Die vollständige Verdampfung gelingt nur, wenn innerhalb der Kompressionszeit genügend Wärme aus dem Gas an die Flüssigkeit übergehen kann, um die notwendige Verdampfungswärme zu gewährleisten. Dabei spielt die Oberfläche der Flüssigkeit eine entscheidende Rolle. Diese muss nämlich sehr gross sein, was mit einem feinen Nebel erreicht werden kann. Darum wurde die in Bild 4 gezeigt Situation eines Einzeltropfens aus Kältemittel in einer Umgebung von gasförmigem Kältemittel theoretisch untersucht. Aufgrund des oben berechneten Volumenanteils ist die Gasphase im Vergleich zur Tropfengrösse unendlich ausgedehnt.

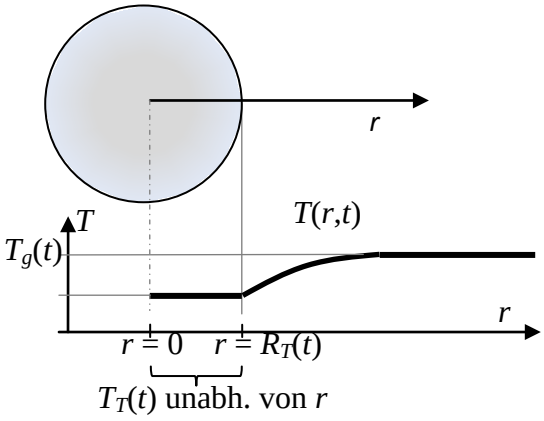


Bild 4: *Modell des verdampfenden, kugelförmigen Tropfens, bei dem die Wärmeleitfähigkeit im Tropfen als unendlich angenommen werden kann, sodass sich im Tropfen eine konstante Temperatur einstellt.*

Am Anfang der Kompression herrscht im ganzen Gebiet aus Bild 4 die gleiche Temperatur. Beginnt die Kompression, steigt der Druck im ganzen betrachteten Gebiet an und die Gasphase erwärmt sich. Daraus ergibt sich eine höhere Temperatur im Gas als im Tropfen und somit ein Temperaturgradient, der zu Wärmeübertragung in Richtung des Tropfens führt. Diese übertragene Wärme wird vom Tropfen für die Verdampfung verwendet. Je grösser die Oberfläche, also je kleiner die Tropfen, desto schneller kann die Flüssigkeit verdampfen.

Die Berechnungen sind in [1] *Friedl et al. (2012)* dargestellt. Ein wichtiger Parameter ist die Verdichtungsgeschwindigkeit, also die Zeit, während welcher der Druck vom Verdampfungsdruck auf den Kondensationsdruck ansteigt. Das ist auch die Zeit, die einem Tropfen zur Verfügung steht, um vollständig zu verdampfen. Verdichter mit kleiner Leistung werden typischerweise mit der Netzfrequenz von 50 Hz betrieben (3‘000 U/Min.). Die Kompression findet somit innerhalb von 0.01 s statt. In Wärmepumpen verwendete Kompressoren grösserer Leistungsklassen haben kleinere Drehzahlen, bei Volllast typischerweise 25 Hz (1‘500 U/Min.) sodass die Kompression innerhalb von 0.02 s stattfindet. Auch in Scrollkompressoren sind die Verdichtungszeiten von ähnlicher Grössenordnung. Deswegen wurden in dieser Analyse Zeiten von 0.01 und 0.02 s betrachtet.

Das Ergebnis der Berechnungen und Abschätzungen zeigen, dass ein Tropfendurchmesser von 4 µm anzustreben ist, um das flüssige Kältemittel innerhalb der Kompressionszeit vollständig verdampfen zu lassen. Dieses Ergebnis bestätigt gleichzeitig die Annahme, dass die Flüssigkeit in Form eines Nebels vorliegen muss. Eine Verdampfung von einer benetzten Oberfläche, wäre nicht genügend schnell. Die Zerstäubung auf Tropfengrössen von 4 µm ist technisch möglich, jedoch eine Herausforderung.

Bei der bereits heute durchgeführten Zwischeneinspritzung wird Flüssigkeit in die Gasphase eingespritzt, und letztere ist deutlich wärmer als die Flüssigkeit. Das führt zu einem deutlich grösseren Temperaturgradienten zwischen Tropfen und umgebendem Gas und damit zu einer

grösseren Wärmeübertragung. Als Konsequenz daraus, dürfen die Tropfen bei der Zwischeneinspritzung deutlich grösser sein als beim Konzept, das hier verfolgt wird.

Systemüberlegungen

Der hier diskutierte Zerstäubung und Zweiphasenverdichtung ist Teil eines Systems, in Form eines Wärmepumpenkreislaufs. Dieses System und die Funktion des Verdichters werden in diesem Kapitel genauer untersucht.

Die Zerstäubung kann im Kompressor oder vor dem Eintritt des Kompressors stattfinden.

a) Einspritzung in den Kompressor: Es muss ein neuer Kompressor entwickelt werden, die Einspritzung muss synchron mit dem Kompressor getaktet werden.

b) Einspritzen vor dem Kompressor: Das System ist als Add-On zu konventionellen Kompressoren vorstellbar. Die Zerstäubung kann kontinuierlich passieren.

Die Einspritzung vor dem Kompressor erscheint einfacher umsetzbar sowohl von der technischen Seite her als auch für eine spätere, kommerzielle Umsetzung. Deswegen wird in diesem Projekt die Einspritzung vor dem Kompressor weiter verfolgt.

Für die Zerstäubung stehen die folgenden Optionen zur Verfügung.

A. Zerstäuben von flüssigem Kältemittel, das dem Kreislauf beim Kondensationsdruck vor der Drossel (Punkt 3 in Bild 1 und 2) entnommen wird, durch eine Pumpe in eine Zerstäuberdüse gefördert wird. Die Differenz zwischen Kondensationsdruck und dem Druck am Kompressoreintritt reicht nicht aus, um die Flüssigkeit in Tropfen von 4 µm zu zerstäuben. Es wurde berechnet, dass Förderhöhen der Pumpe von bis zu 100 bar relativ wenig Leistung benötigen, den COP_{2Ph} der Anlage nur unwesentlich reduzieren und gleichzeitig zu Tropfen der geforderten Grösse führen können. Zusätzlich wird ein Teil der Flüssigkeit bei der Entspannung ins Zweiphasengebiet verdampfen, was beim Zerstäuben in kleine Tropfen sehr hilft.

B. Zerstäuben von flüssigem Kältemittel, das dem Kreislauf nach der Drossel (Punkt 4 in Bild 1 und 2) entnommen wird und auch durch eine Pumpe in eine Zerstäuberdüse gefördert wird. Diese Flüssigkeit wird beim Entspannen nicht verdampfen.

C. Das flüssige Kältemittel wird zusammen mit gasförmigen Kältemittel zerstäubt in einer gasgetriebenen Zerstäubungsdüse („gas assist“ oder „steam assist“). Das gasförmige Kältemittel wird nach dem Verdichter entnommen, was zu einer reduzierten Wärmeabgabe der Wärmepumpe und auch zu einem reduzierten Wirkungsgrad führen wird. Auf eine Pumpe wie in den anderen Optionen kann voraussichtlich verzichtet werden. Berechnungen haben gezeigt, dass auch mit dieser Option die Ziele für COP_{2Ph} aus Tabelle 3 erreicht werden können.

Das Zerstäuben von Tropfen nach der Drossel gemäss B. hat gegenüber dem Zerstäuben von Flüssigkeit von vor der Drossel gemäss A. gewisse Nachteile. Deshalb fokussiert sich das Projekt aktuell auf die Varianten A. und C.

Der Anteil der flüssigen Phase beim Kompressoreintritt muss derart geregelt werden, dass am Austritt gesättigtes Gas vorliegt oder für eine bessere Regelbarkeit nur leicht überhitztes Gas. Bei den meistern Kompressoren kühlt das Kältemittel den Motor bevor es in den Kompressionsraum eintritt (Sauggaskühlung) und wird dabei weiter überhitzt. Bei der Zweiphasenkompression darf bei der Kühlung des Motors nur ein Teil des erzeugten Nebels verdampfen, sodass sich das Kältemittel beim Eintritt in den Kompressionsraum immer noch im Zweiphasengebiet befindet. Diese Verdampfung muss durch die Regelung ebenfalls ausgeglichen werden.

Aktueller Projektstand

Das Projekt befindet sich in einer Phase mit dem Ziel, einen feinen Nebel von Kältemittel R134a in einer Umgebung von gasförmigem Kältemittel R134a bei einer Temperatur von 0 °C zu erzeugen. Die erzielte Tropfengrösse soll mit geeigneten Messgeräten vermessen werden. Der vorgesehene Prüfstand beinhaltet zunächst noch keinen Wärmepumpenkreislauf. Ein solcher wird erst nach erfolgreicher Zerstäubung aufgebaut.

In einem typischen Wärmepumpenkreislauf werden zusätzlich zum Kältemittel ca. 2 bis 4 % Öl transportiert. Schon wenig Öl beeinflusst Prozesse an der Flüssigkeitsoberfläche und somit auch den Zerstäubungs- und den Verdampfungsprozess. Es wurde entschieden, das Phänomen der Zweiphasenkompression zunächst ohne Öl in einem ölfreien Prüfstand zu untersuchen. Die Grösse der Zerstäubungseinheit (Massenströme an gasförmigem und flüssigem Kältemittel) wird auf einen bereits vorhandenen ölfreien Kompressor ausgelegt, der in der folgenden Projektphase im Wärmepumpenkreislauf eingesetzt wird.

In der aktuellen Phase der Zerstäubung wurde ein Prüfstand ausgelegt. Nachdem eine zusätzliche, sehr viel versprechende Zerstäubungsmethode entdeckt wurde, musste die Auslegung nochmals überarbeitet werden. Der Prüfstand wird zurzeit gebaut und im Verlauf des Sommers 2014 getestet.

Schlussfolgerungen

Das vorliegende Projekt verfolgt die Idee gemäss dem Schaltdiagramm in Bild 5 in einer dem konventionellen Kompressor vorgeschalteten Zerstäubungseinheit flüssiges Kältemittel in Form eines feinen Nebels mit einem Tropfendurchmesser von 4 µm zu zerstäuben. Nach Eintritt in das Kompressorgehäuse wird nur ein Teil des Nebels bei der Kühlung des Motors verdampfen. Das gasförmige Kältemittel wird mit dem verbleibenden Nebel in den Kompressionsraum gelangen. Theoretische Untersuchungen haben gezeigt, dass diese feinen Tropfen während der Kompression vollständig verdampfen können und so das Kältemittel

ohne grosse Exergieverluste kühlen. Die Kompression findet im Zweiphasengebiet des Kältemittels statt. Die Menge an zerstäubtem flüssigem Kältemittel wird derart geregelt, dass am Kompressoraustritt gesättigtes Gas mit der Kondensationstemperatur vorliegt ohne Überhitzung, wie das bei konventioneller Verdichtung der Fall ist.

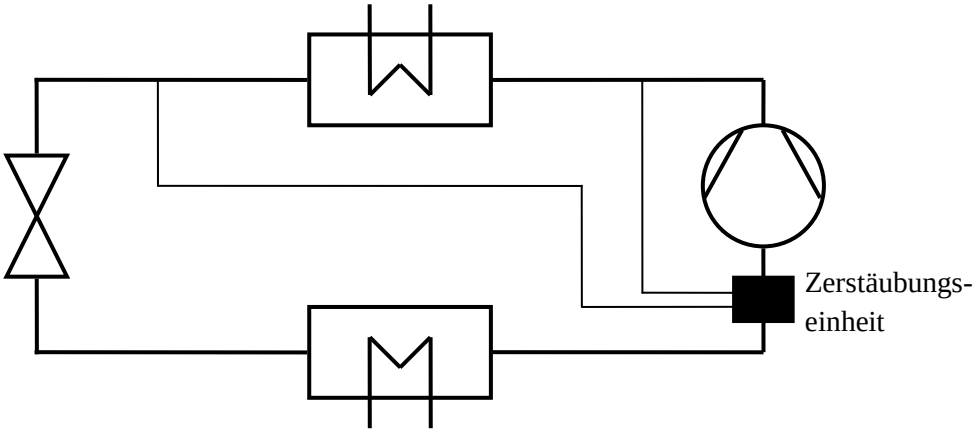


***Bild 5**: Schaltdiagramm einer Wärmepumpe mit der hier vorgeschlagenen Zerstäubung von flüssigem Kältemittel direkt vor einem konventionellen Kompressor.*

Die Zerstäubung in Tropfen mit einem Durchmesser von 4 µm ist eine Herausforderung, erscheint aber möglich. Es ist das Ziel der gegenwärtigen Projektphase, bei einer Temperatur von 0 °C einen Nebel von R134a mit der geforderten Tropfengrösse zu erzeugen. Im nächsten Schritt wird die entwickelte Zerstäubung in einem Wärmepumpenprozess mit einem ölfreien Kompressor getestet und die effektiv erreichbare Effizienzsteigerung experimentell nachgewiesen.

Dank

Das Projektteam bedankt sich beim Bundesamt für Energie (BFE) und beim Verband der Schweizerischen Elektrizitätsunternehmen (VSE) für die Finanzierung des Projektes.

Ich bedanke mich bei meinen Mitarbeitern aus dem Institut für Energietechnik (IET): Salvatore Oricchio und Stephan Kämpf sowie beim Leiter des Instituts für Produktdesign, Entwicklung und Konstruktion (IPEK), Prof. Theodor Wüst und seinem Mitarbeiter Thomas Neuenschwander. Beide Institute sind Teil der Hochschule für Technik Rapperswil (HSR). Bei Prof. Dr. Kurt Heiniger vom Institut für Thermo- und Fluid-Engineering (ITFE) der Fachhochschule Nordwestschweiz (FHNW), seinem Mitarbeiter Patrick Coray und Francisco Blangetti von Alstom bedanke ich mich für ihre sehr wertvolle Inputs und die unkompliziert Art der Zusammenarbeit.

Quellen

[1] Friedl, M.J., Wüst, Th., Oricchio, S. und Neuenschwander, Th. „Zweiphasen-kompressor für Wärmepumpen, Phase 1: Konzept, Schussbericht, Bundesamt für Energie, 2012.

[2] Zehnder, M., Favrat, D., Zahnd, E., Cizmar, J., Trüssel, D. (2000) „Wärmepumpe mit Zwischeneinspritzung bei Scrollkompressoren“, Bundesamt für Energie, Forschungsprogramm Umgebungswärme, Kälte, Schlussbericht, April 2000

[3] Copeland (2007) “Vapour injection scroll compressors for heat pumps”, Copeland Technical Information Ref: C7.4.3/0307-1107/E, November 2007

[4] Eschimann, N. „Wärmepumpen Testzentrum“, Präsentation an der FWS Fachtagung, 12. November 2013

[5] Friedl, M.J.; Kern, R. „High Performance Heat Pump“, Studie des Stromsparfonds Zürich, des Amts für Umwelt und Energie Basel und der awtec AG, 24. Dezember 2004

[6] Albrecht, O. „Verbesserungspotential von Luft/Wasser-Wärmepumpen durch Exergie-Analyse“, Diplomarbeit Hochschule für Technik und Architektur betreut durch Prof. Hilfiker, 25. November 2005

[7] Gasser, L. „Verbesserungspotential von Luft/Wasser-Wärmepumpen durch theoretische Exergie-Analyse“, Diplomarbeit Hochschule für Technik und Architektur betreut durch Prof. Hilfiker, 25. November 2005

[8] Gasser, L., Wellig, B. und Hilfiker, K. „WEXA: Exergie-Analyse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen“, BfE, Hochschule Luzern – Technik & Architektur, April 2008

[9] Friedl, M.J. „Exergieanalyse der Wärmepumpe im Schulhaus Limmat“, Bundesamt für Energie BFE, Schlussbericht, 20. Oktober 2009

Ricardo J. Da Silva Lima[a], Ph.D., John R. Thome[b], Ph.D.
[a] Post doc researcher, [b] Director
Laboratoire de Transfert de Chaleur et de Masse (LTCM)
École Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL)
EPFL – STI – IGM – LTCM, Station 9
CH-1015 Lausanne
[a] *rs_lima@hotmail.com,* [b] *john.thome@epfl.ch*
http://ltcm.epfl.ch

Next Heat Pump Generation (NxtHPG): Pushing energy efficiency and environmental barriers to higher levels

Abstract

The energy and environmental issues have motivated a growing interest across the world for the development of efficient environment friendly heat pump systems. Environment impact can be voided by the use of natural refrigerants fluids, while higher efficiency can be achieved by designing systems specifically for these fluids. It is in the scope of this interest that a consortium involving key European companies and research institutions was created. The main goal of this consortium is the development of the Next Heat Pump Generation through the development of a set of safe, reliable, high efficiency and high capacity heat pumps working with natural refrigerants, propane and CO_2, together with a set of improved components and auxiliary devices adequate for the efficient and safe use of the two considered refrigerants. This article presents the project, the barriers for the use of natural refrigerants and the current status of the project. Furthermore, the role of LTCM as research and technology development partner is presented with regards to its expertise in heat transfer.

Introduction

A heating heat pump is a thermodynamic device that raises the temperature level of heat-energy to a higher level using thermodynamic transformations through the use of mechanical work. By this means, it is possible to transfer heat from a low temperature heat source to a higher temperature heat sink. Figure 1 shows a vapor compression heating heat pump system making use of freely available heat from renewable energy sources. Therefore, a heat pump provides heat at convenient temperature levels at a small investment of energy. For example, a typical heating heat pump consumes only 25% of the total energy output.

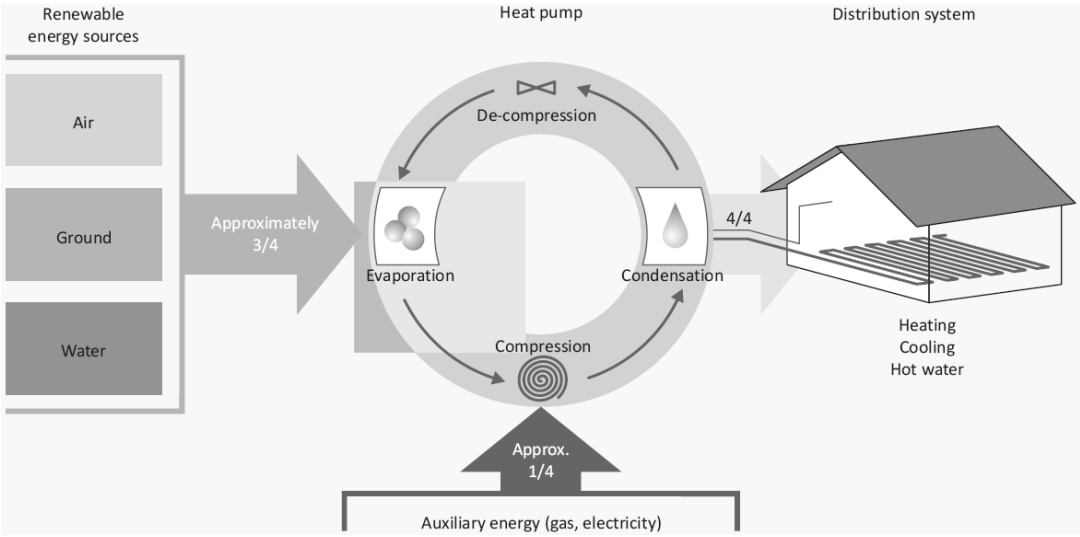


Figure 1: *Energy chain in a vapor compression heat pump system.*

Accordingly to the Office Fédérale de l'Énergie (OFEN, 2014), there are actually 130'000 heat pumps in service in Switzerland. These consume about 1.7% of the total national electricity consumption. Their number is expected to increase up to 400'000 in 2020, reaching 4% of the total Swiss electricity consumption. Indeed, 75% of the new dwellings built in Switzerland are currently heated by heat pumps (Zoog, 2008). Nevertheless, it is highly probable that their total electrical consumption maybe further increased as currently, combustion of fossil fuels still consume 65% of the energy used in domestic heating systems (OFEN, 2014). The transition from combustion to the heat pump systems will increase further the number of heat pumps in service, and thus generate an increase of the overall national energy consumption. The Swiss situation is similar to that of many other countries, which testifies for the growing interest in efficient heat pump systems.

In parallel with the energy issue, the known negative environmental effects of synthetic refrigerant fluids motivate the research for environmental friendly heat pumps. While CFCs are responsible for the depletion of the Earth's ozone layer, HFCs are responsible to the Earth's global warming. For this reason, an increasing large group of researchers started to propose to stop using synthetic fluids and instead start using natural fluids. Natural fluids have been employed as refrigerants, i.e. CO_2 by Thaddeus S.C. Lowe in 1866. They were very common at the beginning of the development of the refrigeration technology until they were abandoned in favor of synthetic CFC fluids, which were judged at that time to be much safer but have now been proven to be an environmental liability. With the inclusion on the Kyoto Protocol of the new HFCs synthetic refrigerants as Green House Gases and the approval of the new Green House Gases Directive 2003/87/EC of the European Parliament, these refrigerants are being phased out of their use for automotive applications.

The energy and environmental issues have motivated a growing interest across the world for the development of efficient environment friendly heat pump systems. It is in the scope of this interest that a consortium involving key European companies and research institutions was

created. The main goal of this consortium is the development of the Next Heat Pump Generation.

What is the NxtHPG?

The NxtHPG is a project supported by the European FP7 with the general objective of developing a set of safe, reliable, high efficiency and high capacity heat pumps working with natural refrigerants, together with a set of improved components and auxiliary devices adequate for the efficient and safe use of two natural refrigerants: hydrocarbons and CO_2.

The project aims at reaching a higher efficiency (10 to 20% increase of the seasonal performance factor (SPF)) and lower Carbon footprint (20% decrease of the total equivalent warming impact (TEWI)) than current state of the art HFCs/HFOs or Sorption heat pump technologies. Additionally, this goal should be reached within a minimum cost increase, which should not exceed 10% of the cost of the actual technology systems. In this way, if the project is successful, it will clearly bring a definitive step forward to overcome the barriers impeding the spread of natural refrigerants, proving that a new generation of heat pumps based on HCs and CO_2 is perfectly feasible and commercially competitive.

Within the project, two natural refrigerants were identified as of high potential interest:

- Propane (R290) will be employed for the development of a set of air- or water-to-water heat pumps supplying hot water (40-50°C) for heating applications as well as to produce sanitary hot water (60°C).¨
- CO_2 (R744) will be employed for the development of a heat pump of high capacity being able to produce sanitary hot water (60°C) directly from city water (10-15°C). Designs for simultaneous production of hot water for heating purposes and sanitary hot water, and applications with higher temperatures (70-90°C) will be also explored.

This project puts together a very talented multidisciplinary consortium, see Fig. 2, able to achieve the innovative objectives/deliverables of the project and make a full impact at a European-wide level. The project joins the coordinated effort of 6 leading research and technological development **(**RTD) partners with a long experience on heat pumps, refrigeration equipment and natural refrigerants together with 6 key European industrial partners who are among the most important in this sector in Europe, all with previous experience and interest in both HCs and CO_2. The partners have been carefully selected to incorporate specific know-how and technology with almost no overlapping, what allows this project to target ambitious objectives with minimum development cost and avoid conflicts on the later exploitation of the results.

The project organization, shown in Fig. 3, has been designed following two streamlines corresponding to each type of refrigerant (HCs and CO_2), and has been carefully planned to keep a clear flow of work inside each work package and along the whole work plan. The RTD

working organization is based on three teams: HCs, CO_2 and Heat Exchangers (HEs). The partner with the name in bold is the team leader. UPVLC will carry out the coordination of the RTD activities. For the RTD partners, the scheme only indicates the group where most of their effort will be centered, although each partner will also help in the activities of the other teams for the technology links. This structure insures the maximum utilization of the knowhow and expertise of all the partners along the project.

Figure 2: *NxtHPG project consortium. Research, technology and development partners: UPV (ES), KTH (SE), ENEA (IT), UNINA (IT), EPFL (CH), NTNU (NO). Industrial partners: Danfoss (DK), CIAT (ES), Dorin (IT), EnEx (IT), LU-VE (IT), Alfa-Laval (SE).*

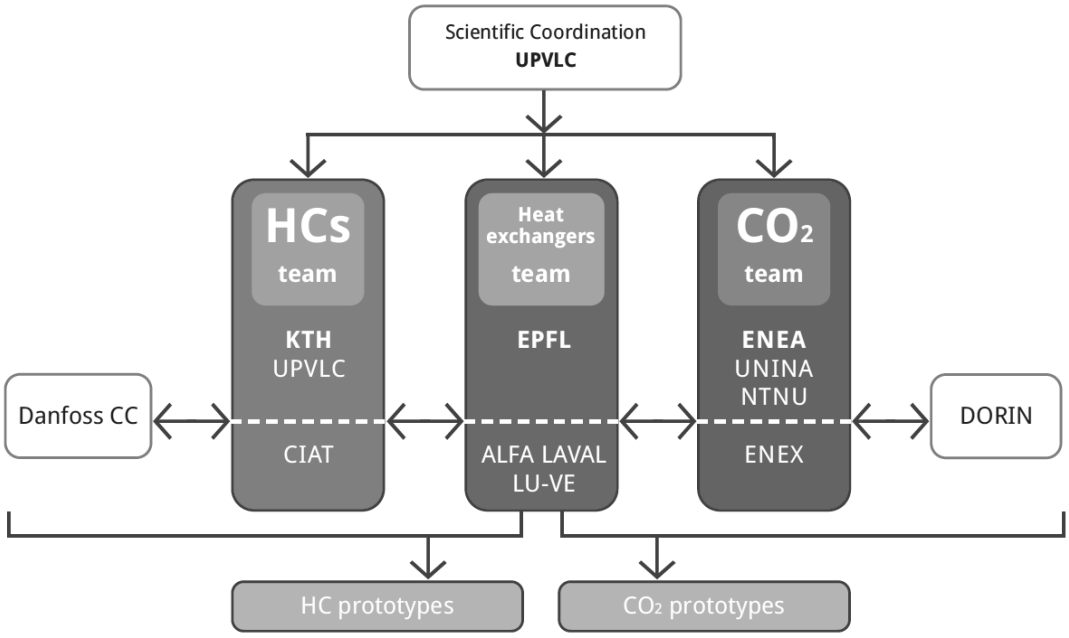


Figure 3: *Project structure and organization.*

Natural Refrigerants & Barriers

Natural fluids have been employed as refrigerants, i.e. CO_2 by Thaddeus S.C. Lowe in 1866. They were very common at the beginning of the development of the refrigeration technology until they were abandoned in favor of synthetic CFC fluids, which were judged at that time to be much safer. Since then, many barriers have limited the development of thermal systems using natural refrigerants.

Considering HCs, the most important barrier to their utilization is the fear of the original equipment manufacturers (OEMs) to produce components and equipment for flammable refrigerants and then being eventually involved in legal claims for accidents related with their flammability. However, the long experience gained with small systems in domestic or in commercial applications, proves that the equipment employing hydrocarbons as refrigerants fluids is safe. Engineers, installers and technicians have become very experience to with risks associated with manufacturing, handling and maintenance of the equipment. Furthermore, many of the components and technology for flammable refrigerants are already available in the market. Additionally, relevant standards now include the set of requirements that must be followed in order to safely employ flammable refrigerants in heat pump systems. While this additional security has a cost, it guarantees the intrinsic safety of the system and users. Thus, the key point for the development of HCs equipment is to promote applications in which the extra cost involved in safety measures is low and can be compensated by lower energy consumption. For example, in the field of commercial units for heating and cooling or industrial applications, it could be easier to avoid risks than in the domestic or small commercial sectors. In this field of application, the equipment is always installed in restricted

areas where only trained people have access, and placing the units in the open air or in machinery rooms is perfectly possible.

Considering CO_2, it must be noted that this fluid has a low critical temperature of 31.1°C (which is very low compared to that of typical refrigerant fluids). Therefore, CO_2 system are typically operated in the transcritical region, which implies higher pressures. Due to the higher pressures involved with the transcritical operation, components require a different design and thicker walls, which imply a higher cost. But, on the other hand, higher pressures also introduce the advantage of higher volumetric capacities, and therefore reduction of the component and system sizes. In principle the development of CO_2 equipment with a cost similar to the conventional refrigerants could be possible if the production is large enough. This is especially true for the compressors, which at the moment are more expensive for CO_2 than for conventional refrigerants.

The barriers around the development of systems based on natural refrigerants such as HCs and CO_2 are related to increased costs. But these extra costs can be easily supplanted by energy efficiency and large-scale production. Moreover, environmental advantages are unquestionable. Indeed, natural fluids present four very important advantages as refrigerants:

- 0 Ozone depletion potential (ODP_{R744}=0, ODP_{R290}=0)
- Almost negligible Global Warming Potential (GWP_{R744}=0[7], GWP_{R290}=20)
- They are not synthetic, and therefore, not harmful for the environment
- Some natural fluids possess very good thermodynamic properties to be employed as refrigerants

At present, there are many researches on the recover and stock of CO_2. One of the most common solutions that have been discussed is that that considers reusing oil and gas fields as CO_2 dumps. While that solution is not discussed here, it could be naturally superseded by the use of CO_2 in heat pump systems. A typical domestic sized heat pump stocks a quantity of CO_2 equivalent to that obtained with about 4’700 m^2 of forest. Thus, if all European dwellings where equipped with a heating heat pump, that would represent a stock of CO_2 equivalent to that obtained with about 15% of the Amazonian forest!

The NxtHPG project strives to give a definitive step forward to overcome the barriers impeding the spread of natural refrigerants and usher in a new generation of heat pumps based on HCs and CO_2 that are perfectly feasible and commercially competitive.

[7] When used as a technical gas, otherwise GWP_{CO2}=1.

Prototypes and Experimental Conditions

The main objective of the project is the development of several reliable, safe, high efficiency and high capacity heat pumps (>40 kW) working with the two most promising natural refrigerants: R290 and R744, together with a set of improved components and auxiliary devices adequate for the efficient and safe use of the two refrigerants. In the scope of this project these heat pumps will be build and tested. These will be based on existing and modified equipment from the industrial partners and tested by RTDs accordingly to EN performance tests standards.

Five cases are considered; each one characterized by a different application and thus, different temperature conditions. These are described below and summarized in Table 1:

- ***Case 1:*** air-to-water HP for the production of hot water (HW) for heating applications also covering a low demand of domestic hot water (DHW) with the use of a de-superheater. The unit will be reversible on the refrigerant circuit, so providing heating and cooling. An extra water-air hydraulic loop is going to be considered in order to have an air-to-air heat solution.

- ***Case 2:*** geothermal HP for the production of HW for heating applications also covering a low demand of DHW with the use of a de-superheater. It will be reversible on the refrigerant circuit, so providing heating and cooling.

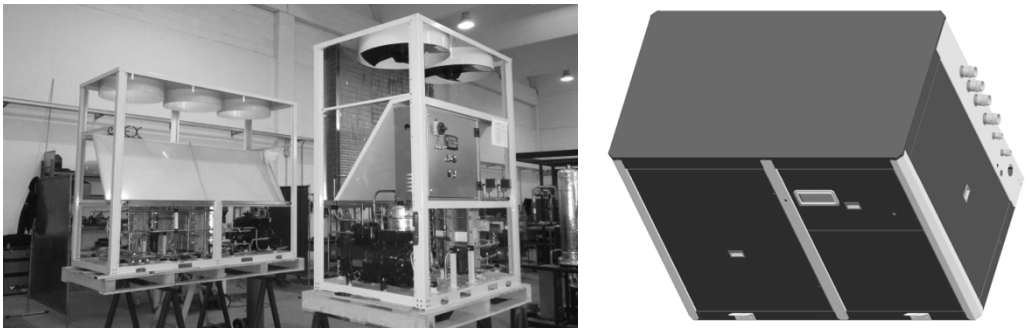
- ***Case 3:*** HP booster from a neutral water loop, (10-30 ºC, recovery of waste heat from condensation 25-30ºC, or sewage water 10-15ºC) for DHW.

- ***Case 4:*** air-to-water heat pump for HW production (60ºC up to 80ºC) for high temperature applications.

- ***Case 5:*** air-to-water HP for heating applications. It targets the renovation market for the replacement of old gas boiler heating systems (5-6 family houses) with high temperature radiators as terminal units. Main role is HW production for heating but it must also provide DHW all along the year. Therefore, the development will be targeted for winter operation, although the unit will be also used during summer for DHW production.

Case	Refrigerant	Source / Sink / Power		Description
1 – KTH	Propane R290	Air	-10 to 35°C	Ambient air
		Water	40 to 50°C	HW
			60°C	Low demand of DHW
		Power	40 kW	
2 – KTH	Propane R290	Water/Brine	-5 to 15°C	Geothermal
		Water	40 to 50°C	HW
			60°C	Low demand of DHW
		Power	60 kW	
3 – UPVLC	Propane R290	Water	10 to 15°C	Sewage water
			25 to 30°C	Condensation loop
		Water	60°C	DHW
		Power	50 kW	
4 – ENEA	CO_2 R744	Air	-10 to 35°C	Ambient air
		Water	60°C (up to 80°C)	HW and DHW
		Power	30 kW	
5 – ENEA	CO_2 R744	Air	-10 to 35°C	HW and DHW
		Water	80°C	
		Power	50 kW	

Table 1: *Experimental conditions*



(a) *(b)*

Figure 4: *Modification of existing heat pumps from industrial partners: (a) ENEX for CO_2 and (b) CIAT for propane.*

Currently, the prototypes are being built from modified existing designs (see Fig. 4). ALFA-LAVAL, DANFOSS, DORIN and LU-VE are providing modified or existing components (for using with CO_2 and propane). From those parts, ENEX and CIAT are building prototypes for CO_2 and propane, respectively. The prototypes will be soon tested by ENEA, KTH and UPVLC, which are preparing their test rigs for normalized heating heat pump. Tests of the prototypes will be performed under a specific type of conditions, which will allow illustrating the performance of end-user applications. For each of the test conditions, UPVLC, UNINA, ENEA and NTNU will simulate models of the heat pumps and models of case studies systems.

LTCM and Heat Transfer with Natural Refrigerants

For many years LTCM has been studying boiling and condensation heat transfer of synthetic and natural refrigerants. Kattan *et al.* (1998a, b and c) developed a flow pattern map model and based on their flow boiling heat transfer measurements inside plain, horizontal, copper tubes (12.0 and 10.92 mm internal diameters) of five synthetic refrigerants (R134a, R123, R402A, R404A, and R502) proposed a flow pattern based heat transfer method.

Kattan *et al.* (1998a) type based flow pattern maps are very useful design and research tools because they have some important features that others do not. First these types of maps were developed for diabatic processes of evaporation, which means that these maps include the influences of the heat flux. Second, the transition boundaries are plotted in a linear-linear graph, mass flux versus vapor quality, which makes it easier to use. Finally, because the map is plotted with the mass flux versus vapor quality, it is possible to follow the change in flow pattern during the evaporation of a refrigerant at a fixed mass flux.

Zürcher *et al.* (2002a) made flow pattern observations of ammonia and proposed an improved version of the flow pattern map of Kattan *et al.* (1998a). Based on their flow pattern map model and flow boiling measurements of ammonia, Zürcher *et al.* (2002b) developed a heat transfer model. El Hajal *et al.* (2003a) proposed a flow pattern map for condensing flows, while Thome *et al.* (2003a) proposed a heat transfer model for condensing flows. Based on information obtained from dynamic void fraction measurement of Wojtan *et al.* (2004, 2005a) obtained with a measurement technique developed by Ursenbacher *et al.* (2004), Wojtan *et al.* (2005b) proposed a new version of the flow pattern map. This updated version includes the effect of the heat flux on the transition to mist flow. Based on the new flow pattern map model, Wojtan *et al.* (2005c) proposed a new flow pattern based heat transfer model that included the calculation of the heat transfer for the dryout and mist flows.

The predictions of the flow pattern map model of Wojtan *et al.* (2005b) were compared with experimental observations made with ammonia by Da Silva Lima *et al.* (2009a), R134a by Da Silva Lima (2011) and R134a by Da Silva Lima and Thome (2012a, 2013), all preforming good comparison results. Similarly, the heat transfer prediction model of Wojtan *et al.* (2005b) was also tested against experimental heat transfer data obtained with R134a by Da

Silva Lima (2006) and Da Silva Lima *et al.* (2009b), and proved to perform better than many other existing correlations.

Based on the models of Wojtan *et al.* (2005b, c), Cheng *et al.* (2006, 2007, 2008a, 2008b, 2012) developed a flow pattern map model and a heat transfer coefficient models specifically for CO_2. Figure 5 depicts the flow pattern map and heat transfer coefficient along the evaporation of CO_2 at 5°C flowing inside a 8 mm internal diameter tube at a mass flux of 300 kg s^{-1} m^{-2} with a heat flux of 5 kW.

The flow pattern map and heat transfer models of Wojtan *et al.* (2005b, c) also served as basis for the development of a new flow pattern based phenomenological frictional pressure drop model by Moreno Quibén and Thome (2007a, b) for two-phase flows inside plain horizontal tubes. The model was later extended to CO_2 by Cheng et *al.* (2008a, 2012). Accordingly to Da Silva Lima (2006, 2011) and Da Silva Lima *et al.* (2009) the frictional pressure drop model of Moreno Quibén and Thome (2007b) correctly predicts frictional pressure data of R134a and ammonia, respectively.

The phenomenological frictional pressure drop model of Moreno Quibén and Thome (2007a, b), has been recently updated by Da Silva Lima and Thome (2012c) and a new multi-orientation phenomenological flow pattern based frictional pressure drop has been developed by Da Silva Lima and Thome (2010, 2012b, 2012c and 2013) for two-phase flows in U-bends.

In addition to the wide experience of LTCM in the field of flow boiling of natural and synthetic refrigerants, studies on the behavior of CO_2 in supercritical macro- and micro-cooling systems were conducted by Cheng *et al.* (2008c, 2009).

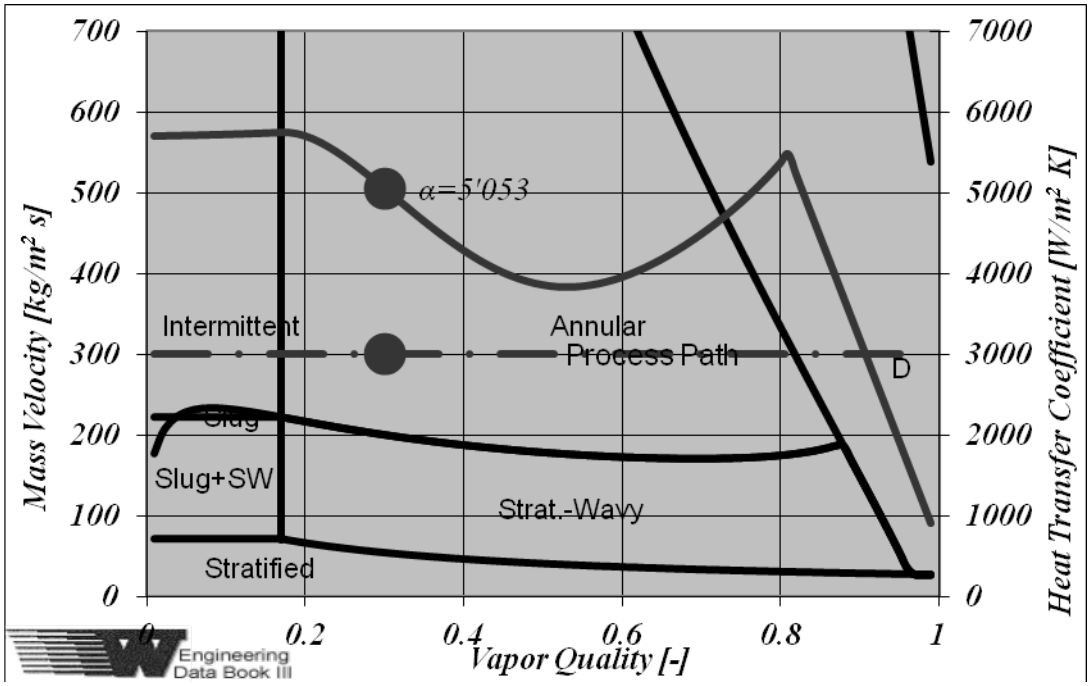


Figure 5: *Flow pattern map and heat transfer coefficient of Cheng et al. (2006, 2007) for CO_2 at 5°C flowing inside a 8 mm internal diameter tube at a mass flux of 300 kg s^{-1} m^2 with a heat flux of 5 kW, calculated with Thome and Da Silva Lima (2006).*

In the scope of the NxtHPG project, LTCM is leading the heat exchanger team and coordinating a working package on "Improvement of HP heat exchanger prototypes and their design", dealing with their heat exchangers, compressors and flow control and their thermal/hydraulic system simulation. LTCM brings its extensive two-phase flow and heat transfer expertise and additional experience in the design, simulation and active flow control of two-phase systems using oil-free pumps and compressors as the drivers. Capitalizing on the new performance data, LTCM will be able to benchmark its methods and simulators and propose new more compact and efficient heat exchangers, piping arrangements, etc. for these heat pumps. The collaboration with the heat pump cycle test groups and heat exchanger and system manufacturers in this project will benefit LTCM by the exchange of experience and expertise and result in more highly trained PhD students and post-docs at the end of the project.

Conclusions

The barriers around the development of systems based on natural refrigerants such as HCs and CO_2 have been presented. These were shown to be related to increased costs, which can be easily supplanted by energy efficiency and large-scale production. Moreover, environmental advantages are unquestionable and priceless.

The development of new generation of heat pumps based on HCs and CO_2 are perfectly feasible and commercially competitive. Under the scope of this project, several prototypes are being build, each one for a particular application and thus, for a particular set of conditions.

LTCM is bringing into this project its extensive experience and know-how with phase-change systems. In particular, in the scope of this project the flow pattern map, heat transfer and frictional pressure drop models will be extensively used to simulate the behavior of the natural refrigerants in the heat transfer equipment.

Acknowledgements

The present work has been supported by the FP7 European project 'Next Generation of Heat Pumps working with Natural fluids'(NxtHPG)', under grant agreement No [307169].

References

[1] Cheng, L., Ribatski, G., Wojtan, L. and Thome, J.R. (2006), New flow boiling heat transfer model and flow pattern map for carbon dioxide evaporating inside horizontal tubes, International Journal of Heat and Mass Transfer 49, pp. 4082–4094.

[2] Cheng, L., Ribatski, G., Wojtan, L. and Thome, J.R. (2007), Erratum to: New flow boiling heat transfer model and flow pattern map for carbon dioxide evaporating inside horizontal tubes, International Journal of Heat and Mass Transfer 50, pp. 391–391.

[3] Cheng, L., Ribatski, G., Moreno Quibén, J. and Thome, J.R. (2008a), New prediction methods for CO2 evaporation inside tubes: Part I – A two-phase flow pattern map and a flow pattern based phenomenological model for two-phase flow frictional pressure drops, International Journal of Heat and Mass Transfer 51, pp. 111–124.

[4] Cheng, L., Ribatski, G. and Thome, J.R. (2008b), New prediction methods for CO2 evaporation inside tubes: Part II—An updated general flow boiling heat transfer model based on flow patterns, International Journal of Heat and Mass Transfer 51, pp. 125–135.

[5] Cheng, L., Ribatski, G. and Thome, J.R. (2008c), Analysis of supercritical CO2 cooling in macro- and micro-channels, International Journal of Refrigeration 31, pp. 1301–1316.

[6] Cheng, L. and Thome, J.R. (2009), Cooling of microprocessors using flow boiling of CO2 in a micro-evaporator: Preliminary analysis and performance comparison, Applied Thermal Engineering 29, pp. 2426–2432.

[7] Cheng, L., Ribatski, G., Moreno Quibén, J. and Thome, J.R. (2012), Erratum to: New prediction methods for CO2 evaporation inside tubes: Part I – A two-phase flow pattern map and a flow pattern based phenomenological model for two-phase flow frictional pressure drops, International Journal of Heat and Mass Transfer 55, pp. 5378–5378.

[8] Da Silva Lima, R. J. (2006). Heat transfer and pressure drop measurements during evaporation of refrigerants in horizontal tubes, Master's thesis, École Polytechnique Fédérale de Lausanne - Laboratoire de Transfert de Chaleur et de Masse.

[9] Da Silva Lima, R. J. (2011). Experimental and Visual Study on Flow Patterns and Pressure Drops in U-Tubes, Ph.D. thesis, École Polytechnique Fédérale de Lausanne - Laboratoire de Transfert de Chaleur et de Masse.

[10] Da Silva Lima, R. J., Moreno Quibén, J., Kuhn, C., Boyman, T. and Thome, J. R. (2009a). Ammonia two-phase flow in a horizontal smooth tube: Flow pattern observations, diabatic and adiabatic frictional pressure drops and assessment of prediction methods, International Journal of Heat and Mass Transfer 52, 9-10, pp. 2273–2288.

[11] Da Silva Lima, R. J., Moreno Quibén, J. and Thome, J. R. (2009b). Flow boiling in horizontal smooth tubes: New heat transfer results for R-134a at three saturation temperatures, Applied Thermal Engineering 29, 7, pp. 1289–1298.

[12] Da Silva Lima, R. J. and Thome, J. R. (2010). Two-Phase Pressure Drops in Adiabatic Horizontal Circular Smooth U-Bends and Contiguous Straight Pipes (RP-1444). HVAC and R Research, 16, 3, 383-398.

[13] Da Silva Lima, R. J. and Thome, J. R. (2012a). Two-phase flow patterns in U-bends and their contiguous straight tubes for different orientations, tube and bend diameters, International Journal of Refrigeration 35, 5, pp. 1439–1454.

[14] Da Silva Lima, R. J. and Thome, J. R. (2012b). Two-phase frictional pressure drops in U-bends and contiguous straight tubes for different refrigerants, orientations, tube, and bend diameters: Part 1. Experimental results (RP-1444), HVAC and R Research 18, 6, pp. 1047–1071.

[15] Da Silva Lima, R. J. and Thome, J. R. (2012c). Two-phase frictional pressure drops in U-bends and contiguous straight tubes for different refrigerants, orientations, tube, and bend diameters: Part 2. New models (RP-1444), HVAC and R Research 18, 6, pp.1072–1097.

[16] Da Silva Lima, R. J. and Thome, J. R. (2013). Two-phase flow pressure drops in U-tubes: Towards more accurate measurement methods and prediction models, International Journal of Refrigeration 36, 6, pp. 492–503.

[17] El Hajal, J., Thome, J.R. and Cavallini, A. (2003). Condensation in Horizontal Tubes, Part I: Two-Phase Flow Pattern Map, International Journal of Heat and Mass Transfer 46, 18, pp. 3349–3363.

[18] Kattan, N., Thome, J. and Favrat, D. (1998a). Flow boiling in horizontal tubes, Part I: Development of a diabatic two-phase flow pattern map, Journal of Heat and Mass Transfer 120, 1, pp. 140–147.

[19] Kattan, N., Thome, J. and Favrat, D. (1998b). Flow boiling in horizontal tubes. Part 2: New heat transfer data for five refrigerants, Journal of Heat and Mass Transfer 120, 1, pp. 148-155.

[20] Kattan, N., Thome, J. and Favrat, D. (1998a). Flow boiling in horizontal tubes: Part 3: Development of a new heat transfer model based on flow pattern, Journal of Heat and Mass Transfer 120, 1, pp. 156–165.

[21] Moreno Quibén, J. and Thome, J. R. (2007a). Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes. Part I: Diabatic and adiabatic experimental study, International Journal of Heat and Fluid Flow 28, 5, pp. 1049–1059.

[22] Moreno Quibén, J. and Thome, J. R. (2007b). Flow pattern based two-phase frictional pressure drop model for horizontal tubes, Part II: New phenomenological model, International Journal of Heat and Fluid Flow 28, 5, pp. 1060 – 1072.

[23] OFEN, 2014. Office Fédéral De L'Énergie, Programmes De Recherche Pompes à Chaleur Et Froid. www.bfe.admin.ch/forschungwkk/index.html?lang=fr.

[24] Thome, J.R., El Hajal, J. and Cavallini, A. (2003). Condensation in Horizontal Tubes, Part 2: New Heat Transfer Model Based on Flow Regimes, International Journal of Heat and Mass Transfer 46, 18, pp. 3365-3387.

[25] Thome, J.R., Da Silva Lima, R.J., (2006). Engineering Databook III Calculator – V1.06.2006, available for free at http://www.wlv.com/products2/databook/db3/data/db3cal.pdf.

[28] Ursenbacher, T., Wojtan, L. and Thome, J. R. (2004). Interfacial measurements in stratified types of flow, Part I: New optical measurement technique and dry angle measurements, International Journal of Multiphase Flow 30, 2, pp. 107–124.

[27] Wojtan, L., Ursenbacher, T. and Thome, J. R. (2004). Interfacial measurements in stratified types of flow, Part II: Measurements for R-22 and R-410A, International Journal of Multiphase Flow 30, 2, pp. 125–137.

[28] Wojtan, L., Ursenbacher, T. and Thome, J. (2005a). Measurement of dynamic void fractions in stratified types of flow, Experimental Thermal and Fluid Science 29, pp. 383–392.

[29] Wojtan, L., Ursenbacher, T. and Thome, J. R. (2005b). Investigation of flow boiling in horizontal tubes, Part I: New diabatic two-phase flow pattern map, International Journal of Heat and Mass Transfer 48, 14, pp. 2955–2969.

[30] Wojtan, L., Ursenbacher, T. and Thome, J. R. (2005c). Investigation of flow boiling in horizontal tubes, Part II: Development of a new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow regimes, International Journal of Heat and Mass Transfer 48, 14, pp. 2970–2985.

[31] Zürcher, O., Thome, J. and Favrat, D. (2002a). Development of a adiabatic two-phase flow pattern map for horizontal flow boiling, International Journal of Heat and Mass Transfer 45, 1, pp. 291–301.

[32] Zücher, O., Thome, J. and Favrat, D. (2002b). Evaporation of refrigerants in a horizontal tube: An improved flow pattern dependent heat transfer model compared to ammonia data, International Journal of Heat and Mass Transfer 45, 1, pp. 303–317.

[33] Zoog, M., 2008. History of Heat Pumps Swiss Contributions Milestones, 9th International IEA Heat Pump Conference, 20 – 22 May 2008, Zürich, Switzerland.J. Ruschenburg, A. Palzer, D. Günther & M. Miara: Solare Wärmepumpensysteme in Einfamilienhäusern - Eine modellbasierte Analyse von Feldtestdaten. In: 22. OTTI Symposium Thermische Solarenergie, 9.-11. Mai 2012, OTTI e.V. Regensburg, 2012.

Hansueli Bruderer, Dr. sc. techn. ETH
KWT Kälte-Wärmetechnik AG
Viessmann Group
Rütimoosstrasse 5
CH-3076 Worb SBB
hansueli.bruderer@kwt.ch
www.kwt.ch

Grosswärmepumpen - Herausforderungen und Erfahrungen der KWT im weltweiten Einsatz

Zusammenfassung

Grossbauten und andersartige Wärmeversorgungssysteme in anderen Ländern und Kulturen verlangen neben kleinen Wärmeerzeugern auch solche grosser Leistung. Um im Segment Grosswärmepumpen weltweit ein verlässlicher Partner zu sein und um die höheren Risiken unter Kontrolle zu haben, sind technische Kompetenz, Anwendungsflexibilität und unternehmerische Weitsicht, Finanzkraft und Weltoffenheit „conditio sine qua non“. Im nachfolgenden Paper werden die vielfältigen Herausforderungen und Erfahrungen an das System und um das System Grosswärmepumpe beschrieben. Dabei geht es sowohl um technisch-konstruktive, software-relevante als auch logistische und unternehmerische Erkenntnisse. Diese werden ergänzt mit den gewählten Strategien und mit Beispielen erläutert. Am Schluss sind Schwerpunkte für den zukünftigen weltweiten Einsatz von Grosswärmepumpen formuliert.

Abstract

Large buildings and different heating supply systems in other countries and cultures ask beside small heat generators for such of high capacity. In order to be worldwide a reliable partner in the segment of large scale heat pumps and to have the bigger risks under control, technical competence, application flexibility and entrepreneurial vision, financial power and cosmopolitanism are „conditio sine qua non“. In the following paper the manifold challenges and experiences for the system and around the system of large scale heat pumps are explained. This contains as well technical design as well as software relevant, logistic and entrepreneurial perceptions. They are completed with chosen strategies and shown by examples. The paper ends with focal points for the future worldwide application of large scale heat pumps.

Einleitung

Warum steht KWT mit diesem Bericht vor Ihnen? Weil KWT seit 2008 die zweite Welle des Hinaustragens der Schweizer Wärmepumpentechnologie über die Landesgrenzen in den internationalen, weltweiten Markt als Mitglied der Viessmann Gruppe vollzieht. 1998 begann mit Saurer Thermotechnik/SATAG die erste Welle mit Standard-Wärmepumpen bis ca. 100 kW. Die Kunden von Viessmann können kleine, mittlere und grosse Wärmeerzeuger beziehen. Im Umfeld der weltweiten Klimadiskussion kam von diesen Kunden der Wunsch auf, von Viessmann nicht nur die nunmehr bereits bekannten Seriewärmepumpen kleiner Leistung, sondern auch Wärmepumpen grosser Leistung beziehen zu können. Viessmann erkannt dies als Chance und damit begann die erwähnte zweite Welle mit Schweizer Wärmepumpentechnologie. KWT wandelte sich dabei vom ursprünglich regionalen Anbieter zum Hersteller von Gross- und Spezial-Wärmepumpen für die Viessmann Gruppe, die weltweit tätig ist.

Advantages	Constraints
Heating and Cooling in a **Single Unit**	Low Output Temperature
Reduced Maintenance compared to fossile Boilers	Reduced Efficiency at large ΔT
Recovery of Waste Heat	Difficult to Retrofit for Older Buildings
Higher Efficiency	

Bild 1: *Vor- und Nachteile von Wärmepumpen für Grossbauten [2].*

Anforderungen und Herausforderungen international

Die Anforderungen und Herausforderungen im internationalen Einsatz sind teilweise diametral anders oder zumindest in der Ausprägung unterschiedlich. Die Unterschiede rühren hauptsächlich von der Bau- und Haustechnik, vom Klima, von Staat und Normung, von Baustil und Kultur her. Nachfolgend sind wesentliche festgestellte Punkte aufgelistet.

- Moderne Techniken werden oft zuerst in urbanen Gebieten oder von der öffentlichen Hand angewendet. Dabei sind meist erhebliche Leistungen notwendig gefordert.
- Wenn Kühlen aus Klimagründen dominant ist: welche Wirkung auf die Primärquelle des Heizmodus tritt auf? Die Lebensdauer bei 4-6‘000 Betriebsstunden/a ist anders als bei hier üblichen 1-3‘000 h/a.

- Heizen und Kühlen mit Erdreich sowie Kostenoptimierung beinhalten bei Grossbauten immer die Thematik Regeneration des Erdreichs, ebenso das Heizen in sehr kalten Regionen mit sibirischem Klima.
- Oft beschränkter Platz (innen/aussen): Mehr Raumbedarf für Wärmepumpen als Grosskessel (dafür „ein Gerät für zwei – heizen und kühlen“)
- Andere als hier übliche Kommunikations- und Bussysteme.
- Neben grossen Wohngebäuden treten spezielle Anwendungen wie Shopping Center, Hotels, District heating oder gemischte Nutzungen in Grossüberbauungen auf.
- Tages- versus Jahreszyklen: während wir meist saisonal denken, wird z.B. bei gewerblicher Anwendung in Tageszyklen gedacht (ähnlich wie bei Brauchwarmwasser).
- Die Antriebsenergie für die Wärmepumpen und die Hilfsaggregate sowie Steuereinrichtungen, in unserem Fall der elektrische Strom und seine Verteilung, weisen in Übersee teilweise eine wesentlich andere Qualität/Charakteristik auf (Frequenz, Spannung, etc.). Mit eingeschränkter Verfügbarkeit und Stromausfall muss gerechnet werden.
- Unterschiede in Normung und Vorschriften, insbesondere für alles was ausser der EU ist. Z.B. Druckgeräterichtlinie mit Konstruktions- und Berechnungsgrundlagen, Kältemittelvorschriften.
- Abnahmebehörden und –formalitäten sind in wichtigen Punkten unterschiedlich, z.B. die drei hoch industrialisierten Länder Schweden, Korea und Kanada weisen erhebliche Unterschiede auf.
- Grosse geographische Distanzen sind zeitlich und für die Mitarbeiter nicht unerheblich.
- Sprache und Schreibzeichen des Ziellandes für Kommunikationssysteme und Regler sowie Sprachkenntnisse unserer Mitarbeiter.
- Kenntnis des Installationsniveaus im Zielland.
- Verständnis des Komfortniveaus im Zielland.
- Die Arbeitssystematik und Verbindlichkeit von Aussagen weisen grosse Unterschiede auf und sind nicht überall gleich strikt und verlässlich wie in Mitteleuropa.
- Es besteht ein entscheidend höheres finanzielles und technisches Risiko mit zunehmender Distanz und Andersartigkeit von Klima und Kultur.

Im Abschnitt Erfahrungen werden einzelne der vorangehenden Herausforderungen beispielhaft aufgegriffen. Was für Konsequenzen bzw. Handlungsstrategien solche Herausforderungen der Internationalität in einem Unternehmen bewirken können, wird im folgenden Abschnitt am Beispiel KWT dargelegt.

Handlungsstrategien

Um die Herausforderungen, welche die Internationalisierung und die erforderliche Profitabilität von Privatunternehmen mit sich bringen, nachhaltig zu bewältigen, sind bei KWT wenige, wichtige Handlungsstrategien gewählt worden. Daneben wurden und werden zusätzliche flankierende Massnahmen getroffen.

1. „Von auftragsbezogener Einzelfertigung zu seriell gefertigten, standardisierten Grosswärmepumpen“: Dieses Ansinnen bedingte eine strategische, interne Neuausrichtung der KWT und die Schaffung der nötigen Voraussetzungen, damit die hohen Anforderungen der Viessmann Gruppe an Serieprodukte erfüllt werden. Durch einen dem Automobilbau vergleichbaren Entwicklungsprozess werden die Grundlagen für eine detaillierte Dokumentation geschaffen. Jede Wärmepumpe soll identisch wie die vorangehende desselben Typs produziert werden. Das heisst Entwicklungs-, Programmier- und Konstruktionsarbeit nicht nur für eine Einzelausführung, welche vor Auslieferung ggf. noch modifiziert werden kann, sondern für ein Sortiment von Standard Grosswärmepumpen. Produktdesign und Auswahl der verwendeten Materialien und Komponenten müssen sorgfältig und treffsicher sein. Für die internationalen Anwender ist eine detaillierte Dokumentation für Planung, Installation, Betrieb und Unterhalt eine effiziente Basis. Auch für KWT, da der bisherige Einsatzradius Schweiz nun signifikant auf weltweit erhöht wird und eine schnelle Intervention vor Ort aus verschiedenen Gründen nicht mehr möglich und nicht wirtschaftlich ist. Damit wurden entscheidende Vorteile für alle Seiten und zugleich Raum für die Strategie 2 geschaffen.

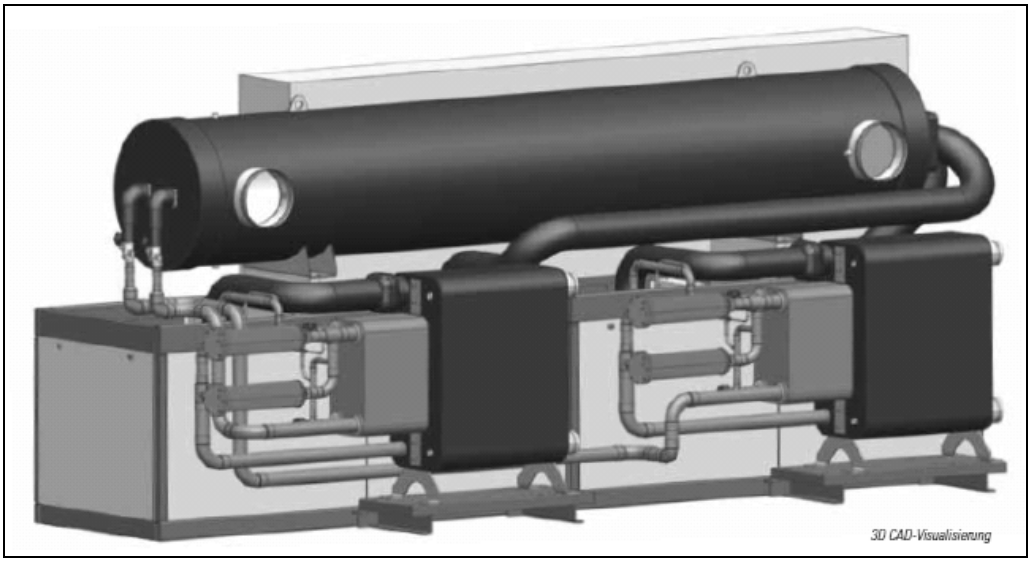


Bild 2: *Standardbaureihe Grosswärmepumpen bis 1100 kW Heizleistung mit Schraubenkompressoren (Bild KWT).*

2. „Spezial Grosswärmepumpen dort, wo keine Standard Grosswärmepumpe anwendbar“: Für Fälle, wo die Standard Grosswärmepumpen in Leistung, Funktionalität oder einem wichtigen Einsatzkriterium nicht passen, werden Spezialwärmepumpen massgeschneidert, „tailor made“, ausgelegt und in Einzelanfertigung gebaut. Diese Produkte sollen mit Fernwartungsequipment ausgerüstet werden und erhalten eine Projektdokumentation anstelle der Standardunterlagen.

3. „Robuste und hohe Qualität“: Robuste Konstruktionen, statt maximale Ausnutzung der Einsatzgrenzen. Nicht der „Rennwagen“, sondern das „Strassenfahrzeug“ eignet sich für den breiten Einsatz in den internationalen Märkten. Das heisst in Analogie zur Automobilbau konsequent beste Materialien und qualitativ hochstehende Komponenten von verlässlichen Herstellern verwenden und klar strukturiert fertigen. Die eingebauten Sicherheitskomponenten müssen den Vorschriften des Lieferlandes entsprechen, d.h. „local approved“ sein.

4. „Funktions- und Leistungsprüfstand auch für alle Grosswärmepumpen“: Damit die Qualität konstant und für Auslieferungen auf grosse Distanz nachweisbar ist, wurde bei KWT in entsprechende, ansehnliche Prüfstände investiert. Alle Grosswärmepumpen, ob Serie oder Spezial, sollen vor der Auslieferung geprüft werden. Selbst Grosswärmepumpen für Länder mit anderen Stromcharakteristiken werden mit entsprechenden Zusatzeinrichtungen geprüft. Jeder Kunde oder Anwender kann der Schlussprüfung „seiner“ Grosswärmepumpe(n) am Prüfstand beiwohnen.

5. „Schulen, schulen .. um Wissen und Vertrauen aufzubauen“: Für jedes neue Land soll vor Beginn von Lieferungen eine Kernmannschaft geschult werden. Systematisch und periodisch über Neuheiten, Tipps schulen und Erfahrungsaustausch sollen die Sicherheit und

Effizienz in länderübergreifenden Schulungen fördern und überzeugte Länderteams generieren.

6. „Gezielte Unterstützung international“: Sowohl in der Marktaufbauphase als auch später sollen die Vertriebsgesellschaften gezielt für den Einsatz von Grosswärmepumpen unterstützt werden. Für Länder ausser der EU spielen dabei Kontakte zu Zulassungsbehörden und Prüfinstituten eine besondere Rolle.

7. „Risk Board“: Grossprojekte mit Standard oder Spezial Grosswärmepumpen sind technisch, abwicklungstechnisch und kommerziell anspruchsvoll und beinhalten entsprechende Risiken. Sie sind höher, je umfangreicher und komplexer das Projekt und je fremdartiger und entfernter das Einsatzland und seine Kultur. Durch das Risk Board wird systematisch eine angemessene Risikominderung herbeigeführt.

Erfahrungen im weltweiten Einsatz von Grosswärmepumpen

Für die territoriale Ausdehnung des Vertriebs von Grosswärmepumpen konnten KWT und Viessmann auf die 10 jährige Erfahrung mit Wärmepumpen kleiner Leistung bis 100 kW aufbauen. Wir stellten fest, dass Länder mit mehr Erfahrung und höherer Absatzzahl das Angebot für Grosswärmepumpen schneller annahmen und sich auch leichter taten bei deren Anwendung.

Die Ergänzung mit Standard Grosswärmepumpen wurde parallel zum „Tagesgeschäft“ in zwei Schritten gemacht, zuerst bis ca. 250 kW pro Einheit, dann im zweiten Schritt bis ca. 1100 kW pro Maschine, siehe Bild 2. Mit Standard Grosswärmepumpen generierten wir einen signifikant höheren Lerneffekt für deren Anwendung. Global gesehen rücken diese damit neben die Mittel- und Grosskessel und werden ein ernstzunehmendes Substitutionsprodukt, unter anderem wegen der Vorteile gemäss Bild 1. Die dort erwähnten Einschränkungen/Nachteile führten in vielen Startphasen zu Missverständnissen und Projektabbruch. Beispiele besonders kritischer Punkte sind:

- Die Temperaturniveaus bei Heizen wie auch bei Kühlen
- Die Differenzierung zwischen Tagesdurchschnittswerten und Stundenwerten
- Das Verständnis, dass Grosswärmepumpen aus technischen und ökonomischen Gründen präziser zu planen sind als entsprechende Kessel und separate Kühlanlagen.

Die Multifunktionalität in Grosssystemen, wie sie durch „Heating and cooling with a single unit“ in Bild1 ausgedrückt ist, hat einen wesentlichen Anteil am internationalen Interesse an Grosswärmepumpen. KWT hat diese Multifunktionalität weit ausgebaut, wie dies Bild 3 zeigt, und grosse Erfahrung damit gesammelt.

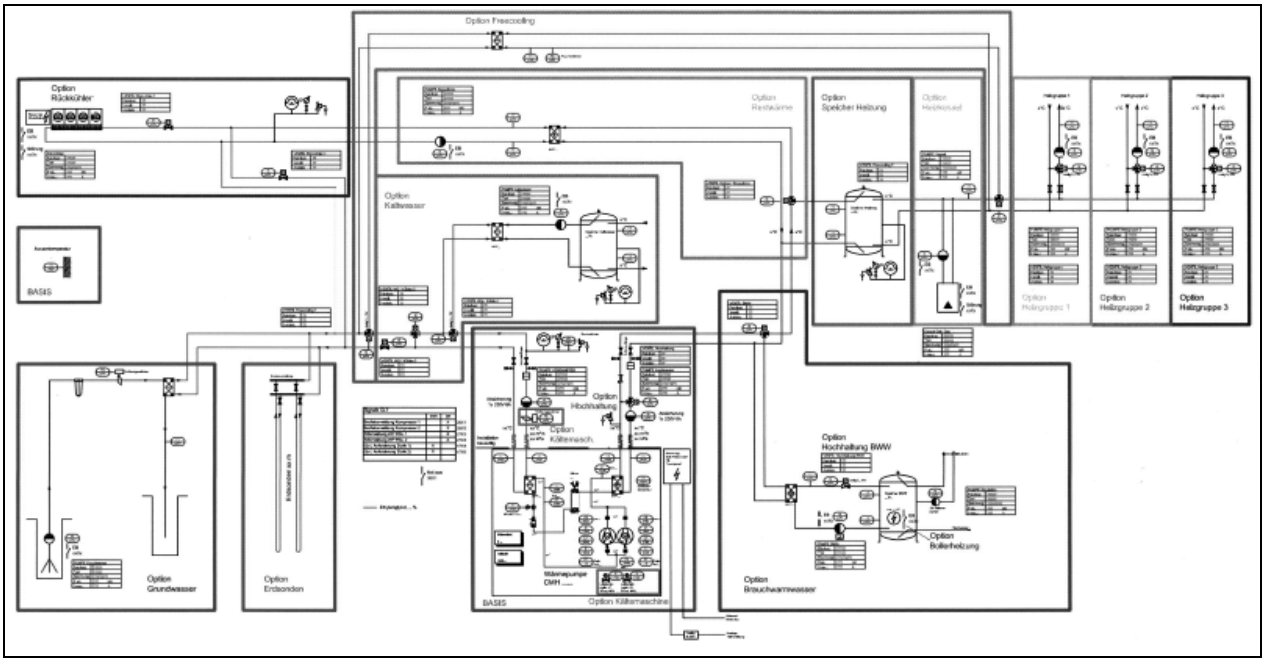


Bild 3: *Multifunktionalität von Grosswärmepumpen. Hier nicht dargestellt sind Anergienetze, Tages- und saisonale Eisspeicher.*

Weitere Erfahrungen im Bezug auf die Handlungsstrategien wurden bisher wie folgt gemacht. Standard Grosswärmepumpen haben einen hervorragenden Lerneffekt, sobald sie in zwei- oder mehrstelliger Anzahl pro Jahr und Land eingesetzt werden können. Sie eignen sich gut für den weltweit bekannten Einsatz in Kaskade. Die Ausweitung auf verschiedene Sprachen ist dank konsolidierter Dokumentationen effizient möglich. Die Schulung kann projektunabhängig und im Herstellerwerk an Multiplikatoren erfolgen. Sie binden wenig Beratungskapazität von KWT. Aus diesen Gründen stellen sie ein grosses Potenzial für die effiziente und kostengünstige Serienfertigung dar. Aber wir stellten intern auch fest, dass nicht jeder begnadete Spezialmaschinenkonstrukteur sich als Seriemaschinenkonstrukteur eignet und wohlfühlt.

Wir stellten zu grosse Abweichungen der rechnerisch ermittelten Performance-Werte zu den erzielten Prüfstandswerten fest. Dies wird durch die Auslegungssoftware der Hauptkomponenten und deren Toleranzspektrum massgeblich mitbeeinflusst und ist noch nicht genügend eingegrenzt.

In neuen Märkten folgt der Wunsch nach Spezial Grosswärmepumpen oft nach guten Erfahrungen mit den Standardtypen recht schnell. Weil sie beratungs- und know how-intensiver sind, kann und soll deren Anzahl international weniger schnell gesteigert werden. Die damit betrauten Mitarbeiter werden nicht nur technisch, sondern auch sprachlich und zeitlich anders beansprucht. Dazu haben wir unser Beratungsteam im Hinblick auf die neuen Anforderungen weiterentwickelt.

Ein Prüfstand für Leistungen bis in den MW-Bereich, für breite Funktionalität und signifikant andere Anwendungsvoraussetzungen ist nicht zu vergleichen mit einem Serieprüfstand für

Wärmepumpen kleiner Leistung. Sein Aufbau bis zum optimalen Betrieb dauerte einige Zeit. Zudem muss er funktionell erweiterbar bleiben für spezielle Abnahmevorschriften von Lieferländern.

Die permanenten, wiederholten Schulungen haben sich gut bewährt. Sobald Übersetzung nötig ist, steigt dabei der Zeitaufwand auf mindestens das doppelte. Fallbeispiele und Besuche auf nahen installierten Anlagen steigern den Praxisbezug erheblich.

Die Vorschriften über Druckbehälter, Sicherheitsorgane, etc. sind weltweit unterschiedlich. In den Berechnungsformeln werden z.B. höhere Sicherheitsfaktoren verwendet als in der EU. Sicherheitsdruckventile müssen von der örtlichen Behörde akzeptiert werden, so dass wir diese auch schon im Zielland zugekauft haben um Kosten und Zeit für deren Zulassung und für die Maschinenabnahme zu sparen.

Für die Regeneration des Erdreich traten bisher sehr unterschiedliche Fälle und Motivationen auf, die es zu verstehen galt: Saisonal bei Heizen und Kühlen mit der Abwärme der Raumkühlung im Sommer, um die Investitionen in die Erdsondenanlage zu minimieren oder laufend in sehr kalten, aber sonnigen Gebieten nahe der Permafrostzone mit Vakuum Solarkollektoren. In solchen Fällen ist der Beizug von Fach-know how für die Simulation der Erdsondenanlagen zur Optimierung und zur Risikominderung nötig.

Mit diesen und ähnlichen Erfahrungen hat KWT bereits ein ansehnliches Fachwissen im weltweiten Einsatz von Grosswärmepumpen erlangt. Dabei handelt es sich sowohl um technisch-konstruktive, software-relevante als auch logistische und unternehmerische Erkenntnisse.

Zusammenfassung / Ausblick

Durch den Auftrag, innerhalb der Viessmann Gruppe Grosswärmepumpen nicht nur für die Schweiz, sondern für den internationalen Einsatz herzustellen, waren bei KWT neue Handlungsstrategien erforderlich. Sie haben der Firma ein neues Gesicht gegeben und sie von der gewerblichen Einzelfertigung zur dualen industriellen Herstellung von Standard und Spezial Grosswärmepumpen weiterentwickelt. Wichtige Voraussetzungen dafür waren Wille, Offenheit, Durchhaltevermögen und internationale Erfahrung. Die Erkenntnisse „Je standardisierter, desto einfacher und sicherer“ und „kundenspezifisch wo nötig“ werden den geographischen Weiten und zivilisatorischen und kulturellen Vielfalt der Anwendungsländer gerecht.

Für KWT als Schweizer Hersteller von Grosswärmepumpen für den weltweiten Markt sind aus technischer Sicht drei Schwerpunkte zu vertiefen:

- Auslegung Kältekreis: Erhöhung der Genauigkeit und Aussagekraft der Berechnungstools für Grosswärmepumpen und deren Komponenten um eine engere Toleranz der Leistungskennwerte bei der Schlussprüfung im Werk zu erreichen.

- Systemauslegung: Besseres Verständnis der Wechselwirkung und des Optimierungspotenzials von Kurzfrist-/Tagesspeicherung bezüglich Dimensionierung von Maschinen und System.
- Harmonisierung der Berechnungsverfahren und Vorschriften für die sicherheitsrelevante Auslegung und für sicherheitsrelevante Komponenten der Grosswärmepumpen zwischen den grossen Wirtschaftsräumen.

Die Viessmann Gruppe hat den Anteil der erneuerbaren Technologien am Gesamtumsatz seit Ende der neunziger Jahre mit Solarthermie, Photovoltaik, Holzenergie und Biogas stetig gesteigert. Den bedeutendsten Anteil dazu haben die Wärmepumpen, deren Technologie aus der Schweiz stammt, beigetragen. KWT leistet damit einen wichtigen Beitrag gegen die Klimaerwärmung, der manchen Stress und Sondereinsatz aufwiegt.

Quellen

[1] 11. Wärmepumpenforum BWP Berlin 2013, Tagungsunterlagen, H.U. Bruderer, Grosswärmepumpen auf dem Vormarsch, Seite 3.

[2] Heat Pumps for Larger Buildings, Application Note, European Copper Institute, April 2013

Martin Zogg, Prof. em., Dr. sc. techn. ETH
Leiter des Forschungsprogramms
„Umgebungswärme-, Abwärme und Wärme-Kraft-Kopplung“
des Bundesamts für Energie von 1993 bis 2002
Kirchstutz 3
CH-3414 Oberburg
mazo@zogg-engineering.ch
www.zogg-engineering.ch

20 Jahre Wärmepumpentagung und Wärmepumpenentwicklung

Zusammenfassung

Der grosse Erfolg der Wärmepumpenheiztechnik in den vergangenen 20 Jahren hat viele Gründe. Die Fortschritte in Forschung und Entwicklung haben dazu wesentlich beigetragen. Eingangs werden einige Meilensteine der jährlichen Wärmepumpentagung des Bundesamts für Energie gewürdigt. Anschliessend werden ausgewählte Forschungs- und Entwicklungsergebnisse aus den Jahren 1992 bis 2014 zu den Themen Effizienzfortschritte, hohe Temperaturhübe, variable Heizleistung, Niedrigtemperatursysteme, Kompressoren, Arbeitsmittel, Luftkühler, Erdwärmesonden, Abwasser als Wärmequelle, Feldanalyse, hydraulische Einbindung, Wärmepumpentest, Regelung, Fernbedienung, Fehlerdiagnose, Contracting und Qualitätssicherung aufgezeigt. Dieser Teil ist eine Ergänzung der umfassenden Wärmepumpengeschichte des Autors [1] bis in die Gegenwart. Er soll als Wegweiser zu den einzelnen Tagungsbänden 1992 bis 2013 dienen.

Abstract

The great success of the heat pump heating technology in the past 20 years has many reasons. The progress in research and development has contributed considerably. At the beginning some milestones of the annual heat pump conference of the Federal Office of Energy are recollected. Subsequently, selected results of research and development from the years 1992 until 2014 on the topics of energy efficiency progress, high temperature lift, variable heat output, low temperature systems, compressors, refrigerants, air coolers, geothermal probes, waste water as a heat source, field analysis, hydraulic embedding, heat pump test, control, remote control, fault diagnosis, contracting and quality control are presented. This part is an extension of the comprehensive heat pump history of the author [1] to the present. It should serve as a guide to the various conference proceedings from 1992 until 2013.

Der Beitrag der Wärmepumpe zur deutlich höheren Effizienz gegenüber Heizkesseln und damit zur wesentlichen Brennstoffeinsparung bei der Wärmeerzeugung wird oft verkannt, weil der zweite Hauptsatz der Thermodynamik nicht verstanden wird. Die Kombination von Wärme-Kraft-Kopplungsanlagen oder von Kombikraftwerken mit Wärmepumpen ermöglichte bereits beim Stand der Technik vor 20 Jahren Nutzungsgrade über 150% {Zogg 1995}. Heute sind Brennstoffnutzungsgrade um 200% durchaus möglich. Ein auch noch so moderner Kessel kommt nicht einmal auf 100%!

Trotz höherer Investitionskosten hat sich deshalb die Wärmepumpenheizung in den vergangenen zwanzig Jahren erfreulich entwickelt. Heute werden pro Jahr mehr Wärmepumpen installiert als Oelkessel. Mit rund 19‘000 Wärmepumpen pro Jahr sind es etwa gleich viele wie Gaskessel. Bei neuen Einfamilienhäusern ist der Anteil an Wärmepumpenheizung von etwa 15% im Jahr 1992 auf heute gegen 80% gestiegen. Eine beeindruckende Erfolgsgeschichte.

Geschichte der BFE-Wärmepumpentagung

Einen kleinen Beitrag zu diesem Erfolg haben auch die Wärmepumpentagungen des BFE geleistet. Sie orientiert Fachleute und technisch interessierte Anwender umfassend über Fortschritte in Forschung, Entwicklung und Anwendung der Wärmepumpentechnik in der Schweiz. Regelmässige Berichte aus den Beteiligungen der Schweiz an internationalen Projekten und Gastreferenten aus dem Ausland vermitteln auch ein gutes Bild über das internationale Geschehen.

Die **erste Schweizerische Wärmepumpenkonferenz** fand **1992** unter der Leitung von Professor P. Suter an der **ETH Zürich** statt. Sie stand unter dem Titel *Wärmepumpen und WKK - Integration komplexer Haustechnik in Gebäuden*. Da der weit überwiegende Teil von Wärmepumpen mit elektrischem Strom betrieben wird, umfasste das damalige Forschungs- und Entwicklungsprogramm des Bundesamts für Energie (es hiess damals Bundesamt für Energiewirtschaft) richtigerweise auch die Wärme-Kraft-Kopplung.

1992 hat mich der BFE-Forschungsprogrammleiter, Dr. G. Schriber, zur Entlastung meines Vorgängers, H.U. Schärer, für die Leitung des BFE-Forschungsprogramms *Umgebungswärme, Abwärme, Wärme-Kraft-Kopplung* engagiert. F. Rognon übernahm die Pilot- und Demonstrationsprojekte. Da „mein“ Forschungsprogramm nebst der Umgebungswärmenutzung mit Wärmepumpen und der Wärme-Kraft-Kopplung auch die Abwärmenutzung umfasste, gab ich den folgenden Tagungen den Namen ***UAW-Tagung***. UAW steht für ***Umgebungswärme, Abwärme, Wärme-Kraft-Kopplung***. Deshalb findet man die Tagungsbände von 1995 bis 2002 unter der Bezeichnung *UAW-Tagung*.

1995 organisierte ich die **zweite UAW-Tagung an der ETH Zürich** unter dem Titel *Heizungssysteme mit Wärmepumpen und Blockheizkraftwerken: Planungs- und Optimierungsmethoden*. Es gab 6 Vorträge mit folgendem Inhalt: Berechnungsprogramme für Wärmepumpen und WKK-Anlagen (T. Baumgartner, M. Stalder), Computersimulation für

Wärmepumpenanlagen mit Holzkessel zur Spitzendeckung (Th. Afjei), Fernüberwachung zur Störungsdiagnose, Zustandsvorhersage und Betriebsoptimierung (D.E. Maurer, P. Neuenschwander), Pinchmethode zur thermischen Prozessintegration (D. Favrat, F. Staine) sowie eine Vorstellung und Diskussion der geplanten Forschungsvorhaben bis 1999 (M. Zogg). Der bescheidene Tagungsband umfasste 45 Seiten. Wir fühlten uns mit ungefähr 150 Teilnehmern etwas verloren im Auditorium-Maximum mit 430 Plätzen. Beim Mittagessen in der grossen Mensa sassen wir verstreut unter Studenten. Es hätte ein Fernglas gebraucht, um entferntere Kollegen noch zu erkennen…

Das eben neu gebaute Auditorium an der **Ingenieurschule Burgdorf** (diese wurde 1997 Teil der Berner Fachhochschule) animierte mich deshalb zu einem Versuch, die „Wärmepumpenfamilie“ für die nächste Tagung auf unseren ruhig gelegenen „Tech-Hügel“ einzuladen. Liegt doch Burgdorf im „technischen“ Mittelpunkt der Schweiz: Ein SBB-Ticket von Burgdorf nach Zürich oder nach Lausanne kostet exakt gleich viel. Ein Haupthindernis war vorerst allerdings das Mittagessen. Die Schulkantine ist zu klein und das Hotel Stadthaus zu weit entfernt. Bei der Einweihung meines neuen Labors für Verfahrenstechnik lernte ich den katholischen Pfarrer von der gegenüberliegenden Kirche kennen. Nun suchte ich ihn auf und trug ihm meine Idee vor, das katholische Kirchgemeindehaus für das Mittagessen der UAW-Tagung zu missbrauchen. Er hat mich freundlich empfangen, zeigte grosses Interesse an der Wärmepumpenidee und empfahl mein Anliegen der katholischen Kirchgemeinde. Diese gab mir zu meinem weltlichen Ansinnen nach wenigen Gesprächen grünes Licht. Nun musste ich den Küchenchef, U. Schenk, von meinem Vorhaben überzeugen. Er zeigte sich mit seiner „Frauschaft“ sehr kooperativ. So konnte ich für die **dritte UAW Tagung 1996 erstmals** an die **Ingenieurschule Burgdorf** einladen. Das Experiment war gelungen. Seither trifft sich die Wärmepumpenfamilie alljährlich in Burgdorf (einzige Ausnahme im 2008) und fühlt sich hier offensichtlich wohl: Bild 1.

Bild 1: *Jährliche Wärmepumpentagung des BFE ab 1995 in Burgdorf (bis 2002 „UAW-Tagung“)*

Im Januar 2003 übergab ich die Leitung des Forschungsprogramms aus zeitlichen Gründen an Th. Kopp. Der Teil Abwärmenutzung wurde gestrichen; dafür wurde die andere Seite der Wärmepumpe, die Kältetechnik, ins Programm aufgenommen. Die Kältemaschine ist ja auch eine Wärmepumpe – nur nutzt man bei ihr die kalte Seite. So wurde unsere UAW-Tagung

offiziell zur *Tagung des Forschungsprogramms Wärmepumpen und Kälte des Bundesamts für Energie*.

Es freut mich natürlich, dass die BFE-Wärmepumpentagung immer noch jährlich in Burgdorf stattfindet. Der Berner Fachhochschule danke ich bei dieser Gelegenheit für die Benützung des Auditoriums, der katholischen Kirchgemeinde für die grosszügige Gastfreundschaft, U. Schenk und dem Kantinenpersonal für die mit Bravour bewältigte Verpflegung der Tagungsbesucher. Ein besonderer Dank gebührt auch den Tagungsorganisatorinnen/Organisatoren: Frau B. Soravia und Frau L. Boppart (damalige Tagungsleiterinnen von ENET, Bern) und J. Wellstein von Wellstein Kommunikation, Basel, sowie der Administration der Fachvereinigung Wärmepumpen FWS, Bern.

Ab 1999 informiert das BFE-Forschungsprogramm auch über das Internet. Bis 2009 betrieb es eine **eigene Website**. 2009 wurde sie in die BFE-Website integriert und ist nun unter www.bfe.admin.ch/forschungwkk/index.html?lang=de zu finden.

Ausgewählte Forschungs- und Entwicklungsergebnisse seit 1992

Die wesentlichen Entwicklungen in der Wärmepumpentechnik waren zur Zeit unserer ersten Wärmepumpentagung bereits erfolgt. Ich habe sie in einer ausführlichen Geschichte der Wärmepumpentechnik beschrieben [1]. Diese enthält die wesentlichen Entwicklungen bis 2008 und wurde 2009 auch in gedruckter Form herausgegeben.

Die Entwicklungsschwerpunkte lagen in den vergangenen zwanzig Jahren bei der Bewältigung höherer Temperaturhübe, der Systemoptimierung und der Erhöhung der Verlässlichkeit. Die technische Weiterentwicklung wurde auch durch die eindrücklichen Fortschritte der Informatik begünstigt. Die Wärmepumpen wurden kostengünstiger, effizienter und verlässlicher. Die Wärmepumpentechnologie wurde nicht nur durch nationale und internationale Anstrengungen in Forschung und Entwicklung sondern auch durch Qualitätssicherung und gemeinsamem Marktauftritt (www.fws.ch) gefördert.

Ein erhebliches Hindernis durch den raschen Ersatz chlorhaltiger, ozonschichtgefährdender synthetischer Arbeitsmittel (FCK, HFCK) durch teilhalogenierte Fluorkohlenwasserstoffe (FKW) und natürliche Arbeitsmittel konnte zu Beginn der Berichtsperiode bewältigt werden.

Wesentliche Prozessverbesserungen wurden in den vergangenen zwanzig Jahren insbesondere bei den Luft/Wasser-Wärmepumpen durch neue Scrollkompressoren mit Dampfzwischeneinspritzung mit zuerst konstanter, dann auch mit variabler Drehzahl erzielt. Elektronische Expansionsventile, drehzahlvariable Ventilatoren und optimale Enteisung brachten signifikante Verbesserungen.

Zu den **Hauptprioritäten** gehörten die Entwicklung einer Wärmepumpe für den Sanierungsmarkt mit hohen Vorlauftemperaturen (Projekt „Swiss Retrofit Heat Pump“) und die Optimierung ganzer Wärmepumpenheizungssysteme mit durchdachtem Einbinden der

Wärmepumpen sowie der Entwicklung neuer Regelungs – und Diagnosemethoden. Weitere Verbesserungen von Wärmepumpenheizsystemen wurden durch die Entwicklung validierter Auslegungswerkzeuge für Erdwärmesondenanlagen, die Verbesserung der Wärmeübertragung, die Reduktion des Arbeitsmittelvolumens und Computersimulationen zur verbesserten Auslegung erzielt. Weiter wurden neue Testmethoden zum Erfassen des dynamischen Verhaltens der Wärmepumpen und von Wärmepumpen mit kombinierter Warmwasserbereitung ausgearbeitet.

Bei den Wärmequellen wurden nach dem Thermosiphonprinzip arbeitende Erdwärmesonden mit CO_2 als Arbeitsmittel vorgeschlagen. Als weitere Wärmequellen wurden Abwasser und Eisspeicher untersucht. Aus Messungen an einer grossen Zahl ausgeführter Wärmepumpenheizungen konnten Systemfehler aufgedeckt und eliminiert werden. Im Folgenden wird eine Auswahl durchgeführter Forschungs- und Entwicklungsarbeiten vorgestellt. Für weitere Arbeiten und nähere Informationen sei auf [1] (Bild 2) verwiesen.

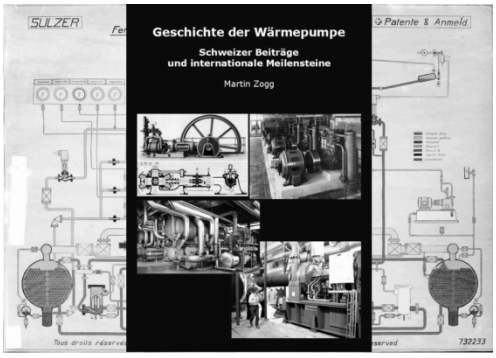


Bild 2: *Umfassende Geschichte der Wärmepumpen von den Vordenkern und den ersten Versuchen bis 2008. Gratisdownload [1].*

Effizienzfortschritte der Kleinwärmepumpen seit 1992

Rund 62% der Wärmepumpen nutzen heute Umgebungsluft als Wärmequelle. Das Bild 8.3 vermittelt einen Eindruck über die von 1993 bis 2008 erreichten Fortschritte bei **Luft/Wasser-Wärmepumpen**. Innerhalb von 15 Jahren wurde bei den im Wärmepumpentestzentrum Buchs [www.wpz.ch] getesteten L/W-Wärmepumpen für zentrale Warmwasserheizungen und Luft als Wärmequelle eine Verbesserung der mittleren Leistungszahlen um 30% von 2.6 auf 3.4 beobachtet. Dies entspricht nur moderaten Lorenzwirkungsgraden[8] von 28% bis 36%. Hier lag also noch deutliches Verbesserungspotenzial.

Dieses wurde inzwischen von einigen Firmen gut genutzt. 2013 bis 2014-03 erreichten im Wärmepumpentestzentrum Buchs die **vier besten L/W-Wärmepumpen** bei 2°C/35°C **COP-Werte von 4.1 bis 4.4** [www.wpz.ch]. Dis ergibt Lorenzwirkungsgrade von 0.44 bis 0.47 und bedeutet **gegenüber den beiden Bestwerten von 1994 eine Verbesserung um 35%!** Im

[8] Näherung für den exergetischen Wirkungsgrad gemäss [1], S.10

Vergleich zu den Mittelwerten von 1994 beträgt die Verbesserung sogar 70%. Die Lorenzwirkungsgrade der vier Testsieger erreichen bei Berücksichtigung der Solepumpenergie bereits den unteren Bereich von Sole/Wasser-Wärmepumpen! Es gibt allerdings auch noch viel zu viele Fabrikate mit zu bescheidenen A2/W35-COP-Werten von 3.0 bis 3.5.

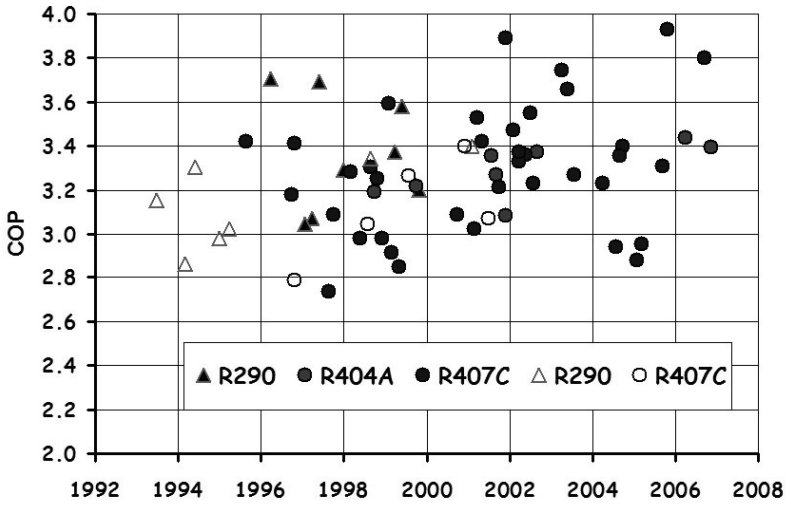


Bild 3: *Leistungszahlen kommerzieller Luft (2°C) / Wasser (35°C) – Wärmepumpen. Maximale Wärmesenkentemperaturdifferenz 10 K.*

Nach Arbeitsmittel und Kompressortyp aufgeteilte Messergebnisse des Wärmepumpentestzentrums Buchs mit vollständigen Abtauzyklen. Ausgefüllte Symbole: Scrollkompressoren; leere Symbole: Kolbenkompressoren. ([1], Bild 8-3).

Von 1995 bis 2008 wurde bei **Sole /Wasser-Wärmepumpen** für 0°C/35°C nur eine Verbesserung der mittleren Leistungszahl um 17% von 3.8 auf 4.5 gemessen ([1], Bild 8 4]). Die deutlich höheren Werte für die Sole/Wasser-Maschinen verraten allerdings nicht die ganze Wahrheit, da sie die Pumpenergie zur „Sole“-Umwälzung in den Erdwärmesonden nicht enthalten. Für einen fairen Vergleich mit den Luft/Wasser-Maschinen muss diese noch berücksichtigt werden. Gemäss einem in {Nani 2005} beschriebenen Ansatz reduzieren sich dabei die Leistungszahlen von 3.8 auf 3.5 und von 4.5 auf 4.1. Dies entspricht noch mittleren Lorenzwirkungsgraden von 40% bis 47%. In den WPZ-Bulletins von 2013 bis 2014-04-19 [www.wpz.ch] findet man ohne Berücksichtigung der Pumpenergie für die Sole-Umwälzung für 0°C/35°C **bei 9 Fabrikaten COP-Werte von 4.6 bis 5**. Nach Abzug des Energiebedarfs für die Sole-Umwälzung bleiben noch maximale **B0/W35-COP-Werte von 4.2 bis 4.6** oder Lorenzwirkungsgrade von 47% bis 52%. Gegenüber den Mittelwerten von 1995 bedeutet dies eine Verbesserung um 31%. **Im Vergleich zu den Bestwerten von 1995 ist aber bei 0°C/35°C nur eine geringfügige Veränderung von -4% bis +5% festzustellen**.

Wärmepumpen für hohen Temperaturhub

Bei Wärmepumpen mit Umgebungsluft als Wärmequelle sind generell hohe Temperaturhübe nötig. Insbesondere gilt dies für den Sanierungsmarkt. Dafür waren vor 20 Jahren keine Wärmepumpen mit hinreichender Effizienz verfügbar. Im Rahmen der BFE-Forschungsprojekte erhielt deshalb die Entwicklung von effizienten Wärmepumpen für hohen Temperaturhub **höchste Priorität**. Die bis heute erreichten Verbesserungen dürfen als grossen Erfolg bezeichnet werden. Dies beweist die rasche Umsetzung bei fortschrittlichen Wärmepumpenherstellern.

Während grössere Wärmepumpen für den Sanierungsmarkt (beispielsweise mit Economizer und Schraubenkompressoren) bereits verfügbar waren, gab es für Heizleistungen unter 25 kW noch keine befriedigende Lösung. Um diese Situation möglichst rasch zu ändern, lancierte das BFE noch 1998 den Wettbewerb ***Swiss Retrofit Heat Pump*** zur Entwicklung eines neuen Wärmepumpentyps. Dieser musste Heizung und Warmwasserbereitung umfassen, auch Luft als Wärmequelle nutzen und deshalb einen effizienten Betrieb bis zu einem Temperaturhub von –12°C auf 60°C ohne Zusatzheizung bewältigen können. Hauptanforderungen mit Luft als Wärmequelle waren Lorenzwirkungsgrade von über 37.5% im ganzen Betriebsbereich und von 42.5% für den Testpunkt mit Luft 2°C / Wasser 50°C {Zogg 2002a}.

Zunächst wurden vier **unterschiedliche Kreisprozesse** untersucht: Bild 4. Im Vordergrund standen ein geringerer Heizleistungsabfall, eine tiefere Kompressoraustrittstemperatur und eine höhere Effizienz bei hohen Temperaturhüben. Die vier Kreisprozesse wurden zunächst durch Computersimulation optimiert, dann gebaut und im Labor ausgemessen. Die vielversprechendsten Prozesse wurden anschliessend in realen Wärmepumpenheizungen getestet. Die Hauptresultate des Vergleichs der untersuchten Prozesse findet man in [1], Tabelle 8-1.

Bild 4: *Im Vorhaben „Swiss Retrofit Heat Pump“ untersuchte Wärmepumpenprozesse für hohen Temperaturhub ([1], Bild 8-16)*

Die **zweistufige Wärmepumpe** mit zwei Kompressoren schien zunächst die vielversprechendste Lösung für hohe Temperaturhübe zu sein. Eine Wärmepumpe mit diesem Kreisprozess wurde an der EPFL gebaut und getestet. Verglichen mit dem einfachen, einstufigen Prozess wurde eine um 50% höhere Heizleistung und eine um 14% höhere Leistungszahl erreicht. Es zeigte sich aber, dass die Schmierölmigration im Kreislauf schon nach wenigen Betriebsstunden eine einwandfreie Schmierung der Kompressoren behinderte

{Zehnder et al. 1999}. Zudem ist eine Wärmepumpe dieses Typs zu kompliziert, um mit den im Sanierungsmarkt zu ersetzenden kostengünstigen Kesseln zu konkurrieren.

Der Kreisprozess mit **Economizer** und einer **Zwischeneinspritzöffnung für Dampf** ist eine einfachere und kostengünstigere Lösung: Bild 5. Er war bei grösseren Wärmepumpen mit Schraubenkompressoren bereits Stand der Technik: Ein Kondensatteilstrom wird auf ein mittleres Druckniveau expandiert. Das dabei entstehende Gas-Flüssig-Zweiphasengemisch wird dann im Economizer durch Unterkühlung des Restkondensats verdampft. Dieser Dampf wird dem Kompressor durch die Zwischeneinspritzungsöffnung zugeführt. Dieser Prozess weist die folgenden Vorteile auf:

1. Grösserer Massenstrom am Kompressoraustritt → Höhere Heizleistung.
2. Reduktion der Kompressoraustrittstemperatur → Einhalten der Betriebstemperaturgrenzen des Kompressors.
3. Kondensatunterkühlung → Vergrösserung der Leistungszahl.

Als auf Anregung von D. Favrat an der EPFL die ersten Versuche durchgeführt wurden, war auf dem Markt noch kein geeigneter Kompressor für Heizleistungen unter 25 kW verfügbar. Aber die Resultate mit dem damals verfügbaren Scrollkompressor mit Flüssigkeits-Einspritzöffnung waren bereits vielversprechend {Zehnder et al. 2000}. Für ein Folgeprojekt wurde dann von *Copeland* ein erster **Prototyp eines Scrollkompressors** für die Dampf-Zwischeneinspritzung zur Verfügung gestellt. Zusätzlich wurde die Versuchswärmepumpe noch mit einem Sauggaswärmeübertrager ausgerüstet (**Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** 5). Gegenüber einem einfachen Einstufenprozess wurden damit bei hohen Temperaturhüben mit dem Arbeitsmittel R-407C die folgenden Verbesserungen erzielt: Erhöhung der Heizleistung um 30%, Erhöhung der Leistungszahl um 15% (gemessen bei –7°C/60°C) {Brand et al. 2000}. **Diese Entwicklung war erfolgreich**. 2002 startete Copeland die Massenproduktion von Scrollkompressoren mit Dampfzwischeneinspritzung. Der Prozess wurde **inzwischen** (je nach Arbeitsmittel mit oder ohne Sauggaswärmeübertrager) zum **Standardprozess** für Kleinwärmepumpen mit hohem Temperaturhub.

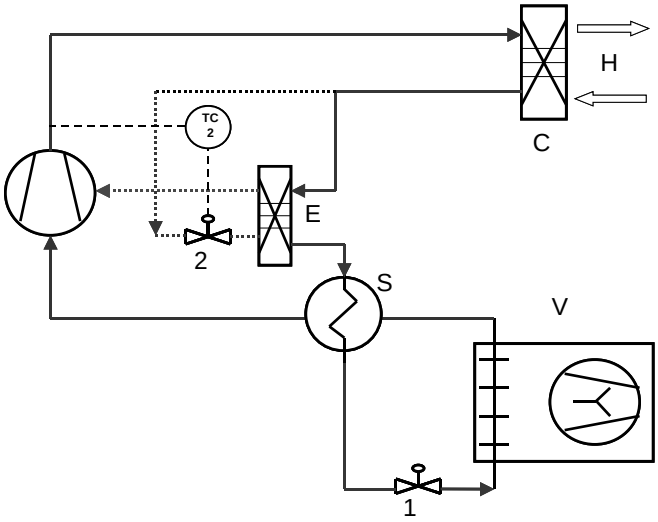


Bild 5: *Wärmepumpe mit Economizer/Dampfeinspritzung und Sauggaswärmeübertrager. Scrollkompressor mit Dampfzwischeneinspritzung. C Kondensator, E Economizer, S Sauggaswärmeübertrager, H Heizsystem, V Verdampfer, 1 Hauptexpansionsventil, 2 Hilfsexpansionsventil ([1], Bild 8-18)*

Wärmepumpen mit variabler Heizleistung

Die Diskrepanz zwischen benötigter und von der Wärmepumpe produzierter Heizleistung in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur hat schon zu mehreren Anläufen mit drehzahlvariablen Wärmepumpen geführt. Sie sind an den zu geringen Teillastwirkungsgraden der Kompressoren und dem zu hohen Preis der Inverter gescheitert. Zu den frühen Verfechtern leistungsgeregelter Wärmepumpen gehört H.J. Eggenberger. Er begann mit entsprechenden Untersuchungen bereits in den frühen 1990er Jahren in seinem hausinternen Privatversuchslabor. Über eine Versuchswärmepumpe mit Hubkolbenkompressor hat er in [2] berichtet. Eine systematische Lokalisierung der Verlustquellen in Wärmepumpen durch Exergieanalsen wurde durch K. Hilfiker und B. Wellig an der Fachhochschule Luzern angeregt [3]. Sie quantifizierten die grossen Verluste von Wärmepumpen im Ein-/Aus-Betrieb. Auch von anderer Seite wurde darauf hingewiesen [4].

Eine bedeutende Verbesserung des im Bild 5 dargestellten Prozesses wurde durch die Entwicklung eines **drehzahlvariablen Scrollkompressors mit Dampfzwischeneinspritzung** durch *Copeland* ermöglicht. In mehreren Projekten wurde an der Fachhochschule Luzern ein Protoyp einer **neuen Luft/Wasser Wärmepumpe** entwickelt, gebaut und ausgemessen. Darüber wurde an den Wärmepumpentagungen des BFE von 2010 bis 2013 regelmässig berichtet. Der ursprünglich von *Copeland* entwickelte Protoyp-Kompressor mit gutem Teillastverhalten ist inzwischen im Handel erhältlich. Bei der neuen Luft/Wasser-Wärmepumpe wird die erzeugte Heizleistung mittels einer auf die Betriebscharakteristiken von **Kompressor und Ventilator** abgestimmten **kontinuierlichen Drehzahlregelung** bis zu

einer Aussentemperatur von 0°C der erforderlichen Heizleistung angepasst. Darunter funktioniert die Wärmepumpe (bei den momentanen Teillastcharakteristiken) im Ein-/Aus-Betrieb. Sowohl Kompressor als auch Ventilator müssen **gute Teillastwirkungsgrade** aufweisen. Vereisung und Frostbildung im Luftkühler sind infolge kleinerer Wärmeleistungen bedeutend geringer als bei konventionellen Wärmepumpen. Soweit eine Abtauung noch nötig ist, erfolgt sie prioritär mit Ventilatornachlauf. Für die Auslegung solcher Luft/Wasser-Wärmepumpen wurde eine Wegleitung ausgearbeitet. Für das CH-Mittelland wurden bei Niedrigtemperaturheizsystemen (30°C/25°C bzw. 41°C/35°C bei einer Aussentemperatur von -10°C) Jahresarbeitzahlen um 4.1, bei 46°C / 38°C um 3.8 errechnet [5]. Die bedeutende Verbesserung der Jahresarbeitszahlen gegenüber konventionellen L/W-Wärmepumpen wurde mit Labor- und Feldversuchen bestätigt. Für Sole/Wasser-Wärmepumpen ist die Erhöhung der mit der neuen Wärmepumpe erreichbaren Jahresarbeitszahl geringer, beträgt aber immer noch 5% bis 10% [6]. Dass die nach dem geschilderten Prinzip arbeitende leistungsgeregelte Wärmepumpe bereits kommerziell angeboten wird, belegt den Erfolg dieser Entwicklung eindrücklich.

Wärmepumpen für Niedrigtemperatur-Fussbodenheizungen

Standard-Wärmepumpen erzeugen für Niedrigtemperatur-Fussbodenheizungen unnötig hohe Temperaturhübe. Diese verursachen hohe Effizienzverluste. Deshalb werden in einer Forschungsarbeit spezielle Wärmepumpen mit einem Temperaturhub in der Grössenordnung von nur 20 K entwickelt [7]. Für einen ersten Prototypen steht nur ein handelsüblicher Hubkolbenkompressor zur Verfügung. Ideal wäre ein kleiner **Turboverdichter**. Über dessen Entwicklung wurde an den Wärmepumpentagungen schon mehrfach berichtet: Bild 6. Die zu überwindenden Hürden sind noch beträchtlich. Selbstverständlich kommen für Niedrighub-Wärmepumpen nur **elektronische Expansionsventile** in Frage. Man hofft, im Heizbetrieb bei einem Temperaturhub von 20 K COP-Werte von 9 (und beim Kühlbetrieb noch höhere Werte) zu erreichen. Noch weiter gehen die Versuche für eine thermisch angetriebene Kleinwärmepumpe mit Radialturbine und Radialkompressor auf einer gasgelagerten Welle [8].

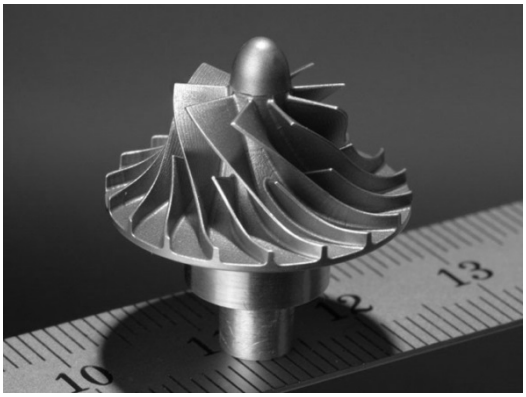


Bild 6: *Rotor des Funktionsmusters eines ölfreien Miniatur-Turbokompressors {Schiffmann et al. 2005}*

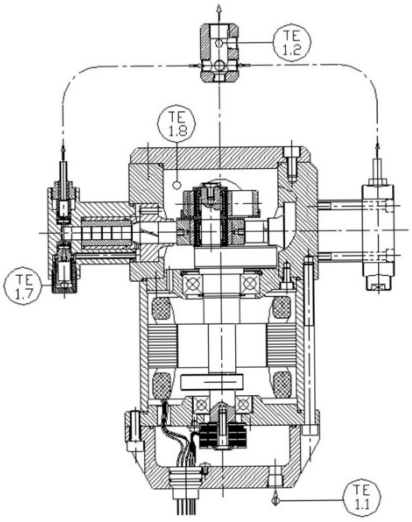
Kostengünstige Wärmepumpen für Niedrigenergiehäuser

Niedrigenergiehäuser weisen eine dichte und gut isolierte Gebäudehülle, hohe solare Wärmegewinne, Niedrigtemperatur-Wärmeverteilsysteme und einen hohen Wärmebedarfsanteil für die Warmwasserbereitung auf. Zum Auffinden optimaler Regelstrategien für kostengünstige Wärmepumpenheizungen ohne Wärmespeicher und Mischventile wurden Untersuchungen des Gesamtsystems aus Gebäude und Heizung durchgeführt. Die Ergebnisse wurden in einem Handbuch für solche Systeme zusammengefasst {Afjei et al. 2000, Afjei 2002}. In einem laufenden internationalen Projekt werden Wärmepumpenlösungen für Netto-Nullenergiegebäude untersucht [9].

Kompressoren

Wie oben gezeigt wurde, sind neue Kompressoren oft der Schlüssel zu besseren Prozessführungen. Ab den frühen 1990er Jahren hat die Anzahl eingesetzter hermetischer **Scrollkompressoren** jene hermetischer Kolbenkompressoren deutlich überholt. Sie wurden für kleinere Wärmepumpen zum Standardkompressor. In den vergangenen 20 Jahren kamen Scrollkompressoren mit Dampfeinspritzung und seit 2012 drehzahlgeregelte Kompressoren mit gutem Teillastverhalten auf den Markt. Die Effizienz kleiner Kompressoren wurde deutlich gesteigert. Neue Permanentmotoren bringen weitere Verbesserungen.

Für das wieder aktuell gewordene Kohlendioxid werden weltweit neue Kompressoren entwickelt. Überkritische CO_2-Prozesse kämpfen immer noch mit Schmierölproblemen. Ziel eines BFE-Forschungsvorhabens war deshalb ein Machbarkeitsnachweis für einen **kleinen, ölfreien, halbhermetischen CO_2-Kolbenkompressor** für überkritische Wärmepumpen-Prozesse mit hohem Temperaturhub. Diese arbeiten unter hohen Drücken, typischerweise mit 35 bar Saugdruck und 80 bis 150 bar Enddruck. Zu diesem Zweck wurde ein Vierzylinder-Kolbenkompressor mit einer elektrischen Antriebsleistung von 150 W bis 950 W und variabler Drehzahl konstruiert und gebaut: Bild 7. Das Funktionsmuster wurde über den ganzen Drehzahlbereich erfolgreich getestet und erbrachte vielversprechende Resultate {Baumann 2001, Baumann und Conzett 2002}. Das Vorhaben zeigte allerdings bei der Umsetzung einmal mehr die Grenzen von Firmen mit für diesen Markt unterkritischer Grösse auf.



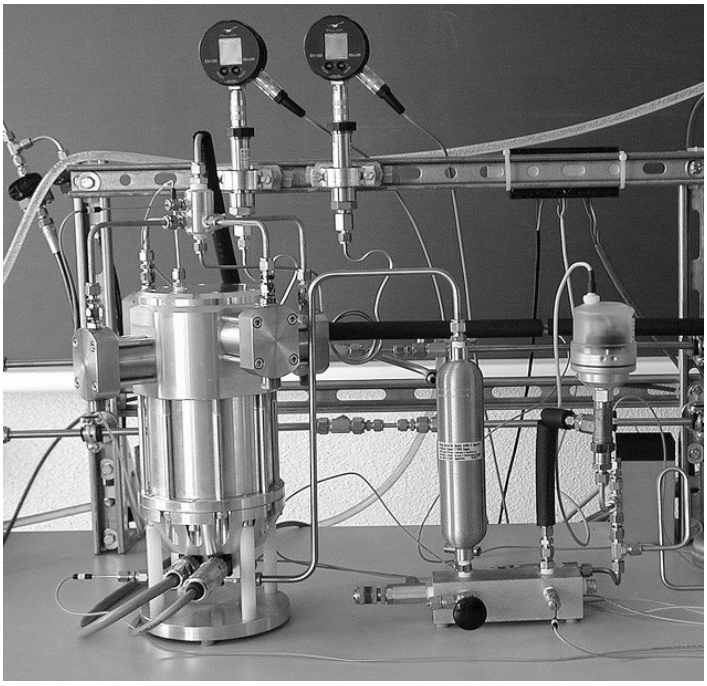


Bild 7: *Funktionsmuster eines kleinen, ölfreien CO_2 Kompressors {Baumann 2001}*

Arbeitsmittel

Das Geschehen bei den Arbeitsmitteln wurde durch die Herausforderungen zur Bewältigung der durch die synthetischen Arbeitsmittel verursachten Umweltprobleme diktiert. 1990 stimmten die Unterzeichnerstaaten des Protokolls von Montreal in London zwei Übereinkommen zur Eliminierung der FCK-Arbeitsmittel aus Produktion und Gebrauch bis zum Jahr 2000 zu. 1992 wurde das Protokoll von Montreal für einen auf 1995 vorgezogenen **Ausstieg aus den FCK**-Arbeitsmitteln (R-11, R-12, ...) modifiziert, und für die **HFCK**-Arbeitsmittel (R22, ...) wurde international ein stufenweiser Ausstieg bis 2030 (in der Schweiz für Neuanlagen bereits 2002 verboten) beschlossen.

Mit den neuen **FKW-Arbeitsmitteln** (wie z.B. R-134a) werden gute Resultate erzielt. Sie können die FCK und HFCK vollumfänglich ersetzen, bleiben aber infolge ihres hohen Treibhauspotenzials GWP und ihrer schwer abbaubaren Zersetzungsprodukte auch international nicht unangefochten.

Natürliche Arbeitsmittel werden als die endgültige Antwort auf die Frage nach den optimalen Arbeitsmitteln angesehen. Die wichtigsten Vertreter sind **Ammoniak, Kohlendioxid und Kohlenwasserstoffe** wie Propan oder Isobutan. Aber jedes dieser Arbeitsmittel stellt Herausforderungen: Das in Grossanlagen oft eingesetzte Ammoniak hat zwar ausgezeichnete, thermodynamische Stoffwerte – ist aber toxisch und entzündbar. Sein stechender Geruch warnt im Leckagefall allerdings lange vor dem Erreichen gefährlicher Konzentrationen. Kohlendioxid erfordert einen überkritischen Prozess, welcher für die meisten Raumheizungsanwendungen (im Gegensatz zur Warmwasserbereitung) ungünstig ist.

Kohlendioxid-Wärmepumpen für die Warmwasserbereitung werden schon seit 2000 erfolgreich eingesetzt. Mit Propan lassen sich effiziente Wärmepumpenprozesse betreiben. Es ist aber leicht entzündbar, und seine Verwendung wird deshalb insbesondere in den U.S.A. und in Japan als nicht tolerierbares Risiko eingestuft. Die Verwendung natürlicher Arbeitmittel wie Ammoniak oder CO_2 ist heute bei Grossanlagen in der Wärme- und Kältetechnik selbstverständlich geworden. CO_2 hat sich bei Kleinwärmepumpen infolge des hohen Temperaturgleits des überkritischen Prozesses nur zur Warmwasserbereitung durchgesetzt. [10, 11]. Ammoniak hat sich bei Kleinwärmepumpen nicht zuletzt wegen einem fehlenden ammoniakverträglichen Kleinkompressor noch nicht etabliert [12]. Auch Kohlenwasserstoffe wie Propan konnten sich bei Wärmepumpen insbesondere infolge der erforderlichen Massnahmen zur Beherrschung der Explosionsgefahr bei Füllmengen über 150 g nicht wirklich breit durchsetzen [4].

Zum Vergleich der Umwelteinwirkung unterschiedlicher Arbeitsmittel auf den globalen Treibhauseffekt wurden international zahlreiche Untersuchungen durchgeführt. Die bedrohlichen Resultate beschleunigten den Ausstieg aus den FCK- und HFCK-Arbeitsmitteln zusätzlich. Durch weltweite Anstrengungen ist es bis etwa 2005 gelungen, den die Zivilisation bedrohenden Ozonschichtabbau zu stoppen.

Die Umweltbeeinflussung durch Wärmepumpen ist aber nicht auf den Treibhausgaseffekt beschränkt. Eine umfassende Antwort auf Umweltschäden bei der Verwendung unterschiedlicher Arbeitsmittel kann deshalb nur eine vollständige **Ökobilanz (Life Cycle Assessment LCA)** liefern. Diese Ökobilanzstudie wurde 1999/2000 für die Wärmepumpenheizung, die Klimatisierung und die Kälteerzeugung durchgeführt. Es wurden für Systeme mit Ammoniak, Propan, Kohlendioxid und die Fluorkohlenwasserstoffe (FKW wie R-134a, R-404A, R-407C, R-410A, R-417A) sowie Chlordifluormethan R-22 als Referenz die folgenden Umwelteinwirkungen verglichen: nicht erneuerbarer Primärenergiebedarf, Treibhauseffekt, Ozonschichtabbau, Versauerung, photochemische Ozonbildung, aquatische und terrestrische Ökotoxizität und Emissionen radioaktiver Isotope (karzinogene und erbgutschädigende Effekte). Die Resultate bestätigten, dass der **Energieeffizienz der Anlagen eine Schlüsselrolle zukommt**. Anlagen mit natürlichen Arbeitsmitteln und vergleichbarer oder besserer Effizienz als Anlagen mit FKW ergeben geringere Umweltbelastungswerte. Wenn die Anlagen mit natürlichen Arbeitsmitteln aber eine tiefere Effizienz aufweisen als jene mit synthetischen Arbeitsmitteln, ist die Situation nicht mehr so eindeutig. Hauptschlussfolgerung der Studie war, dass FKW-Arbeitsmittel noch toleriert werden können, wenn es keine zumutbaren Alternativen mit natürlichen Arbeitsmitteln gibt. Dies aber nur unter den Bedingungen einer regelmässigen, strikten Dichtheitskontrolle während der ganzen Anlagelebensdauer und einem fachgerechten Arbeitsmittelrecycling vor der Entsorgung der Anlage. Gleichzeitig sollten die Herstellungsverfahren für die FKW-Arbeitsmittel verbessert werden {Frischknecht 1999, 2000, Zogg 2000b}.

Die Arbeitsmittelfrage hat unsere Wärmepumpentagung immer wieder aufgegriffen. So wurde jüngst mitgeteilt, dass der abgeschätzte **Umweltschaden** der Emissionen von

Arbeitsmitteln in der Schweiz **beträchtlich** sei. Er betrage etwa ein Drittel des Umweltschadens der Lösemittel-Emissionen [13]. Die Schweizer Gesetzgebung verbietet übrigens den Einsatz von in der Luft stabilen Arbeitsmitteln beispielsweise bei Klimaanlagen mit mehr als 600 kW Kälteleistungen ab Ende 2013 [14].

Verdampfer von Luft/Wasser-Wärmepumpen

Speziell in dicht überbauten Gebieten haben die Luft/Wasser-Wärmepumpen gelegentlich zu Beanstandungen infolge der **Geräuschentwicklung** geführt. Im Rahmen eines Forschungsprogramms wurden die Lärmquellen von Luft/Wasser-Systemen analysiert, und es wurden Richtlinien für Planer und Hersteller zur Konstruktion leiser Maschinen ausgearbeitet. Sie enthalten eine grosse Zahl zu ergreifender Einzelmassnahmen. Ihre Umsetzung in kommerziellen Luft/Wasser-Wärmepumpen hat bereits zu Erfolgen geführt {Beerhalter 2007}.

Der **Energiebedarf für das Abtauen von Wärmepumpen** mit Luft als Wärmequelle ist beachtlich, erreicht er doch etwa 10% des gesamten Bedarfs an elektrischer Energie. Eine Reduktion auf 5% liegt im Bereich des Möglichen. Zu Beginn des Vorhabens wurden die wichtigsten Abtaumethoden theoretisch analysiert {Hubacher und Ehrbar 2000}. Dann wurde in der zweiten Projektphase ein energetischer und ökonomischer Vergleich der Methoden vorgenommen {Bertsch et al. 2002}. Es wurden auch unkonventionelle Abtaulösungen wie Nutzen der Wärme aus dem Wärmeverteilsystem oder Abtauen mit Raumluft (Raumluftabtauung) untersucht. Überraschenderweise ergibt die Heissgasabtauung über eine Betriebsdauer von 15 Jahren etwa dieselben Gesamtkosten wie die Prozessumkehr. Sehr interessant ist das Abtauen durch Ventilatornachlauf und das Abtauen in Stillstandszeiten [15].

Bei einer **Lamellenluftkühler-Optimierung** (Verdampfer) durch Computersimulation mit gleichzeitigem Wärme- und Stofftransport in der Luft erwies sich die Reduktion des Luftvolumenstroms infolge Querschnittsverengung und damit grösserem Druckverlusts vielfach von grösserer Bedeutung als die Wärmeleitung durch Frost oder Eis [16]. Die Geometrie des Lamellenluftkühlers ist insbesondere auch für das energieeffiziente **Abtauen durch Ventilatornachlauf** wichtig. Die Wirksamkeit des Abtauens durch Ventilatornachlauf hängt nicht nur von der Temperatur sondern auch von der Luftfeuchtigkeit ab, weil das Abtauen durch die Kondensationswärme deutlich gefördert wird. Praktische Hinweise für die optimale Gestaltung von Lamellenluftkühlern werden in [17] zusammengestellt.

Erdwärmesonden

Als Baustein für Computersimulationen ganzer Wärmepumpensysteme mit Erdwärmesonden wurde das **Berechnungsmodul EWS** zur Berechnung der Temperatur des aus einer Sonde tretenden Wärmeträgers entwickelt. 1997 wurde es zunächst für Einzelsonden ausgearbeitet

{Huber 1997} und dann 1999 auf Erdwärmesondenfelder erweitert {Huber und Pahud 1999}. Dank der kurzen Rechenzeit des Moduls EWS erlaubt es die dynamische Computersimulation ganzer Wärmepumpenanlagen mit Erdwärmesonden auf Personal Computern. EWS wurde später in diverse Wärmepumpensimulationsprogramme implementiert und am Institut für Geophysik der ETH-Zürich validiert {Signorelli und Kohl 2002}.

Computersimulationen sind allerdings nur nützlich, wenn die benötigten **geothermischen Stoffwerte** hinreichend genau bekannt sind. Deshalb wurde 1998/1999 ein Computerprogramm entwickelt, welches die Abschätzung dieser Stoffwerte für das Schweizerische Mittelland ermöglicht. Es wurde 2006 überarbeitet und ergänzt {Leu 1998, Leu et al. 1999, 2006}.

Für Gebäude mit Wärmeleistungsbedarf über 100kW werden heute vorwiegend klassische Erdwärmesondenfelder eingesetzt. Die Bohrtiefe beträgt typischerweise 100 bis 200 Meter. Mit zunehmender Leistung nimmt die Anzahl Sonden zu, was zu höherem Flächenbedarf und höheren Anschlusskosten führt. Deshalb wurden an zwei Beispielen auch Sonden mit bis zu 500 m Bohrtiefe in Bezug auf Investitionskosten und Jahreskosten untersucht. Anstelle von 4 EWS mit 122 m Tiefe wurde eine **Sonde mit 400 bis 500 m Tiefe** als günstigere Lösung vorgeschlagen. Der Betrieb ist dann ohne Frostschutz möglich [18].

An der Fachhochschule Luzern wurde auf der Basis einer Computersimulation eine **CO_2-Erdwärmesonde** vorgeschlagen, welche nach dem **Prinzip eines Thermosiphons** funktioniert. Die Jahresarbeitszahlen könnten damit im Vergleich zu Sole-Sonden um 15-25% verbessert werden (Wegfall der Umwälzpumpe 6 - 13 %, Druckverlust Saugleitung 0.5 %, höhere Verdampfungstemperatur 10 - 13 %). Zudem erfolgt im Vergleich zu Sole-Sonden ein gleichmässigerer Wärmeentzug über die Höhe. Problematisch dürfte der grosse Durchmesser infolge der Flutgrenze (41 mm für 7.5 kW Entzugsleistung) sein [19].

Eine detaillierte Untersuchung der Nützlichkeit einer **Sommerregeneration** einzelner Erdwärmesonden und ganzer Erdwärmesondenfelder **durch thermische Solaranlagen** zeigte ein ernüchterndes Ergebnis. Bei Einzelsonden vermag der durch die Regeneration bewirkte Mehrertrag nicht einmal die dafür benötigte Umwälzpumpenergie zu kompensieren. Die Sommerregeneration ist höchstens für stark belastete Erdwärmesondenfelder von Interesse {Hässig et al. 1998}. Eine umfassende Antwort zur Nachhaltigkeit von Erdwärmesondenanlagen findet man in {Signorelli et al. 2005}.

Abwasser als Wärmequelle

Wärme aus Abwasserkanälen ist eine interessante Wärmequelle. In den 1990er Jahren hat U. Studer seine Abwasserkanal-Wärmeübertrager „Rabtherm" eingeführt. Diese **Wärmeübertrager** werden in der **Bodenzone der Kanalisationsrohre** eingebaut: Bild 8. Das System "Rabtherm" wurde in der Schweiz schon in mehreren Pilotinstallationen erprobt. Im Stadium Bachgraben-Basel funktioniert es bereits seit 25 Jahren problemlos {Müller 2005}. Auch in der Anlage in Binningen, welche 2001 installiert wurde, sind bisher keine Belagsbildungen bekannt geworden. In Zürich-Wipkingen wurden

1999 durch die Elektrizitätswerke der Stadt Zürich EWZ Rabthermelemente mit einer Gesamtlänge von 200 m installiert. Sie dienen als Wärmequelle zur Wärmepumpenbeheizung von 900 Wohnungen. Hier traten einige Probleme durch die Bildung eines Biofilms auf den Wärmeübertrageroberflächen auf. Diese wurden in einem BFE-Forschungsprojekt analysiert und als Gegenmassnahmen wurden Empfehlungen zur Fliessgeschwindigkeit und zur Oberflächenbehandlung ausgearbeitet {Wanner 2004}.

Bild 8: *Rabtherm-Abwasserkanalelemente {Müller 2005}*

Der Wärmeentnahme aus Abwasser sind allerdings Grenzen gesetzt, da die Reinigungsleistung von ARA mit abnehmender Temperatur schlechter wird.

Mittlerweile wurde die Fachwelt auch im Ausland bis hin nach Japan, Taiwan oder China auf diese Möglichkeiten zur Beheizung und Kühlung von Gebäuden sowie das Know-how in der Schweiz aufmerksam. [20] gibt einen Überblick über den internationalen Stand der Technik und der Wirtschaftlichkeit der Anlagen.

Gereinigtes Abwasser - kalter Wärmeverbund

Anstatt Wärme über ein konventionelles Fernwärmesystem mit trotz teurer thermischer Isolation hohen Wärmeverlusten zu transportieren, wird beim kalten Wärmeverbund Abwärme tiefer Temperatur durch einfache Rohrleitungsnetze zu den Verbrauchern transportiert. Dort wird das Niedrigtemperaturwasser von Wärmepumpen als Wärmequelle genutzt. Diese liefern dann die Nutzwärme mit der gewünschten Temperatur. Solche kalte Wärmeverbünde können kostengünstiger sein als konventionelle Fernwärmesysteme.

1995 wurde in Muri ein erster solcher kalter Wärmeverbund mit gereinigtem Abwasser aus einer Abwasserreinigungsanlage und kostengünstigen Kunststoffrohren realisiert. Bei einer totalen Heizleistung von 2.4 MW wurde mit den angeschlossenen Wärmepumpen eine mittlere Jahresarbeitszahl von 3.1 erreicht. Bis 2008 wurden etwa 50 weitere Abwasserwärmepumpen nach diesem Prinzip realisiert und der kalte Wärmeverbund wurde zu einer konkurrenzfähigen Technologie. Mit den angeschlossenen Wärmepumpen wurden Jahresarbeitszahlen bis 5 gemessen. Abwasser hat in der Schweiz das Potenzial, über

Wärmepumpen bis zu 15% der an die Kanalisation angeschlossenen Gebäude zu beheizen {Müller 2005}.

Feldanalyse installierter Wärmepumpenheizungen

Eine effiziente Wärmepumpe garantiert noch keine effiziente Wärmepumpenheizung. Diese besteht aus vielen, voneinander abhängigen Komponenten: Bild 9. Von der Wärmequelle bis zur Wärmeverteilung in die einzelnen Räume kann deshalb Manches schief gehen.

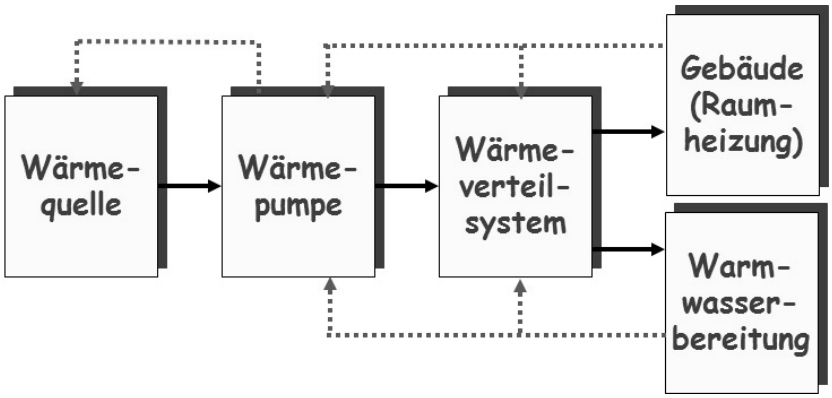


Bild 9: *Komponenten eines Wärmepumpenheizungssystems.*

Das Bundesamt für Energiewirtschaft beschloss deshalb 1995, eine umfassende systematische Feldanalyse ausgeführter Wärmepumpenheizsysteme durchführen zu lassen. Ziele des Vorhabens FAWA (Feldanalyse Wärmepumpen) waren die Aufdeckung von Systemschwächen und die Ermittlung der besten Wärmepumpensysteme. Von 1996 bis 2003 wurden unter der Leitung von P. Hubacher total 236 Wärmepumpensysteme im Heizleistungsbereich bis 20 kW ausgemessen. Insgesamt wurden 1.3 Millionen Betriebsstunden oder 740 Betriebsjahre messtechnisch erfasst. Dabei ergaben sich für Luft/ Wasser-Systeme eine mittlere Jahresarbeitszahl von 2.6 und für Sole/Wasser-Systeme mit Erdwärmesonden eine solche von 3.4 {Hubacher et al. 2004}.

Die 20 besten Anlagen (8.5% der total geprüften Anlagen) wurden näher analysiert. Sie erreichten bei den Luft/Wasser-Systemen eine mittlere Jahresarbeitszahl von 3.1 (mit einem Maximalwert von 3.4) und bei den Sole/Wasser-Systemen mit Erdwärmesonden eine mittlere Jahresarbeitszahl von 5.0 (mit einem Maximalwert von 5.6!). Diese Werte lagen deutlich über den Mittelwerten aller gemessenen Anlagen. Dabei waren diese „Meisteranlagen“ keineswegs exotische, sondern einfach streng nach bekannten Richtlinien ausgelegte Anlagen. Bei den Sole/Wasser-Systemen mit Erdwärmesonden gab es durch eine sorgfältige Optimierung des Wärmeträgervolumenstroms durch die Sonden sehr deutliche Verbesserungen. Sehr hohe Effizienzwerte erzielten die Erdwärmesondenanlagen mit reinem Wasser anstelle von „Sole“ (Wasser-Ethylenglykol-Mischung). In einem Fall wurde dadurch eine Verbesserung der Leistungszahl um 24% beobachtet. Die Verwendung von reinem Wasser als Wärmeträger ist allerdings infolge des Einfrierrisikos nur bei sehr sorgfältiger Erdwärmesondenauslegung

möglich. Weiter ist bemerkenswert, dass ein hoher Anteil der Bestanlagen Wärmepumpen mit Propan als Arbeitsmittel besitzt {Nani et. al 2005}.

Hydraulische Schaltungen

Auf der Grundlage einer ausführlichen Evaluation der häufigsten hydraulischen Standardschaltungen für Einfamilienhäuser mit einem Heizleistungsbedarf bis 25 kW wurden in Zusammenarbeit mit den wichtigsten Wärmepumpenanbietern **sieben Standardschaltungen** identifiziert. Sie wurden aufgrund der Kriterien hoher Energieeffizienz, hoher Verlässlichkeit und einfacher praktischer Realisierbarkeit ausgewählt. Die sieben Standardschaltungen (wovon eine zur Integration thermischer Solaranlagen) decken Luft und Erdboden als Wärmequelle, unterschiedliche Temperaturniveaus der Wärmeverteilsysteme, kombinierte Raumheizung und Warmwasserbereitung ab. Sie wurden durch Computersimulationen untersucht und optimiert. Die Resultate wurden in eine Schritt-für-Schritt-Planungsrichtlinie zur direkten Anwendung in der Praxis komprimiert. Diese Planungsrichtlinien bringen eine deutliche Reduktion der verwirrenden Zahl existierender Schaltungen. Sie erlauben die Auslegung effizienter und kostengünstiger Wärmepumpensysteme mit einem minimalen Planungsaufwand. Dies begünstigt auch eine gute Qualitätssicherung und erleichtert den Vergleich von Offerten verschiedener Hersteller {Afjei et al. 2002, Gabathuler et al. 2002b}.

Inzwischen haben die Standardschaltungen von 2002 einige Ergänzungen erfahren. Als „Gegenmittel“ zur Diskrepanz zwischen benötigter und von Luft/Wasser-Wärmepumpen gelieferter Vorlauftemperatur im Ein-/Aus-Betrieb wurde in [21] eine **aussentemperaturgeführte Volumenstromregelung** im Speicherladekreis vorgeschlagen. Die Jahresarbeitszahl entsprechender Anlagen lässt sich damit rund 10% steigern. Die **Warmwasserbereitung mit Wärmepumpen** wird immer häufiger. Lösungen für eine tägliche, einstündige Erhitzung des Warmwassers im Speicher auf 60°C und an den Zapfstellen >= 50°C wurden vorgeschlagen und der Antilegionellen-Ladebetrieb mittels sekundärseitiger Speicherladeregelung wurde optimiert [22, 23].

Die Warmwasserbereitung mit Wärmepumpen und die **Verteilung des Warmwassers in Mehrfamilienhäusern** über Zirkulationssysteme und elektrische Begleitheizungen wurden in [24] theoretisch und messtechnisch untersucht. Herkömmliche Zirkulationssysteme erwiesen sich bei optimaler Auslegung und Installation bei grösseren Überbauungen als gute Lösung. Bei kleineren Überbauungen zeichnen sich leichte Vorteile für elektrische Begleitheizungen ab.

Zur optimalen **Einbindung solarthermischer Anlagen** in Wärmepumpenheizungssysteme bedarf die dazu vorgeschlagene Standardschaltung weiterer Abklärungen und Ergänzungen. Diese werden im Rahmen internationaler Projekte (IEA Annex 38) bearbeitet [25]. Speziell auf die dazu geeigneten Kombispeicher wird in [26] eingegangen. Auf Grund der Messresultate wurden verschiedene Varianten der hydraulischen und regeltechnischen

Integration der Wärmepumpe in das System simuliert und miteinander verglichen. Varianten mit ungünstig gewählter Hydraulik und/oder Regelung führten zu einem erhöhten Bedarf an elektrischer Energie von bis zu 47% (>1000 kWh/a) gegenüber einer guten Variante mit gleicher Wärmepumpe, gleichem Speicher und gleichem Kollektorfeld.

Wärmepumpentest für kombinierte Heizung und Warmwasser

Im Zuge eines energieeffizienteren Bauens nimmt der Anteil des Wärmebedarfs für die Warmwasserbereitung gegenüber jenem für die Raumheizung stetig zu. Die Warmwasserbereitung erreicht heute einen Anteil von 10% bis 50% des gesamten Jahreswärmebedarfs. Es wurde deshalb immer dringender, einen Wärmepumpentest durchzuführen, welcher die Gesamteffizienz für kombinierte Raumheizung und Warmwasserbereitung liefert. Auf die Initiative des Autors wurde deshalb 2002 ein internationales Vorhaben als **Annex 28 des IEA Wärmepumpenprogramms** gestartet. Projektziel war ein neues Testverfahren, welches die nötigen Daten und Methoden zur korrekten Berechnung der Jahresarbeitszahl kombinierter Heizungs-Warmwasser-Systeme ermöglicht. Das Bilanzgebiet umfasst dabei die Wärmepumpe, den Boiler (oder Durchlauferhitzer) und optionale Zusatzerwärmer für die Spitzendeckung: Bild 10. Die Arbeiten wurden inzwischen abgeschlossen. Die Ergebnisse sind bereits in die aktuelle EU-Richtlinie zur Energieeffizienz von Gebäuden EPBD eingeflossen. Die Typenprüfung wird im Rahmen der Europäischen Normenorganisation CEN weiter verfolgt [27].

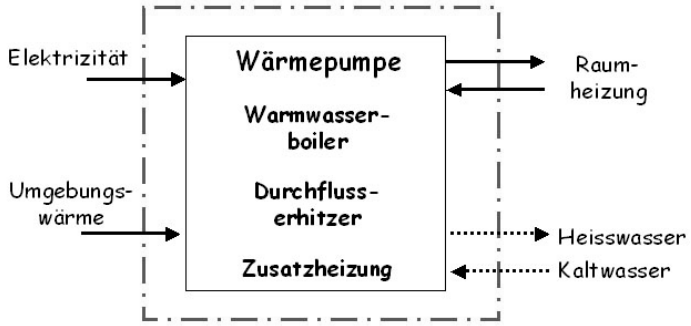


Bild 10: *Bilanzgrenzen für den Test von Wärmepumpen mit kombinierter Raumheizung und Warmwasserbereitung ([1], Bild 8-27)*

Regelung, Fernbedienung und Fehlerdiagnose

Um 1990 kam die **digitale Regelung** auf. Mikrocomputer ermöglichten, Regler mit komplizierteren Konzepten wie dem modellbasierten Ansatz zu programmieren und ganze Prozesse zu automatisieren. Nur wenig später folgte das Zeitalter der Datenkommunikation über längere Distanzen. Die Mensch-Maschinen-Kommunikation wurde damit auf eine völlig neue Ebene gehoben. Die Fernüberwachung und dann die **Fernbedienung** über Modems wurden möglich. **Neue Diagnosemethoden** ermöglichten einen Übergang vom periodischem

Unterhalt zu einem Unterhalt nach effektivem Bedarf. All dies führte zu einer deutlichen Verbesserung der Verlässlichkeit und Effizienz des Anlagenbetriebs und zu einer Reduktion der Unterhaltskosten. Schliesslich wurden all diese Entwicklungen durch das **Internet** enorm beschleunigt.

Der übliche Ein/Aus-Betrieb zur Heizleistungsregulierung von Wärmepumpen ergibt oft zu häufige Ein- und Ausschaltvorgänge mit zu kurzen Betriebsperioden. Dies hat nicht nur eine geringere Effizienz, sondern auch eine Beeinträchtigung der Lebensdauer der Wärmepumpen zur Folge. Deshalb wurde an der ETH-Zürich die **modellbasierte Pulsbreitenmodulation** entwickelt und getestet. Grundidee dieses neuen Konzepts ist die volle Nutzung der thermischen Trägheit von Gebäude und zentralem Wärmeverteilsystem zum Erreichen möglichst langer Wärmepumpenbetriebszeiten ohne merklichen Komfortverlust. Gegenüber der herkömmlichen, aussentemperaturgeführten Rücklauftemperaturregelung (ARL) ergaben sich mit der Pulsbreitenmodulation bei vergleichbarem Komfort in den beheizten Räumen zahlreiche Vorteile: Höherer Niedertarifanteil, längere Wärmepumpenlaufzeiten, Ausschalten der Umwälzpumpe zwischen den Pulsen, einfache Einknopfeinstellung {Gabathuler et al. 1998, 2002a, Shafai et al. 1999, 2002}.

Während dem Betrieb einer Wärmepumpe können Fehler, wie die Belagsbildung auf Wärmeübertrageroberflächen (Fouling), Komponentenversagen oder Arbeitsmittelverlust durch Leckage auftreten. Diese Fehler reduzieren die Effizienz der Wärmepumpe bereits in einem frühen Stadium. Um sie auch früh zu erkennen, wurde ein **Diagnosesystem** entwickelt und auf dem Wärmepumpenprüfstand getestet. Mit diesem werden die Parameter einer Wärmepumpe laufend identifiziert und während dem Betrieb klassifiziert. Damit ist eine **laufende Überwachung der optimalen Funktion** einzelner Komponenten einer Wärmepumpenanlage möglich geworden. Dies erlaubt es, anstelle eines periodischen Wärmepumpenservices auf einen **gezielten Unterhalt nach Bedarf** überzugehen. Das entwickelte Diagnosesystem kann auch für Kältemaschinen angewendet werden {Zogg und Shafai 2001, Zogg et al. 2001, 2005}. Es wird zur Zeit in einem laufenden KTI-Projekt in Zusammenarbeit mit einem Industriepartner an der Fachhochschule Nordwestschweiz weiter entwickelt.

Energie-Contracting

Bei Heizleistungen über 50 kW wird die Wärmepumpenheizung auf der Basis des Energie-Contractings immer populärer. Es verlagert das Risiko vom Nutzer zum Vertragspartner. Die grössten Energie-Kontraktoren in der Schweiz sind die Elektrizitätswerke des Kantons Zürich (EKZ) und der Stadt Zürich (EWZ). Nachfolgend sei ein interessantes Beispiel dazu erwähnt:

2006 wurde für das Palace Hotel (Bild 11) und das Schulgebäude “Grevas” in St.Moritz ein Wärmepumpenheizungssystem mit dem St.Moritzer See als Wärmequelle gebaut. Das Engadin gehört zu den Regionen mit den tiefsten Wintertemperaturen. Die mittlere Januartemperatur erreicht in St.Moritz nur rund –10°C. Deshalb ist hier besonders auf eine

effiziente Raumheizung zu achten. Die neue Ammoniak-Wärmepumpe mit einer Jahreswärmeproduktion von 4'000 MWh deckt 80% des Bedarfs des Hotel Palace und 70% des Wärmebedarfs der Schule. Während die Oberfläche des St.Moritzer Sees mit einer bis zu 75 cm dicken Eisschicht bedeckt ist, beträgt die Wassertemperatur an der Entnahmestelle für die Wärmepumpe im Winter etwa 4°C. Obwohl die erforderliche maximale Heizungsvorlauftemperatur 70°C beträgt, erreicht die Wärmepumpe noch eine Jahresarbeitszahl von rund 3. Die Anlage wurde durch die Elektrizitätswerke der Stadt Zürich EWZ im Contracting-Verfahren gebaut. Sie wird in der EWZ-Zentrale in Zürich überwacht und vollständig ferngesteuert {Dubacher 2007}.

Bild 11: *Hotel Palace in St.Moritz mit dem eisbedeckten See (rechts im Bild) als Wärmequelle {Dubacher 2007}*

Qualitätssicherung

Der Erfolg der Wärmepumpen ist nicht nur auf technische Entwicklungen zurückzuführen. Ohne umfassende Massnahmen zur Qualitätssicherung wäre er nie eingetreten. Näheres dazu findet man in [1], Abschnitt 8.2.5 und aktuell bei [www.fws.ch]. Auf die umfassende Feldanalyse ausgeführter Wärmepumpenanlagen wurde oben bereits eingegangen. Aus Platzgründen können die weiteren Massnahmen nur kurz aufgezählt werden:

- Wärmepumpen-Testzentrum mit laufend publizierten Testresultaten [www.wpz.ch]
- Gütesiegel für Wärmepumpen
- Gütesiegel für Erdwärmesondenbohrfirmen
- Ausbildung der Installateure – Zertifikat für FWS-Fachpartner
- Wärmepumpendoktor

Quellen

{…} Angaben zu diesen Referenzen aus Platzgründen in [1],S.105/119.

Die **Tagungsbände früherer Jahre** können als pdf-Files wie folgt heruntergeladen werden: www.bfe.admin.ch/forschungwkk/index.html?lang=de → Datenbanken → Datenbank Forschungsprogramme Wärmepumpen und Kälte → „Tagung“ eingeben

[1] Zogg, M.: Geschichte der Wärmepumpe - Schweizer Beiträge und internationale Meilensteine, Bundesamt für Energie, Bern 2008.
Gratisdownload ab www.zogg-engineering.ch/publi/GeschichteWP.pdf
oder
www.bfe.admin.ch/dokumentation/energieforschung/index.html?lang=de&publication=9824
Gedruckte Version: 1. Aufl., Zogg Verfahrens- und Energietechnik, Oberburg 2009, ISBN 978-3-033-02154-9 (zu beziehen bei www.fws.ch).

[2] Eggenberger, H.J.: Stetig geregelte Sanierungs-Wärmepumpe „PIONEER“, Tagungsband 2005, S.69/76.

[3] Gasser, L.,Wellig, B.,Hilfiker, K.: Mit Exergie-Analyse das Verbesserungspotenzial von Luft- Wasser-Wärmepumpen aufzeigen, Tagungsband 2007, S.87/97.

[4] Friedl,M.: Exergieanalyse der Propan-Wärmepumpe im Schulhaus Limmat in Zürich, Tagungsband 2009, S.75/88.

[5] Gasser, L., Wellig, B.: Effiziente Heizsysteme mit leistungsgeregelten Luft/Wasserwärmepumpen, Tagungsband 2012, S.16/29.

[6] Gasser, L.,Wyssen, I.,Brun, A.,Wellig, B.: Leistungsgeregelte Wärmepumpen - Erfahrungen und Potenzial, Tagungsband 2013, S.79/93.

[7] Wyssen, I., Gasser, L., Wellig, B.: Effiziente Niederhub-Wärmepumpen und – Klimakälteanlagen, Tagungsband 2013, S.22/35.

[8] Demierre, J., Favrat, D.: Pompe à chaleur tritherme à double cycle de Rankine et groupe turbine-compresseur sans huile, Tagungsband 2012, S.114/127.

[9] Wemhöner, C., Kluser, R.: Wärmepumpenkonzepte für Nullenergiegebäude (IEA HPP Annex 40), Tagungsband 2013, S.94/107.

[10] Schiefelbein, K., Friedl, M.: CO_2-Wärmepumpe für Heiz- und Gebrauchswarmwasser, Tagungsband 2005, S.103/114.

[11] Anstett, P.: Mesures des données énergétiques d’une pompe à chaleur air/eau au CO_2 (R744) pour préparation d’eau chaude sanitaire dans un hôpital, Tagungsband 2007, S.65/74.

[12] Stauffer, D.: Ammoniak-Kleinwärmepumpe mit hohem Temperaturhub, Tagungsband 2005, S.93/102.

[13] Liechti, J.: Entwicklung und Problematik bei den Kältemitteln, Tagungsband 2012, S.53/59.

[14] Gerber, R.: Natürliche Kältemittel als Lösung für die Umweltproblematik synthetischer Kältemittel, Tagungsband 2013, S.36/49.

[15] Hubacher, P., Ehrbar, M.: Abtauen – Erkenntnisse aus Prüf- und Feldmessungen, Tagungsband 2005, S.31/48.

[16] Sahinagic, R., Imholz, M., Berlinger, L., Huber,H., Hilfiker,K.: Luftkühler-Optimierung mit Reduktion der Eis- und Frostbildung – LOREF, Tagungsband 2005, S.19/30.

[17] Wellig, B., Albert, M., Hilfiker, K.: Effiziente Luft-Wasser-Wärmepumpen trotz Eis & Frost – Projekt LOREF, Tagungsband 2007, S.99/113.

[18] Rognon, F.: Meilleure valorisation de la géothermie par des sondes géothermiques profondes, Tagungsband 2012, S.129/138.

[19] Wellig, B., Grüniger, A.: Potential von CO_2-Erdwärmesonden, Tagungsband 2010, S.140/151.

[20] Müller, E.A., Kernen, M., Kobel, B.: Einsatz der Abwasserwärmenutzung - Grenzkriterien und Wirtschaftlichkeit, Tagungsband 2011, S.98/107.

[21] Hubacher, P., Ehrbar, M.: Witterungsgeführter Massenstrom im Ladekreis, Tagungsband 2009, S.130/142.

[22] Gabathuler, H.R., Mayer, H.: Optimierte Warmwasserbereitung mit Wärmepumpen, Tagungsband 2007, S.115/130.

[23] Gabathuler, H.R., Mayer, H., Baumgartner, Th.: Warmwasserbereitung mit Wärmepumpe und sekundärseitiger Laderegelung, Tagungsband 2009, S.102/116.

[24] Bertsch, S., Vetsch, B., Gschwend, A.: Optimierte Warmwasser-Produktion mit Wärmepumpen im Mehrfamilienhaus, Tagungsband 2012, S.31/42.

[25] Afjei, Th., Dott, R., Genkinger, A.: Wärmepumpe und Solarthermie – Kurzberichte zu den Projekten SOFOWA und EFKOS, Tagungsband 2012, S.76/87.

[26] Haller, M., Haberl, R., Frank, E.: Integration von Kombispeichern in Solar-Wärmepumpenanlagen, Tagungsband 2013, S.118/130.

[27] Wemhöner,C.: IEA HPP: Berichte aus dem Annex 28 und Annex 32, Tagungsband 2007, S.19/30.

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	Fachvereinigung 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
RL	Rücklauf
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)
W/W	Wasser/Wasser

Nützliche Adressen

Leiter BFE-Forschungsbereich Wärmepumpen und Kälte

Martin Pulfer
Postfach
CH-3003 Bern
Tel. 031 322 49 06
martin.pulfer@bfe.admin.ch

Leiterin BFE-Marktbereich Wärmepumpen und Kälte

Rita Kobler
Postfach
CH-3003 Bern
Tel. 031 323 30 14
rita.kobler@bfe.admin.ch

www.bfe.admin.ch oder www.energie-schweiz.ch: Alles über das Bundesamt für Energie und EnergieSchweiz (Informationen über Wärmepumpen-Forschung unter www.bfe.admin.ch/forschung/waermepumpe)

Programmleitung Forschung und Entwicklung

Stephan Renz
Beratung Renz Consulting
Elisabethenstrasse 44
CH-4010 Basel
Tel. 061 271 76 36
renz.btr@swissonline.ch

Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz FWS

Stephan Peterhans, Geschäftsführer, stephan.peterhans@fws.ch
Antonio Milelli, Leiter Informationsstelle, antonio.milelli@fws.ch

- Informationsstelle Wärmepumpen, Steinerstrasse 37, CH-3006 Bern, info@fws.ch
- Centre d'information pour les pompes à chaleur, Rue du Four 11, CH-1400 Yverdon-les Bains, 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, www.app-si.ch

Wärmepumpen-Testzentrum WPZ

Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs NTB
Werdenbergstrasse 4
9471 Buchs SG
Tel. 081 755 33 50
wpz@ntb.ch
www.wpz.ch

Aktion
Warmwasser-Wärmepumpe
Unterstützung
CHF 600.–

Sparen Sie mit einer Warmwasser-Wärmepumpe Energie und Kosten

Ersetzen Sie Ihren Elektroboiler durch eine Warmwasser-Wärmepumpe. Wir unterstützen Sie dabei mit CHF 600.–. So sparen Sie Strom, entlasten Ihr Budget und bereiten Ihr Warmwasser umweltschonend auf.

Weitere Informationen, die Lieferantenliste sowie das Antragsformular finden Sie hier: **www.bkw.ch/aktionwp oder Tel. 0844 121 113.**

BKW

ProKilowatt

Unterstützt durch das Förderprogramm ProKilowatt
unter der Leitung des Bundesamtes für Energie