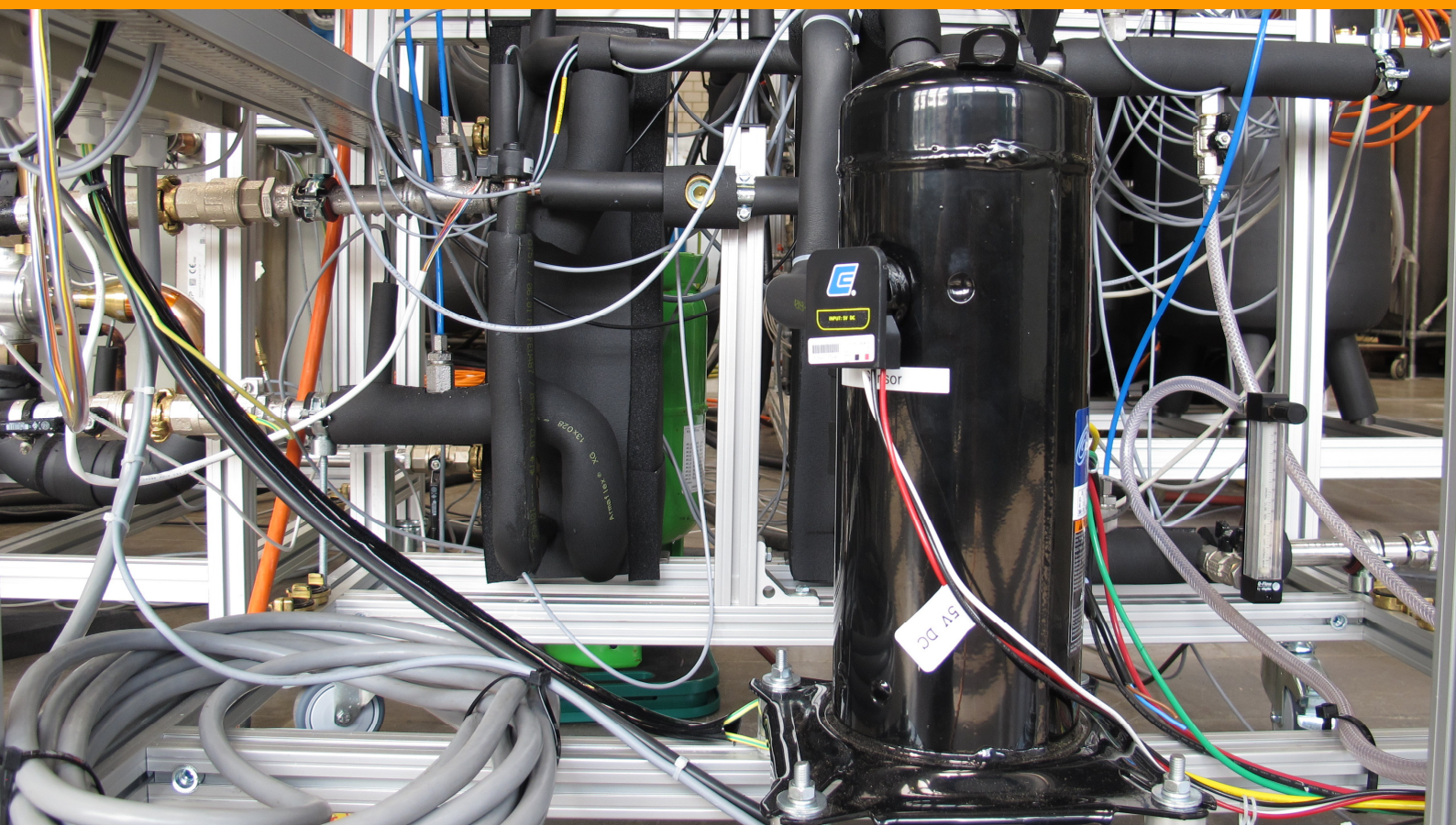


News aus der Wärmepumpen-Forschung

Kombination von WP mit Sonne: Theorie und Praxis
Strom: Eigenverbrauch oder Netzentlastung?
Gaswärmepumpen: Stand der Technik

Mittwoch, 17. Juni 2015 HTI Burgdorf



21. 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

Kombination von WP mit Sonne: Theorie und Praxis
Strom: Eigenverbrauch oder Netzentlastung?
Gaswärmepumpen: Stand der Technik

Tagungsband zur
21. Tagung des Forschungsprogramms
Wärmepumpen und Kälte

17. Juni 2015
Berner Fachhochschule
HTI Burgdorf

Herausgeber
Bundesamt für Energie (BFE)



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Bundesamt für Energie BFE

News aus der Wärmepumpen-Forschung	21. Tagung des BFE-Forschungsprogramms «Wärmepumpen und Kälte» 17. Juni 2015, HTI Burgdorf	Seite 2
------------------------------------	--	----------------

Impressum

Datum: Juni 2015

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

***Wärmepumpen** sind hocheffiziente aber auch hochsensible Wärme- bzw. Kälteerzeugungsanlagen. **Hocheffizient**, weil sie mit geringem Einsatz von hochwertiger Energie wie Elektrizität eine sonst nicht nutzbare – und oft erneuerbare – Wärmequelle «veredeln» und für vielfältige Anwendungen nutzbar machen. **Hochsensibel** sind die Anlagen, weil für eine hohe Effizienz ein möglichst kleiner Temperaturhub erforderlich ist und die Temperaturen durch vielfältige Faktoren beeinflusst werden.*

Die Herausforderungen an die Systeme – insbesondere in der Kombination mit Solarthermie, Photovoltaik oder beiden zusammen – sind nach wie vor gross. Dazu gehören die Auslegung und die gewählte Regelstrategie, die hydraulische Schaltung aber auch die Auswahl der Komponenten und die Installation sowie der Betrieb der Anlage. Neu dazu kommt der Wunsch, den selber produzierten Strom möglichst vollständig mit der eigenen Wärmepumpe zu nutzen oder diese als „Stromsenke“ für die Nutzung von Überschussstrom aus dem Netz einzusetzen. Daraus entstehen Fragen nach dem geeigneten Wärmespeicher, dem Temperaturregime und dem Einsatz der Leistungsregulierung.

*An der **21. Wärmepumpentagung** werden Sie wiederum vertiefte Einblicke in diese und weitere Themen erhalten. Zahlreiche vom BFE geförderte Forschungsprojekte werden präsentiert und aktuelle Informationen von Herstellern und Planern vermittelt. Zudem wird Thomas Novak von der European Heat Pump Association ein Referat über die Entwicklung der Wärmepumpen im europäischen Umfeld halten und Peter Schossig vom Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme wird über Gaswärmepumpen berichten.*

*Nutzen Sie die Gelegenheit sich an diesem Anlass informieren zu lassen. Die Tagung bietet Ihnen auch Gelegenheit, sich mit Forschenden sowie mit Herstellern, Planern und Installateuren auszutauschen und in Diskussionen Ihre Meinung einzubringen. Die Burgdorfer Wärmepumpentagung ist das **Treffen der Schweizer Wärmepumpenszene**.*

Stephan Renz

Leiter Forschungsprogramm Wärmepumpen und Kälte

Martin Pulfer

Bereichsleiter Forschung

Avant-propos

Nouvelles de la recherche sur les pompes à chaleur

*Les **pompes à chaleur** sont des appareils à haut rendement et également des installations de production de chaleur resp. de froid ultrasensibles. **Très efficaces**, car en utilisant un peu d'énergie de haute qualité, telle que l'électricité, elles permettent d'« apprêter » une source de chaleur - souvent renouvelable - qui resterait sans cela inexploitable, puis de la rendre exploitable pour diverses applications. Ces installations sont **très sensibles**, car pour obtenir une haute efficacité, une courbe de température aussi réduite que possible est requise et celles-ci sont soumises à l'influence de différents facteurs.*

Les exigences posées aux systèmes - en particulier en combinaison avec la thermie solaire, la photovoltaïque ou les deux ensemble - sont grandes, comme auparavant. La conception et la stratégie de régulation sélectionnée, le circuit hydraulique, le choix des composants et l'installation ainsi que son exploitation en font partie. A cela vient s'ajouter le souhait d'utiliser au maximum le courant produit par la propre pompe à chaleur, ou d'utiliser celle-ci comme « consommateur de courant » dans l'exploitation du surplus d'électricité du réseau. Il en résulte des questions relatives à l'accumulateur de chaleur approprié, au régime des températures et à l'utilisation de la régulation de puissance.

*Lors de la **21^{ème} journée de la pompe à chaleur**, vous obtiendrez à nouveau des informations détaillées sur ces thèmes et d'autres. De nombreux projets de recherche encouragés par l'OFEN, seront présentés et des informations actuelles de fabricants et de concepteurs transmis. En outre, Thomas Novak de la European Heat Pump Association présentera un exposé sur le développement des pompes à chaleur dans l'environnement européen, et Peter Schossig du Fraunhofer Institut pour systèmes énergétiques solaires, informera sur les pompes à chaleur à gaz.*

*Saisissez l'occasion de vous informer lors de cette rencontre. La journée vous offre également l'opportunité d'échanger des idées avec des chercheurs ainsi qu'avec des fabricants, concepteurs et installateurs, et de donner votre opinion lors dans le cadre des discussions. La journée de la pompe à chaleur de Berthoud est la **journée de la scène suisse des pompes à chaleur**.*

Stephan Renz

Responsable recherche Pompes à chaleur et froid

Martin Pulfer

Responsable recherche

Referenten

Thomas Nowak

Dipl. Kfm.
European Heat Pump Association (EHPA)
Renewable Energy House
Rue d'Arlon 63-67
B-1040 Brussels
thomas.nowak@ehpa.org

Olivier Meile

Bereichsleiter Gebäude
Bundesamt für Energie
Sektion Gebäude
CH-3003 Bern
olivier.meile@bfe.admin.ch

Thomas Afjei

Prof., Dr. sc. techn. ETH
Fachhochschule Nordwestschweiz, Hochschule für Architektur,
Bau und Geomatik
Institut Energie am Bau
Sankt Jakob-Strasse 84
CH-4132 Muttenz
thomas.afjei@fhnw.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

Jacques Bony

Ing. HES
HEIG-VD (LESBAT)
Avenue des Sports 20
CH-1401 Yverdon-les-Bains
jacques.bony@heig-vd.ch

Michael Eschmann

Dipl. Ing. FH
NTB Hochschule für Technik Buchs
Institut für Energiesysteme
Werdenbergstrasse 4
CH-9471 Buchs
michael.eschmann@ntb.ch

Peter Schossig

Dr. Ing.
Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE
Division Thermal Systems and Buildings
Department thermally active materials and solar cooling
Heidenhofstrasse 2
D-79110 Freiburg
peter.schossig@ise.fraunhofer.de

David Zogg

Prof., Dr. sc. techn.
Fachhochschule Nordwestschweiz – Hochschule für Technik
Institut für Automation
Klosterzelgstrasse 2
CH-5210 Windisch
david.zogg@fhnw.ch

Jörg Worlitschek

Prof., Dr. sc. techn.
Hochschule Luzern – Technik & Architektur
CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik
Technikumstrasse 21
CH-6048 Horw
joerg.worlitschek@hslu.ch

Lukas Gasser

Dipl. Ing. FH
Hochschule Luzern – Technik & Architektur
CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik
Technikumstrasse 21
CH-6048 Horw
lukas.gasser@hslu.ch

Stefan Bertsch

Prof. Ph. D.
NTB Hochschule für Technik Buchs
Institut für Energiesysteme
Werdenbergstrasse 4
CH-9471 Buchs
stefan.bertsch@ntb.ch

Michele Zehnder

Dr., Teamleiter Entwicklung Wärme
CTA AG
Hunzikenstrasse 2
CH-3110 Münsingen
michele.zehnder@cta.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

Entwicklung Wärmepumpenmarkt in Europa	9
Technologie, Absatz, Trends und Gesetze Thomas Nowak	
Energiestrategie 2050 und Mustervorschriften der Kantone im Energiebereich (MuKEu): Chancen für Wärmepumpen?	18
Olivier Meile	
Kombination von Solarthermie, Photovoltaik und Wärmepumpen	29
(IEA HPP Annex 38) Thomas Afjei	
Source froide solaire pour une PAC : retour d'expérience sur un complexe résidentiel	45
Floriane Mermoud	
AquaPacSol: Couplage des capteurs solaires pour l'eau chaude sanitaire	61
Jacques Bony	
Effizienzmessungen von Wärmepumpen für Trinkwarmwassererzeugung	75
Michael Eschmann	
Gaswärmepumpen, Stand der Technik und Energieeffizienz	89
(IEA HPP Annex 34 und 43) Peter Schossig	
OPTEG - Regelstrategien für die Optimierung des Eigenverbrauchs in Gebäuden	101
David Zogg	
Entwicklung einer optimalen Einheit aus Wärmepumpe und thermischem Energiespeicher	115
Jörg Worlitschek	
Potential der Leistungsregelung von Sole/Wasser-Wärmepumpen	130
Lukas Gasser	
HEXModul All-In-One: Kombiniertes Lüftungs- und Wärmepumpensystem mit hoher Energieeffizienz	145
Stefan Bertsch	
Herausforderung an die Wärmepumpen-forschung aus der Sicht der CTA	157
Michele Zehnder	
Abkürzungsverzeichnis	167
Nützliche Adressen	168

Thomas Nowak, Dipl.-Kfm.
European Heat Pump Association (EHPA)
Renewable Energy House, Rue d'Arlon 63-67
B-1040 Brussels
thomas.nowak@ehpa.org
www.ehpa.org

Entwicklung Wärmepumpenmarkt Europa: Technologien, Absatz, Trends, Gesetze

Der Wärmepumpenmarkt in Europe hat in 2014 den leichten Wachstumstrend der vergangenen Jahre bestätigt. Dies zeigt die Auswertung der vorläufigen Zahlen durch den Europäischen Wärmepumpenverband EHPA.¹

Nachdem im Jahr 2008 mit 804 457 Einheiten der bisherige Höchststand erreicht wurde, stagnierte der Markt weitgehend auf einem Niveau um 750 000 Einheiten². Dies umso mehr, als bei nahezu gleichbleibenden Verkaufszahlen die Zahl der betrachteten Märkte auf 21 erhöht werden konnte. Seit 2012 ist nunmehr ein leichtes Wachstum zu beobachten, welches in 2014 erneut bestätigt wurde (s. Tabelle 1).

	Summe EU-11	Summe EU-21	Bestand
2005	446 037		1 015 607
2006	509 794		1 525 401
2007	589 118		2 114 519
2008	804 457		2 918 976
2009	734 282		3 644 998
2010	671 392	800 388	4 437 530
2011	666 873	808 591	5 237 003
2012	621 818	750 436	5 979 042
2013	635 273	769 879	6 741 251
2014	660 778	793 440	7 375 199

Tabelle 1: Wärmepumpenverkauf in Europa 2005 - 2014 (Quelle: EHPA)

¹ Der Europäische Verband EHPA stellt seit 2005 die Zahlen zur Marktentwicklung in einer einheitlich strukturierten Form zusammen und veröffentlicht diese. Seit 2009 umfasst der Bericht 21 Europäische Märkte. Der aktuellste Marktüberblick befindet sich gegenwärtig in Vorbereitung. Alle Zahlen sind entnommen aus Nowak/Westring 2015.

² Zwar war die Zahl der Verkäufe laut Tabelle 1 im Jahr 2011 größer, dies ist jedoch bedingt durch die größere Anzahl an berücksichtigten Märkten.

Marktentwicklung

Die vorläufigen Zahlen für 2014 ergeben eine Gesamtabatzmenge von 793 440 Einheiten und somit ein Wachstum von 3%.

Damit setzt sich die Erholung der Märkte fort. Das Wachstum ist in den Europäischen Märkten ungleich verteilt. Während in Ländern wie Schweden, der Schweiz oder Norwegen die hohe Marktdurchdringung erwartungsgemäß mit geringeren Wachstumsraten einhergeht, lässt sich besonders in Osteuropa eine hohe Dynamik beobachten. Märkte wie die Slowakei und Polen zeigen zum dritten Mal in Folge ein zweistelliges Wachstum, der Estnische Markt wächst konstant seit 2010, der Lettische seit 2011. Ungarn (+14 % in 2013) und Finnland (+10%) haben ähnliches Potential. Österreich (+5%) wächst Konstant seit 2012.

Für ein stärkeres Wachstum des Gesamtmarktes fehlen allerdings die großen Märkte: Großbritannien (+6%), Spanien (+4,7%) und Deutschland (-5%) haben ein großes Potential, entwickeln sich aber uneinheitlich und eher träge.

UK	92.2%	13.9%	-1.3%	-3.4%	-1.3%	6.1%
SK		54.7%	-38.4%	33%	22.3%	14.8%
SE	-12.4%	9.1%	-16.3%	-10.9%	1.5%	-1%
PT	62.1%	57.5%	-23%	-38.9%	16.3%	-
PL			29%	18.1%	19.8%	24.6%
NO	-0.8%	11.7%	-11.1%	-19.3%	-7.2%	-8.1%
NL	20.3%	-3.8%	9.8%	-3.4%	-15.3%	-
LT		-6.7%	15.5%	8%	11.6%	
IT	-22.3%	12.9%	0.3%	-7.4%	-0.6%	-12.1%
IE		42.8%	-14.5%	13.1%	9.1%	-
HU		18.1%	-9.4%	-18.8%	14%	
FR	-11.8%	-31.2%	18.1%	1.9%	8.1%	27%
FI	-15.1%	-4%	11.1%	-15.6%	0.4%	9.7%
ES			5.7%	-32.3%	4.4%	4.7%
EE	-11.3%	2.5%	12.8%	14.3%	8.6%	-
DK	59.7%	-3.8%	6.4%	23.4%	2.9%	-26.5%
DE	-16.9%	-6.1%	5%	6.7%	2.6%	-5.1%
CZ	40.3%	78%	0.2%	3.2%	13%	-
CH	-0.9%	-1.7%	-2.1%	6.3%	5.2%	0.8%
BE		101%	73.2%	22.4%	1.6%	-
AT	-3%	-6.5%	-1.6%	4.8%	5.6%	4.9%
	2009	2010	2011	2012	2013	2014

Bild 1: Wachstum der Verkaufszahlen von Heizungswärmepumpen in 21 Europäischen Ländern (in %) 2009-2014 (Quelle: EHPA)

Den größten Einfluss auf den Europäischen Markt hat Frankreich. In Folge einer gut ausbalancierten Förderpolitik wächst der Französische Markt relativ (+27%) und absolut (+40 980) am stärksten. Insgesamt wurden 2014 in Frankreich 192 967 Wärmepumpen verkauft. Damit liegt dieser Markt vor Italien (100 752) und Schweden (95 561). Gemeinsam decken diese drei Länder fast 50% des Wärmepumpenabsatzes in Europa ab.

Beitrag zu den Europäischen Energie- und Klimazielen

2014 wurden 793 440 Wärmepumpen mit einer installierten thermischen Kapazität von 6,6 GW verkauft. Ihr Betrieb resultiert in 13,1 TWh Endenergie für die Bereitstellung von Wärme, Kälte und Warmwasser. Davon kamen 8,3 TWh aus erneuerbaren Quellen. Gleichzeitig wurden 2,1 Mt Treibhausgasemissionen eingespart. Der Energiebedarf für die genannten Zwecke wurde um 10,6 TWh Endenergie / 4,8 TWh Primärenergie (Primärenergiefaktor von 2,5) reduziert.

Der Gesamtbestand der in Europa installierten Wärmepumpen hat in 2014 7,3 Millionen Einheiten überschritten. Bei einer installierten thermischen Kapazität von 65,2 MW haben sie 132,1 TWh Endenergie für die Bereitstellung von Wärme, Kälte und Warmwasser generiert. Davon kamen 84,9 TWh aus erneuerbaren Quellen. Gleichzeitig wurden 21,8 Mt Treibhausgasemissionen eingespart. Der Energiebedarf für die genannten Zwecke wurde um 108,2 TWh Endenergie / 51,1 TWh Primärenergie (Primärenergiefaktor von 2,5) reduziert.

Die Entwicklung der Wärmepumpe in Europa hängt im Wesentlichen von drei Faktoren ab:

1. der **Konjunkturentwicklung im Baubereich**: Positives, wie negatives Wachstum schlägt direkt auf die Absatzpotentiale des Wärmepumpensektors durch. Während allerdings der Baubereich in den letzten sieben Jahren geschrumpft und in Summe 21% seines Volumens verloren hat, konnte sich der Wärmepumpenmarkt in den letzten 4 Jahren gegen diesen Trend positiv etablieren. Das leichte Wachstum des Bausektors in 2014 (+1) und seine Fortsetzung über 2015 hinaus kommt dem Wärmepumpenmarkt direkt zu Gute [Euroconstruct 2014].
2. Anforderungen an den **maximalen Energiebedarf von Gebäuden**: Die kontinuierliche Reduktion der noch zulässigen Wärmeverluste von Gebäuden lassen sich nur mit weiter verbesserten Gebäudehüllen verbunden mit optimierter technischer Ausstattung erreichen. Davon profitiert die Wärmepumpentechnologie direkt.
3. die **relativen Preise zwischen den Energieträgern**. Aufgrund der gegenwärtig sehr niedrigen Öl- und Gaspreise und stark gestiegener Preise für Elektrizität ist in vielen Märkten nicht nur die Investition in ein Wärmepumpensystem, sondern auch dessen Betrieb teurer als vergleichbare Systeme auf Basis fossiler Energien. Die Tatsache, dass trotz einer ökonomisch schwierigen Situation mehr Wärmepumpen verkauft werden, lässt sich durch den Einfluss weiterer Entscheidungskriterien wie Wunsch nach hoher Versorgungssicherheit, positives Umweltimage und Energieeffizienz (s. Punkt 2) erklären. Weiterhin hängt damit aber die Entwicklungsgeschwindigkeit der Wärmepumpenmärkte in vielen Ländern direkt von den verfügbaren Subventionen ab.

Trends und Technologieentwicklung

Betrachtet man die verkauften Geräte im Hinblick auf die verschiedenen Unterkategorien von Wärmepumpen, so ergeben sich drei Trends, die mindestens seit 2008 intakt sind.

Luft ist die dominante Energiequelle für Wärmepumpen

Bei der großen Mehrzahl von Geräten handelt es sich um reversible Luft-Luft Systeme. Diese Kategorie dominiert mit 53% der verkauften Einheiten, gefolgt von Luft-Wasser- Geräten (20%) und Warmwasserwärmepumpen (14%). Der Absatz geothermischer Wärmepumpen liegt stabil bei ca. 11%. Abluftwärmepumpen stellen ein kleines, aber stark wachsendes Segment dar (2%) (s. Bild 2)

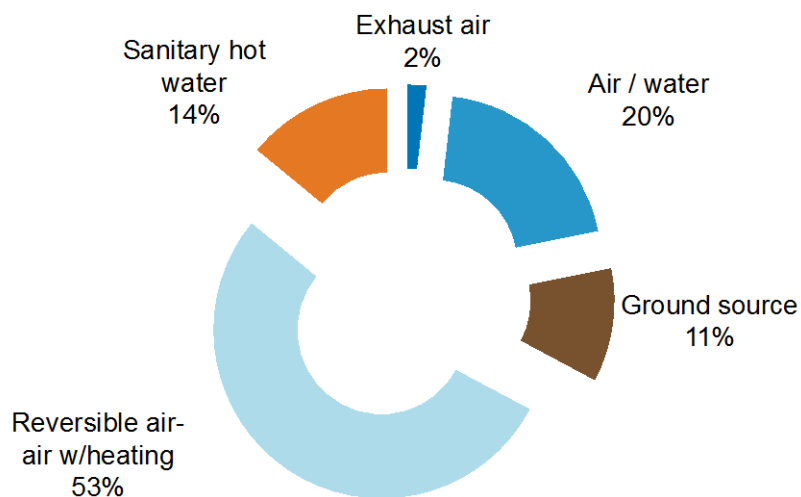


Bild 2: Wärmepumpenverkäufe in 2014 | Anteile nach Segment

Das Segment der Luft-Wasser Wärmepumpen ist in 2014 erneut leicht gewachsen, während der Absatz von Luft-Luft Wärmepumpen zurückging.

Das stärkste Wachstum zeigt das Segment der Warmwasserwärmepumpen, welches nun einen Marktanteil von 14% aufweist. Nach +25% (2011-12) und +30 % (2012-13) stieg die Zahl der verkauften Geräte 2014 um 35% auf einen Gesamtabsatz von 111 444 Einheiten (s. Bild 3).

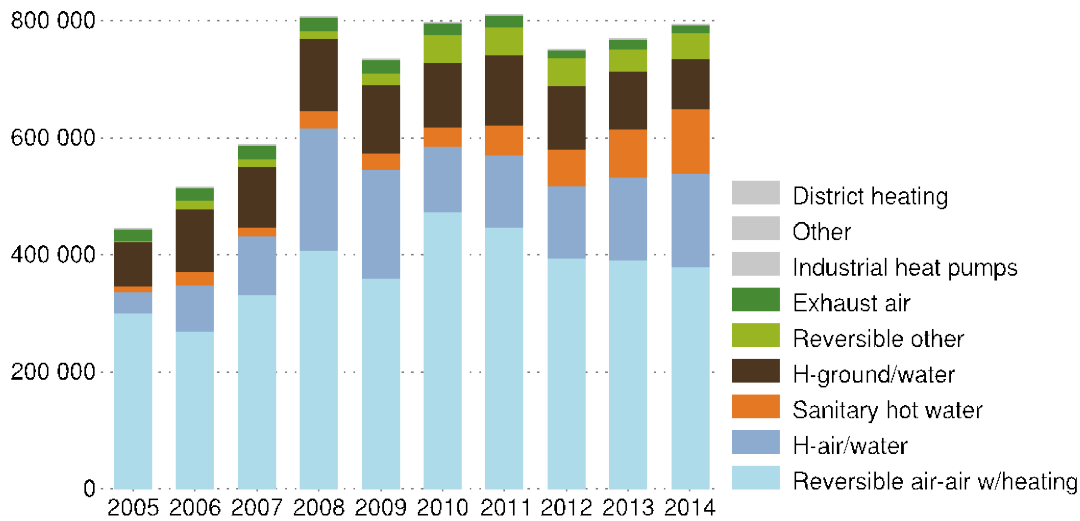


Bild 3: Entwicklung der Wärmepumpenverkaufszahlen in Europa nach Kategorie, 2005-2014
Abgedeckte Ländermärkte: 2005: 11; 2006: 12; 2009: 19; 2010-2014: 21

Das Wärmepumpensegment mit dem stärksten Wachstum ist das der **Warmwasserwärmepumpen** mit externer Luftzuführung oder Nutzung der Abluft aus dem Gebäude. Derartige Wärmepumpen sind einfach zu installieren und mit existierenden Heizungssystemen kombinieren. Aufgrund der erreichten Effizienzwerte können tragen Sie zur Nutzung erneuerbarer Energie im Gebäude bei und leisten je nach Systemkonfiguration um 15% erneuerbarer Energie am Gesamtenergiebedarf. Weiterhin ermöglichen Sie eine Steigerung des Eigenverbrauchsanteils bestehender PV Anlagen und können aufgrund ihrer Lastvariabilität zur Stabilität der Stromnetze beitragen. Dieses Potential ist allerdings bisher weitgehend ungenutzt.

Groß-Wärmepumpen haben sich weitgehend unbemerkt im Markt etabliert. In Mehrfamilienhäusern, Bürogebäuden, Geschäftshäusern und Industrieprozessen kommen überwiegend boden- und wassergestützte Aggregate mit Kapazitäten von mehreren hundert Kilowatt bis hin zu mehreren Megawatt zum Einsatz. Als Energiequelle wird neben erneuerbarer Wärme aus Boden und Wasser oft auch Abfallenergie eingesetzt, die sonst nicht mehr nutzbar wäre. So kann der Energiebedarf von Gebäuden und Prozessen drastisch reduziert werden.

Immer dann, wenn Wärme und Kälte gleichzeitig genutzt werden, erreichen sie höchste Effizienz und überschreiten häufig einen saisonalen Effizienzwert von 8.

Mit dieser Entwicklung einher geht ein Anstieg der durchschnittlichen installierten Kapazität geothermischer Anlagen, so dass deren Anzahl zwar zurückgeht, der Beitrag zu den Klima- und Umweltzielen aber konstant bleibt.

Die **Haupttrends** bei der Technologieentwicklung sind der

1. Einsatz von kapazitätsmodulierenden Kompressoren (überwiegend mit Inverter Technologie) auch in geothermischen Wärmepumpen,
2. die Markteinführung von Hybrid-Wärmepumpen und
3. die Entwicklung verbesserter Steuersysteme zur Integration von Wärmepumpen in die Gebäudeenergiesysteme. Hier ist insbesondere die Integration von selbst erzeugtem PV Strom und die Möglichkeit der Qualitätssicherung durch Fernüberwachung zu nennen. Bei Hybridsystemen kommt die Optimierung der Verbrauchskosten hinzu.

Zusammengenommen machen diese Entwicklungen Wärmepumpensysteme zunehmend fit für den Einsatz im Renovierungsbereich. Da die Bautätigkeit sich überwiegend in diesem Bereich stattfindet ist von einem positiven Einfluss auf den Wärmepumpenabsatz auszugehen.

Politische Rahmenbedingungen

Die Wahrnehmung der Wärmepumpen im Kontext der Europäischen Gesetzgebung hat sich in den letzten 10 Jahren umfassend verändert (s. Tabelle 2). Ausschlaggebend war dabei nicht zuletzt das Ziel, die Energieversorgung Europas langfristig unabhängiger zu gestalten und vermehrt lokale, erneuerbare Ressourcen einzusetzen.

Jahr	Name	Fokus
2009	Renewable Energy Sources Directive (RES Directive)	European Union / Member State
2010	Energy Performance of Buildings Directive (EPBD)	Building
2009	Ecodesign for Energy related Products-Framework Directive (ErP)	Product/system
2009	Energylabelling Directive	Product/System
2010	Energy Efficiency Directive (EED)	European Union / Member State
2013	Regulation on Ecodesign for heaters and water heaters	Product/System
2013	Regulation on the energylabel for heaters and water heaters	Product/System
2014	F-Gas Regulation (review of 2006 regulation)	European Union / Member State
2014	Ecolabel Framework Directive with the Ecolabel for heat pumps, for hydronic heating systems and for office buildings.	Product/System
2014	Green Public Procurement	Product/System

Tabelle 2: Relevante Rechtsakte für die Entwicklung des Wärmepumpenmarkets (Quelle: Nowak/Cluyse 2014)

Mit der Einführung der Richtlinie **Förderung der Nutzung von Energie aus erneuerbaren Quellen** (2009/28/EG) wurde die Definition erneuerbarer Energieträger, die bereits "geothermische Energie" enthielt, um "aerothermische" und "hydrothermische" Energie ergänzt und deren Nutzung durch Wärmepumpen hervorgehoben.

Die Richtlinie über die **Gesamtenergieeffizienz** von Gebäuden (2010/30/EU) hat in Artikel 2, Absatz 18 eine konkrete Definition von Wärmepumpen im Europäischen Rechtsrahmen vorgelegt und dabei auch den Aspekt der Kühlung berücksichtigt.

Die **Energieeffizienzrichtlinie** umfasst ein breites Spektrum von Maßnahmen zur Verbesserung der Energieeffizienz in verschiedenen Bereichen. Wärmepumpen können insbesondere bei der Optimierung regionaler Energieströme in Städten und Regionen und bei der Kopplung von Wärme- und Elektrizitätsnetzen einen Beitrag leisten und sollten in nationalen Energieeffizienzplänen Berücksichtigung finden.

Die Richtlinien zur Beschränkung der Verwendung bestimmter gefährlicher Stoffe in Elektro- und Elektronikgeräten (2011/65/EU) sowie über Elektro- und Elektronik-Altgeräte (2012/19/EU) sind auf Wärmepumpen anzuwenden.

Nicht zuletzt wird das Marktpotential der Wärmepumpen durch die in der **Verordnung über fluorierte Treibhausgase (517/2014)** verabschiedete Reduktion (phase down) verfügbarer Kältemittelmengen beeinträchtigt, allerdings wird auch in dieser Verordnung das Potential der Wärmepumpen anerkannt und in Folge wurde auf striktere, technologiespezifische Nutzungsbeschränkungen verzichtet. Gleichwohl wird erwartet, dass ihr Inkrafttreten einen massiven Entwicklungsschub hin zu geringeren Kältemittelmengen, verstärktem Recycling und neuen Kältemitteln auslöst.

Wesentliche Veränderungen des Nachfrageverhaltens werden von der in 2013 in Kraft getretenen **Verordnung zur Festlegung von Ecodesign Anforderungen** an die umweltgerechte Gestaltung von Raumheizgeräten, Kombiheizgeräten, Warmwasserbereitern und Warmwasserspeichern (812/2013 und 813/2014) und die daran gekoppelte Verordnung über die Auszeichnungspflichten (**Energielabel**) geknüpft.

Gegenwärtig liegt der Schwerpunkt des politischen Diskurses auf der Fortentwicklung der **Klima- und Energiestrategie über das Jahr 2030 hinaus**. Kernelement ist die Entwicklung einer Konzeption zur **Europäischen Energieunion** mit den Dimensionen Versorgungssicherheit, ein interner Energiemarkt, Energieeffizienz, Erneuerbare Energie sowie Forschung, Innovationskraft und Wettbewerbsfähigkeit.

Mit Bezug auf die Wärmepumpen hat hier besonders die angekündigte Strategie zur Entwicklung des Heizungs- und Kühlungssektors Relevanz. Diese Strategie soll dann in naher Zukunft über die Revisionen der Richtlinie zur Gesamtenergieeffizienz von Gebäuden und zur Förderung der Nutzung erneuerbarer Energien umgesetzt werden.

Die bisher für das Jahr 2030 festgelegten Anforderungen an Energieeinsparung und die Nutzung erneuerbarer Energie sind nach Auffassung vieler Experten nicht geeignet, um das gesetzte Dekarbonisierungsziel von 80-95% bis zum Jahr 2050 zu erreichen.

Stärkeres Engagement auf Seiten der Politiker ist notwendig. Die Industrie muss sich kontinuierlich dafür einsetzen, das (bisher weitgehend ungenutzte) Potential der Wärmepumpentechnologie zu den Energie- und Klimazielen weiter bekannt zu machen und so zu etablieren, dass es als Chance für die Erreichung ambitionierter Ziele erkannt wird. Nur dann werden die politischen Entscheidungsträger die Technologie nicht nur im Nebensatz würdigen, sondern als Hauptteil einer langfristigen Energiewende aktive in allen Marktsegmenten unterstützen.

Zusammenfassung

Die Entwicklung der Verkaufszahlen für Wärmepumpen in Europa ist positiv. Sie bleibt aber weit hinter ihrem technischen Potential zurück. Insbesondere mit Bezug auf die Möglichkeiten der Nutzung erneuerbarer Energie, der Reduktion von Energiebedarf und Treibhausgasemission würde ein größerer Anteil von Wärmepumpen im Markt der Wärmeerzeuger wesentlich ambitioniertere Ziele ermöglichen, als diese heute von den Europäischen Regierungen angestrebt werden.

Um hier die Brücke zwischen technologischem und ökonomischem Potential zu schlagen bedarf es einer weit stärkeren politischen Unterstützung.

Die Grundlagen sind über die Anerkennung der Technologie in allen relevanten Rechtsakten der vergangenen Jahre gelegt. Was nunmehr fehlt die Definition eines Kanons präferierter Technologien, mit denen die Energiewende hin zu einem dekarbonisierten Energiesektor bis zum Jahr 2050 erreicht werden kann.

Eine solche Positivliste würde Planungssicherheit für Investitionen in Technologien wie die Wärmepumpe ermöglichen und damit ihr Wachstum fördern.

Aufgrund der Einzigartigkeit der Wärmepumpentechnologie für die Erreichung der Klima- und Energieziele ist es fraglich, ob eine Energiewende ohne Wärmepumpen überhaupt erreicht werden kann. Politiker sollten sich daher für ein schnelleres Marktwachstum der besten verfügbaren Technologie im Sinne der Energie- und Klimaziele einsetzen.

Quellen

- [1] Euroconstruct (2014): 2015: Towards a new cycle for the European construction industry? The risk of German slackening in growth. Download 12.3.2015
<http://www.euroconstruct.org/pressinfo/pressinfo.php>
- [2] Nowak T; Cluyse P-J (2014): Full steam ahead for heat pumps? The impact of Europe's climate and energy policy revisited. 11. International Energy Agency Wärmepumpenkonferenz, Montréal, CA
- [3] Nowak T; Westring P (2015): European Heat Pump Market and Statistics Report 2015 (forthcoming; <http://www.ehpa.org/market-data/2014/>)

Olivier Meile, Bereichsleiter Gebäude
Bundesamt für Energie
Sektion Gebäude
CH-3003 Bern
olivier.meile@bfe.admin.ch
www.bfe.admin.ch

Energiestrategie 2050 und Mustervorschriften der Kantone im Energiebereich (MuKEN): Chancen für Wärmepumpen?

Zusammenfassung

Mit der Energiestrategie 2050 soll die Energieversorgung der Schweiz langfristig sichergestellt werden. Dazu sollen unter anderem der Endenergie- und der Stromverbrauch reduziert, der Anteil der erneuerbaren Energien erhöht und die energiebedingten CO₂-Emissionen gesenkt werden. Dies, ohne die bisher hohe Versorgungssicherheit und die preiswerte Energieversorgung in der Schweiz zu gefährden.

Der Gebäudebereich spielt dabei eine wichtige Rolle. Die Konferenz der kantonalen Energiedirektoren (EnDK) hat die Revision der Mustervorschriften der Kantone im Energiebereich (MuKEN 2014) verabschiedet. Damit werden die harmonisierten Energievorschriften der Kantone weiter verschärft. Bis 2020 sollen diese Mustervorschriften in die kantonalen Energiegesetzgebungen übernommen werden.

⇒ Wärmepumpen können einen wichtigen Beitrag leisten um die Ziele der Energiestrategie 2050 zu erreichen und die künftigen kantonalen Energiegesetze bieten den Wärmepumpen gute Chancen auf einen höheren Marktanteil im Wärmemarkt.

Energiestrategie 2050

Bundesrat und Parlament haben im Jahr 2011 im Nachgang zur Reaktorkatastrophe von Fukushima einen Grundsatzentscheid für einen schrittweisen Ausstieg aus der Kernenergie gefällt. Demnach sollen die bestehenden fünf Kernkraftwerke am Ende ihrer sicherheitstechnischen Betriebsdauer stillgelegt und nicht durch neue Kernkraftwerke ersetzt werden. Dieser Entscheid sowie weitere, seit Jahren zu beobachtende tiefgreifende Veränderungen insbesondere im internationalen Energieumfeld bedingen einen sukzessiven Umbau des Schweizer Energiesystems bis ins Jahr 2050. Hierfür hat der Bundesrat auf Basis der überarbeiteten Energieperspektiven die Energiestrategie 2050 erarbeitet. Der Bundesrat

legt nun ein erstes Massnahmenpaket für die langfristige Sicherstellung der Energieversorgung vor.

Ausgangslage

Mit der Energiestrategie 2050 sollen unter anderem der Endenergie- und der Stromverbrauch reduziert, der Anteil der erneuerbaren Energien erhöht und die energiebedingten CO₂-Emissionen gesenkt werden. Dies, ohne die bisher hohe Versorgungssicherheit und die preiswerte Energieversorgung in der Schweiz zu gefährden.

Inhalt der Vorlage

Abgeleitet aus den überarbeiteten Energieperspektiven 2050 schlägt der Bundesrat für den Ausbau der Produktion aus erneuerbaren Energien und die Senkung des Energieverbrauchs eine langfristige, bis ins Jahr 2050 anzustrebende Entwicklung vor. Mit der Revision des Energiegesetzes unterbreitet er konkrete mittelfristige Zielsetzungen für das Jahr 2035 und kurzfristige Zielsetzungen für das Jahr 2020. Der Bundesrat legt ausserdem ein aufgrund der Stellungnahmen aus der Vernehmlassung bereinigtes erstes Massnahmenpaket vor. Dieses ist auf die kurzfristigen Zielsetzungen für das Jahr 2020 ausgerichtet, entfaltet seine Wirkung aber auch anschliessend.

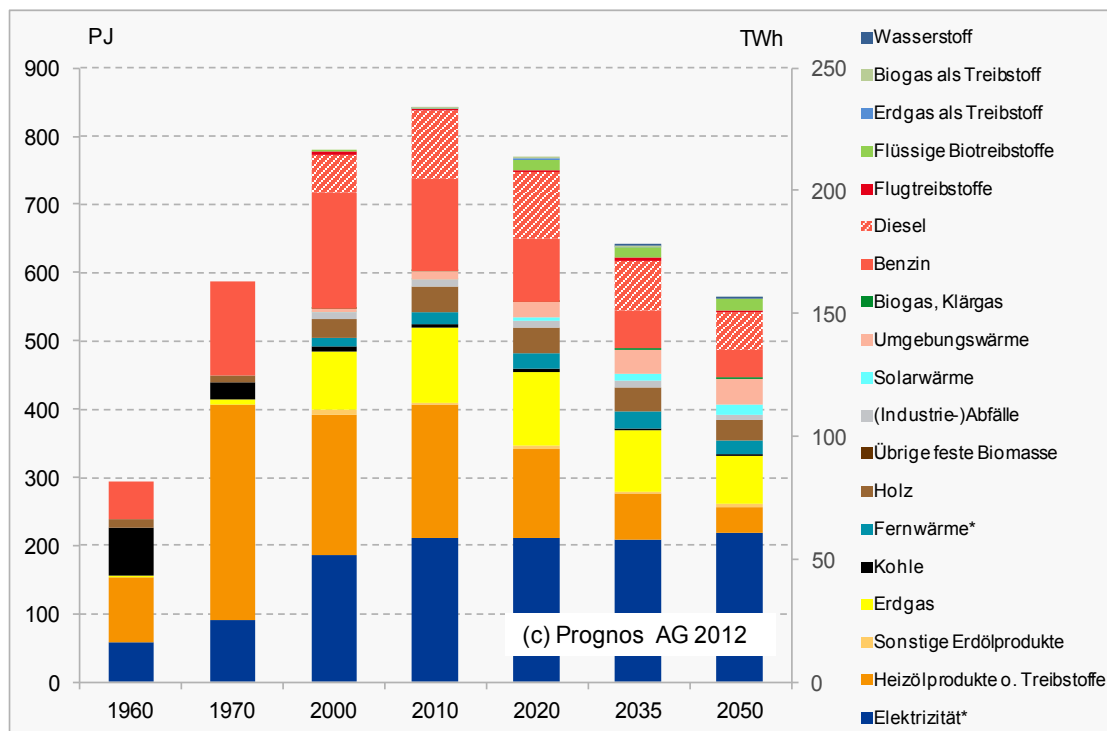


Bild 1: Wirkung des ersten Massnahmenpakets der Energiestrategie 2050

Die Prognose der Wirkung des ersten Massnahmenpakets zeigt, dass der Anteil Umgebungswärme, welcher durch die Wärmepumpen genutzt wird, bis 2050 stark zunehmen wird.

Vorgesehen sind unter anderem eine Erhöhung der CO₂- Abgabe mit einer gleichzeitigen Verstärkung des Gebäudesanierungsprogramms sowie ein Umbau der bisherigen kostendeckenden Einspeisevergütung zu einem Einspeisevergütungssystem mit Direktvermarktung. Der Bundesrat setzt in erster Linie auf eine konsequente Erschliessung der vorhandenen Energieeffizienzpotenziale und – unter Wahrung eines ausgewogenen Verhältnisses zwischen Schutz und Nutzen in der Interessenabwägung – in zweiter Linie auf die Ausschöpfung der vorhandenen Potenziale der Wasserkraft und der neuen erneuerbaren Energien. Mit den vorgeschlagenen Massnahmen sollen hauptsächlich die Potenziale genutzt werden, welche die Schweiz bereits heute mit den vorhandenen beziehungsweise absehbaren Technologien realisieren kann und für die keine zusätzliche international koordinierte Energiepolitik und Zusammenarbeit notwendig ist.

Die direkten volkswirtschaftlichen Kosten, die für den Umbau des Energiesystems langfristig anfallen, wurden in den Energieperspektiven 2050 abgeschätzt. Von diesen Kosten würde ein beträchtlicher Anteil auch mit einer Weiterführung der bisherigen Energie- und Klimapolitik anfallen; beispielsweise für die Erneuerung des Kraftwerkparks, die Erneuerung der Stromnetze sowie für die Anstrengungen zur Reduktion der energiebedingten CO₂-Emissionen. Die direkt mit der Energiestrategie 2050 und mit dem nun vorliegenden ersten Massnahmenpaket zusammenhängenden Mehrkosten sind volkswirtschaftlich tragbar. Das Wirtschaftswachstum wird durch die Energiestrategie 2050 nur unwesentlich beeinflusst. Der Anteil der Energiekosten am BIP nimmt von heute knapp 6 Prozent voraussichtlich sogar weiter ab. Wird bei den Berechnungen der Sekundärnutzen berücksichtigt, resultiert aufgrund der Energiestrategie 2050 gar ein Wohlfahrtsgewinn. Die Energiestrategie 2050 trägt – trotz allfällig erforderlicher Strom- oder Gasimporte für die Stromerzeugung – dazu bei, die derzeit hohe Auslandabhängigkeit insgesamt zu reduzieren. Mit Blick auf die weltweit weiter zunehmende Energienachfrage ist das von strategischer Bedeutung. Eine Veränderung des Energiemixes, wie es sie in der Vergangenheit unabhängig von der Energiepolitik immer wieder gegeben hat und die sich nun mit dem Umbau des Energiesystems erneut abzeichnet, liegt demnach auch im Interesse der Schweiz.

Ausblick

Für den langfristigen Umbau des Energiesystems werden künftig weitere Massnahmenpakete nötig sein.

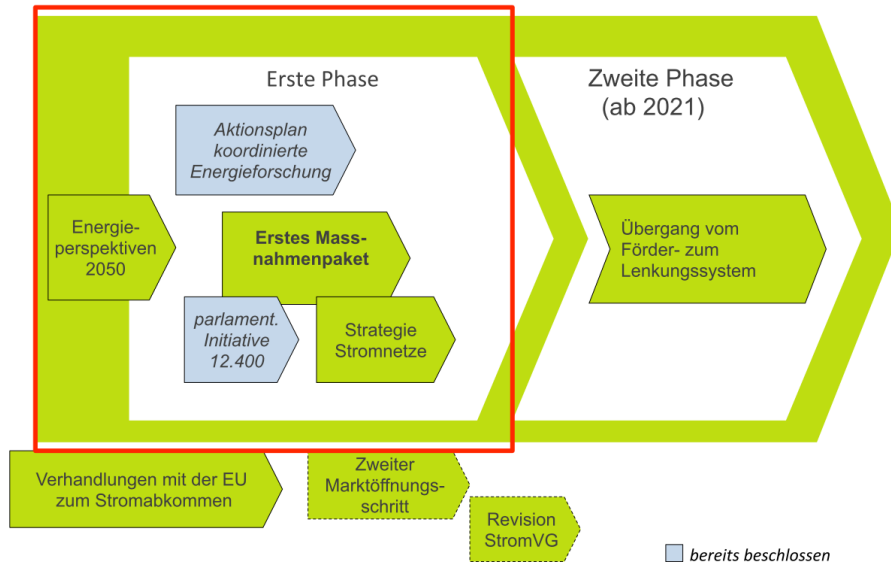


Bild 2: Die Phasen für die Umsetzung der Energiestrategie 2050

Diese werden sich unter anderem an der technischen Entwicklung, beispielsweise im Bereich der Speichermöglichkeiten, auszurichten haben. Hierzu sollten auch die verstärkten Investitionen in Forschung und Entwicklung beitragen. Weiter wird das internationale Umfeld zu berücksichtigen sein, namentlich die Entwicklung bei den Preisen und Produktionskosten. In diesem Zusammenhang sind die gegenwärtigen Verhandlungen mit der EU über ein Stromabkommen zu erwähnen. Für die Zeit nach 2020 wird die Energiepolitik gemeinsam mit der Klimapolitik neu ausgerichtet; mit kohärenten klima- und energiepolitischen Zielsetzungen, die vom Bundesrat unter Berücksichtigung internationaler Zielsetzungen frühzeitig festgelegt werden. Es ist die sukzessive Ablösung des bestehenden Fördersystems durch ein Lenkungssystem vorgesehen, mit einer Energieabgabe und einer Verteilung an Wirtschaft und Bevölkerung. Voraussichtlich wird dafür eine neue Verfassungsgrundlage zu schaffen sein.

Der Nationalrat hat im Dezember 2014 die Energiestrategie 2050 und das erste Massnahmenpaket angenommen. Das Geschäft wird nun vom Ständerat behandelt.

Massnahmen im Bereich Energieeffizienz

Im Bereich der Energieeffizienz sind viele Massnahmen geplant. Einen grossen Beitrag kann hier der Gebäudebereich leisten. Die Kantone legen die Anforderungen an den Energieverbrauch von Gebäuden und den Einsatz von erneuerbaren Energien fest. Diese

werden zukünftig verschärft. Die künftigen Anforderungen sind in den Mustervorschriften der Kantone im Energiebereich definiert.



Bild 3: Energieeffizienz: Wichtigste Massnahmen

⇒ Die Anhebung der CO₂-Abgabe wird den Einsatz von erneuerbaren Energien in der Wärmeerzeugung erhöhen. Dies wird sich positiv auf den Wärmepumpenmarkt auswirken. Dies wird noch weiter unterstützt, da ein Teil der zusätzlichen Einnahmen aus der CO₂-Abgabe zur Verstärkung der Förderprogramme eingesetzt. Durch die Verstärkung des Gebäudeprogramms soll die Sanierungsrate von Gebäuden angehoben werden. Dadurch wird die Anzahl der Gebäude, welche für den Einsatz einer Wärmepumpe geeignet sind, erhöht. Durch die Verstärkung der Förderprogramme im Bereich der erneuerbaren Energien können mehr Projekte unterstützt werden.

Weitere Informationen

Auf der Webseite www.energiestrategie2050.ch sind Informationen, Berichte und Grundlagen zur Energiestrategie 2050 zu finden.

Mustervorschriften der Kantone im Energiebereich (MuKE n)

Die Plenarversammlung der Konferenz der kantonalen Energiedirektoren (EnDK) hat die Revision der Mustervorschriften der Kantone im Energiebereich (MuKE n 2014) im Januar 2015 verabschiedet. Die harmonisierten Energievorschriften der Kantone werden weiter verschärft. Damit zeigen die Kantone, dass sie im Gebäudebereich mit der Energiewende vorwärts machen.

Die MuKE n sind seit 1992 konkrete Empfehlungen zur Umsetzung im kantonalen Bau- und Energierecht. Mit der MuKE n 2014 werden diese zum vierten Mal revidiert. Der modulare Aufbau belässt den Kantonen Spielräume, um besonderen kantonalen Gegebenheiten

massgeschneidert Rechnung tragen zu können. Die Revisionsarbeiten folgten einem intensiven, iterativen Prozess innerhalb der EnDK. Dabei erfolgten auch Anhörungen von Experten. Nach dem Vorliegen des Vorentwurfes der überarbeiteten MuKEN (MuKEN 2014) leitete die EnDK eine breite schriftliche Expertenanhörung ein. Dabei gingen insgesamt über 100 Stellungnahmen und 2000 externe und interne Anregungen ein, die geprüft und soweit möglich berücksichtigt wurden. Die Zielsetzung der MuKEN ist ein hohes Mass an Harmonisierung im Bereiche der kantonalen Energievorschriften zu erreichen, um die Bauplanung und die Bewilligungsverfahren für Bauherren und Fachleute, die in mehreren Kantonen tätig sind, zu vereinfachen. Die Harmonisierung wird durch die Verwendung von gemeinsam erarbeiteten Vollzugshilfen und Formularen zusätzlich unterstützt.

Nahezu-Null-Energiehaus bei Neubauten und CO₂-Reduktion bei Altbauten

Das sogenannte Basismodul soll in allen Kantonen vollständig umgesetzt werden. Damit erfüllen die Kantone die zu beachtenden Grundsätze im Energie- und CO₂-Gesetz des Bundes. Im Bereiche des Neubaus wird das Konzept des „Nahezu-Null-Energiegebäudes“ eingeführt. Angestrebt wird ein Standard, der zwischen den heutigen Minergie- und Minergie-P-Anforderungen liegt. Das heisst konkret, dem Gebäude auf einem bestimmten Grundstück wird von aussen möglichst wenig Energie zugeführt. Die erforderliche Energie wird soweit als möglich auf dem Grundstück oder im und am Gebäude produziert. Zudem wird jeder Neubau auch einen Anteil seines Strombedarfes in Zukunft selber decken müssen.

Bei Altbauten sollen die CO₂-Emissionen schrittweise gesenkt werden. Beim Ersatz fossiler Heizsysteme muss deshalb in Zukunft zehn Prozent der bisher verbrauchten Energie durch den Einsatz erneuerbarer Energien oder durch Effizienzmassnahmen kompensiert werden.

Stromeffizienz

Zur Steigerung der Stromeffizienz im Gebäudebereich müssen innerhalb der nächsten 15 Jahre, zentrale Elektroheizungen ersetzt werden. Die Neuinstallation wurde schon mit den MuKEN 2008 ausgeschlossen. Bei Neuinstallationen sind seit 2008 nur noch Boiler zugelassen, die neben Strom auch andere Energiequellen, wie beispielsweise Solarwärme, nutzen. Bestehende, rein durch Strom betriebene Elektroboiler, sind neu innerhalb der nächsten 15 Jahre entsprechend zu ergänzen oder zu ersetzen.

Weitere Massnahmen

Das Basismodul der MuKEN wird durch zusätzliche Module ergänzt, die von den Kantonen bei Bedarf umgesetzt werden können.

Zeitplan zur Umsetzung der MuKEN 2014

Bis 2020 sollen diese Mustervorschriften in die kantonalen Energiegesetzgebungen übernommen werden.

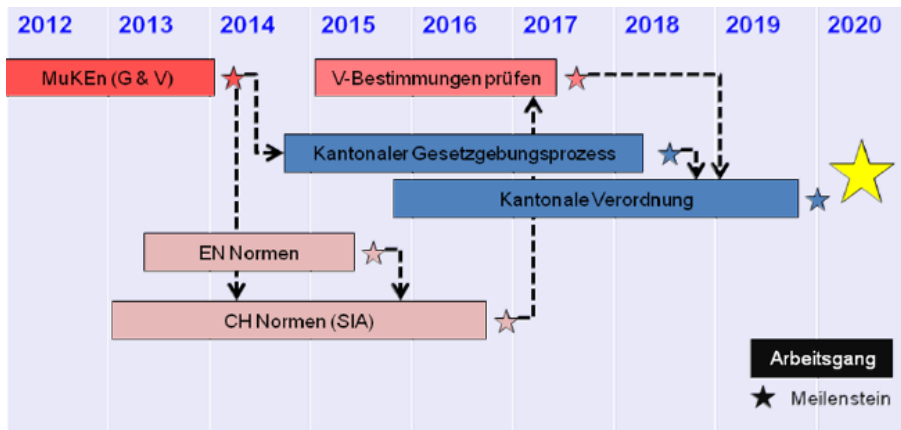


Bild 4: Zeitplan zur Umsetzung der MuKEN 2014

Wo liegen die Chancen für die Wärmepumpen?

Nachfolgend sind Anforderungen der MuKEN 2014 aufgeführt, welche den Einsatz von Wärmepumpen beeinflussen. Weitere Details zu den Massnahmen können in Dokument MuKEN 2014 nachgelesen werden.

- Wärmeschutz von Gebäuden und spezifische Heizleistung

Bei Neubauten werden die Anforderungen an den Wärmeschutz verstärkt und neu wird die spezifische Heizleistung (W/m^2) bei neuen Wohn-, Verwaltungs- und Schulbauten beschränkt.

⇒ Durch den besseren Wärmeschutz und die geringere Heizleistung lassen sich noch effizientere Wärmepumpenheizungen realisieren.

- Anforderungen an gebäudetechnische Anlagen

Heizung:

Die Neuinstallation ortsfester elektrischer Widerstandsheizungen zur Gebäudebeheizung ist grundsätzlich nicht zulässig.

Der Ersatz von ortsfesten elektrischen Widerstandsheizungen mit Wasserverteilsystem durch eine ortsfeste elektrische Widerstandsheizung ist nicht zulässig.

Warmwasser:

Der Neueinbau oder Ersatz einer direkt-elektrischen Erwärmung des Warmwassers ist in Wohnbauten nur erlaubt, wenn das Warmwasser während der Heizperiode mit dem Wärmeerzeuger für die Raumheizung erwärmt oder vorgewärmt wird; oder zu mindestens 50% mittels erneuerbarer Energie oder Abwärme erwärmt wird.

⇒ Beim Ersatz von elektrischen Widerstandsheizungen und Wassererwärmern werden vermehrt Wärmepumpen zum Einsatz kommen.

- Anforderungen an die Deckung des Wärmebedarfes von Neubauten

Neubauten und Erweiterungen von bestehenden Gebäuden (Aufstockungen, Anbauten etc.) müssen so gebaut und ausgerüstet werden, dass ihr Bedarf für Heizung, Warmwasser, Lüftung und Klimatisierung nahe bei Null liegt. Der Nachweis kann mittels Berechnung oder mittels Standardlöseungskombinationen erbracht werden.

Standardlöseungskombinationen		Wärmeerzeugung	A	B	C	D	E	F	G
Gebäudehülle	Anforderungen:		Elektr. Wärmepumpe Erdsonde oder Wasser	Automatische Holzfeuerung	Fernwärme aus KVA, ARA oder ern. Energien	Elektr. Wärmepumpe Aussenluft	Stückholzfeuerung	Gasbetriebene Wärmepumpe	Fossiler Wärmeerzeuger
	1	Opake Bauteile gegen aussen Fenster Kontrollierte Wohnungslüftung (KWL)	0,17 W/m ² K 1,00 W/m ² K	☒	☒	☒	☒	–	–
	2	Opake Bauteile gegen aussen Fenster Th. Solaranlage für WW mit mind. 2% der EBF	0,17 W/m ² K 1,00 W/m ² K	☒	☒	☒	☒	–	–
	3	Opake Bauteile gegen aussen Fenster	0,15 W/m ² K 1,00 W/m ² K	☒	☒	☒	–	–	–
	4	Opake Bauteile gegen aussen Fenster	0,15 W/m ² K 0,80 W/m ² K	☒	☒	☒	–	–	–
	5	Opake Bauteile gegen aussen Fenster Kontrollierte Wohnungslüftung (KWL) Th. Solaranlage für WW mit mind. 2% der EBF	0,15 W/m ² K 1,00 W/m ² K	☒	☒	☒	☒	☒	–
	6	Opake Bauteile gegen aussen Fenster Kontrollierte Wohnungslüftung (KWL) Th. Solaranlage für H+WW mit mind. 7% der EBF	0,15 W/m ² K 0,80 W/m ² K	☒	☒	☒	☒	☒	☒

☒ Standardlöseungskombination ist möglich (Beispiel: «1A»)

☒ Standardlöseungskombination ist möglich, aber bereits durch andere abgedeckt (Beispiel: «2A»)

⇒ Die Tabelle mit den Standardlösungen zeigt, dass elektrische Erdsonden- und Wasser-Wärmepumpen in allen Kombinationen eingesetzt werden können und Aussenluft-Wärmepumpen in fast allen Kombinationen.

- Erneuerbare Wärme beim Wärmeerzeugersatz

Beim Ersatz des Wärmeerzeugers in bestehenden Bauten mit Wohnnutzung sind diese so auszurüsten, dass der Anteil an nichterneuerbarer Energie 90% des massgebenden Bedarfs nicht überschreitet.

Von der Anforderung befreit sind Bauten mit Minergie-Label oder mit GEAK Gesamtenergieeffizienz Klasse D oder besser.

⇒ Diese Vorgabe kann durch den Einsatz von Wärmepumpen erfüllt werden.

- Sanierungspflicht zentrale Elektroheizungen

Bestehende ortsfeste elektrische Widerstandsheizungen mit Wasserverteilsystem sind innerhalb von 15 Jahren nach Inkraftsetzung dieses Gesetzes durch Heizungen zu ersetzen, die den Anforderungen dieses Gesetzes entsprechen.

- Sanierungspflicht zentrale Elektro-Wassererwärmer

Bestehende zentrale Wassererwärmer, die ausschliesslich direkt elektrisch beheizt werden, sind bei Wohnnutzungen innerhalb von 15 Jahren nach Inkraftsetzung dieses Gesetzes durch Anlagen zu ersetzen oder durch andere Einrichtungen zu ergänzen, so dass sie den Anforderungen dieses Gesetzes entsprechen.

⇒ Beim Ersatz von Elektro-Wassererwärmern können Wärmepumpen und Wärmepumpenboiler eingesetzt werden.

- Vorbildfunktion öffentliche Hand

Die Wärmeversorgung von Bauten, die im Eigentum von Bund, Kantonen und Gemeinden sind, wird bis 2050 zu 100% ohne fossile Brennstoffe realisiert.

⇒ Bei der Erreichung des Ziels können Wärmepumpen einen grossen Beitrag leisten.

Die oben erwähnten Massnahmen sollen in allen Kantonen umgesetzt werden.

Die MuKE 2014 beschreibt noch Module, welche weitergehende Vorschriften enthalten, die von den Kantonen übernommen werden können, sofern sie in einem der entsprechenden Bereiche zusätzliche Schwerpunkte setzen wollen.

- Sanierungspflicht dezentrale Elektroheizungen

Bestehende ortsfeste elektrische Widerstandsheizungen ohne Wasserverteilsystem zur Gebäudeheizung (dezentrale Einzelspeicheröfen, Elektrodirektheizungen, Infrarotstrahler etc.) sind innerhalb von 15 Jahren nach Inkraftsetzung dieses Gesetzes durch Heizungen zu ersetzen, die den Anforderungen dieses Gesetzes entsprechen.

⇒ Beim Ersatz von elektrischen Widerstandsheizungen und Wassererwärmern werden vermehrt Wärmepumpen zum Einsatz kommen.

- Betriebsoptimierung

In Nichtwohnbauten ist innerhalb dreier Jahre nach Inbetriebsetzung und danach periodisch eine Betriebsoptimierung für die Gewerke Heizung, Lüftung, Klima, Kälte, Sanitär, Elektro und Gebäudeautomation vorzunehmen.

Diese Massnahme hat keinen direkten Einfluss aus Wärmepumpen. Sie zeigt auf, dass bei komplexen Anlagen, darunter können auch Wärmepumpenanlagen fallen, eine regelmässige Betriebsoptimierung zu Einsparungen führen kann.

Weitere Informationen

Die MuKE 2014 und die Informationen zur Umsetzung sind auf der Webseite der Konferenz der kantonalen Energiedirektoren zu finden: www.endk.ch

Ökodesign und Energiekennzeichnung

Basierend auf der Ökodesign-Richtlinie erlässt die EU Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung und an die Kennzeichnung energieverbrauchsrelevanter Produkte. Davon betroffen sind unter anderem Heizkessel und Kombiheizkessel (inkl. Wärmepumpen) und Warmwasserbereiter (inkl. Brauchwarmwasser- Wärmepumpen).

Ab September 2015 sind alle Hersteller verpflichtet, die in der Ökodesign-Richtlinie enthaltenen Mindestanforderungen einzuhalten. Ab 2017 werden diese Mindestanforderungen verschärft.

Ebenfalls ab September 2015 tritt die Energiekennzeichnungspflicht für Einzelgeräte und Systeme in Kraft. Die betroffenen Produkte müssen dann mit einer Energieetikette versehen werden. Bild 5 zeigt, wie das Label aussehen wird.

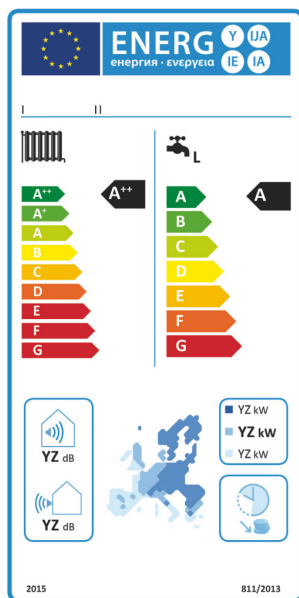


Bild 5: EU-Energieetikette für ein Kombiheizgerät mit Wärmepumpe

Umsetzung in der Schweiz

Es ist das Ziel die verpflichtende Energieverbrauchskennzeichnung für Wärmepumpen, Öl- und Gasfeuerungen (inkl. WKK), Holzfeuerungen, Brauchwarmwasserspeicher, Wohnungslüftungsgeräte ab 2017 in die Energieverordnung zu übernehmen.

Die Übernahme der Anforderungen an Inverkehrbringen und/oder Inbetriebnahme von Geräten (Ökodesign) in die schweizerische Gesetzgebung wird zurzeit geprüft. Dabei wird berücksichtigt, dass keine wirkungslosen Abweichungen gegenüber EU-Verordnungen entstehen.

Die betroffenen Geräte dürfen ab sofort in der Schweiz mit der EU-Energieetikette versehen werden. Die bestehenden gesetzlichen Vorschriften müssen weiterhin eingehalten werden. Beispielsweise bei den Warmwasserspeichern die Anforderungen des Anhangs 2.1 der Energieverordnung und bei fossilen Feuerungen die Anforderungen der Luftreinhalteverordnung.

Es ist geplant, dass nur Anforderungen für Einzelgeräte vorgeschrieben werden. Das Verbundlabel, welches ganze Systeme abbildet, soll freiwillig bleiben. Für die Beurteilung von Systemen besteht mit dem Gebäudeenergieausweis der Kantone (GEAK) schon ein erprobtes Hilfsmittel zur Verfügung.

Thomas Afjei, Prof., Dr. sc. techn. ETH, Ralf Dott, Dipl. Ing. TH,
Christian Winteler, Dr. phil. nat., wiss. Mitarbeiter
Fachhochschule Nordwestschweiz, Hochschule für Architektur,
Bau und Geomatik, Institut Energie am Bau
Sankt Jakob-Strasse 84
CH-4132 Muttenz
thomas.afjei@fhnw.ch
www.fhnw.ch/habg/liebau

Kombination von Solarthermie, Photovoltaik und Wärmepumpen (IEA HPP Annex 38)

Zusammenfassung

Das Projekt SOFOWA zielt auf die Optimierung des Systems Wärmepumpe plus Solartechnik zur Wärmeversorgung im Wohnbereich und liefert einen Beitrag zum Projekt "Solar and Heat Pump Systems" der Internationale Energieagentur IEA. Im Systemvergleich werden eine grosse Solarthermieranlage mit saisonaler Wärmespeicherung, eine Photovoltaikanlage mit Stromüberschuss in Kombination mit einer Wärmepumpe und ein Systemkonzept mit Solarabsorber und erdvergrabener Eisspeicher als Quellenanlage für die Wärmepumpe sowie die Möglichkeit zur Einbindung von photovoltaisch-thermischen Kollektoren evaluiert. Dimensionierung, Eigenheiten und Anlagenaufbau einer Eisspeicher-Anlage werden detailliert in Simulationen untersucht. Die Messresultate der Temperaturen und Wärmeströme an einem erdvergrabenen Eisspeicher und die durchgeführten Anlagen-Simulationen zeigen, dass mit dem hohen Anteil an konvektiv nutzbarer Wärme im Solarabsorber, der vom Eisspeicher direkt genutzten Erdwärme, einem passenden Regelkonzept und der richtigen Dimensionierung ähnlich gute Arbeitszahlen wie in Erdwärmesondenanlagen erreicht werden.

Abstract

The project SOFOWA aims at the optimization of combined heat pump systems with solar technology for the heat supply of dwellings and provides a contribution to the project "Solar and Heat Pump Systems" of the International Energy Agency IEA. The system comparison evaluates a big solar thermal plant with seasonal heat storage, a photovoltaic system with surplus electricity in combination with a heat pump as well as a system concept with solar thermal absorber and ice storage as heat source for a heat pump and the potential use of photovoltaic-thermal collectors. Dimensioning, characteristics and hydraulic system of an ice storage system are examined in detail in simulations. Temperature and heat flow measurement results of a buried ice storage show that with a high share of convective heat

gains at the solar absorber, ground heat gains at the ice storage, a suitable control strategy and the matching dimensioning comparable performance factors like borehole heat exchangers can be reached.

Einleitung

Das Projekt SOFOWA zielt auf die Optimierung des Gesamtsystems Wärmepumpe und Solartechnik mit direkter Nutzung von solarer Wärme für Heizung und Warmwasser und / oder indirekter Nutzung für die Anhebung der Wärmepumpen-Quellentemperatur, sowie auf einen solaren Beitrag zur Deckung des Strombedarfs. Ziel des Projekts ist, mittels Simulation erfolgversprechende Kombinationen von Wärmepumpe und Solartechnik zu identifizieren, Dimensionierung und Regelung zu optimieren und die Praxistauglichkeit mit Messungen zu verifizieren. Betrachtet wird die Anwendung an kleineren Wohngebäuden.

Dieser Beitrag möchte einen Überblick über die im Projekt erarbeiteten Ergebnisse geben und im Sinne der Zielsetzung erfolgversprechende Konzepte aufzeigen.

IEA HPP Annex 38 / SHC Task 44 "Solar & Heat Pump Systems"

Das Projekt SOFOWA wurde im Rahmen des nationalen Beitrags von der Internationalen Energieagentur (IEA) in die Forschungsprogramme "Solar Heating and Cooling (SHC)" als Task 44 und im "Heat Pump Program (HPP)" als Annex 38" integriert. Im Folgenden wird für das Projekt das Akronym A38T44 verwendet. Der A38T44 fokussiert auf die Optimierung von Solarthermie und elektrisch betriebene Wärmepumpen-Kombinationen für Einfamilienhäuser.



SOLAR + HEAT PUMP

Bild 1: Logo des IEA SHC Task 44 /
HPP Annex 38 & Projektfokus

- ✓ Kleinere Raum- und Trinkwarmwasser-Heizsysteme, welche sowohl Wärmepumpen als auch solarthermische Kollektoren als Hauptkomponenten enthalten.
- ✓ Systeme, welche als „ein Produkt“ von einem Hersteller oder Lieferanten angeboten und durch einen Installateur montiert werden.
- ✓ Markt-verfügbare und fortgeschrittene Lösungen (welche im Verlauf des Tasks entwickelt oder begleitet wurden und demnächst in Produktion gehen).

Ziel des A38T44 war es, die Effizienz kombinierter Solarthermie-Wärmepumpen-Systeme und ihre Relevanz und Signifikanz zu beurteilen, einheitliche Beurteilungsmethoden zur Verfügung zu stellen und somit zum Markterfolg guter Systeme beizutragen. Damit in der vorgegebenen vierjährigen Laufzeit (2010 – 2013) die Ziele des A38T44 erreicht werden konnten, wurden folgende konkretisierte Aufgabenstellungen in der internationalen Zusammenarbeit definiert:

- Kennzahl-Definition kombinierter Solarthermie- & Wärmepumpen-Systeme
- Simulation verschiedener Systeme unter üblichen Randbedingungen
- Entwicklung von Komponenten- und System-Modellen
- Definition von Prüf- und Testmethoden
- Analyse von Feldmessdaten
- Bereitstellung von Leitlinien bewährter Methoden
- Bereitstellung von Informationen über den Nutzen solcher Systeme

Die Bearbeitung des A38T44 war in vier Subtasks / Themengruppen aufgeteilt innerhalb derer wurden in länderübergreifenden Arbeitsgruppen gearbeitet wurde.

- Subtask A – Solutions and Generic Systems
- Subtask B – Performance Assessment
- Subtask C – Modeling and Simulation
- Subtask D – Dissemination

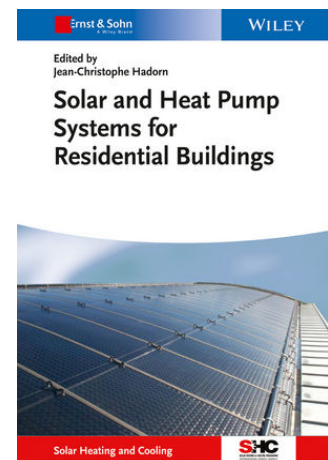


Bild 2: Buch des A38T44

Die zusammengefassten Ergebnisse des IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 werden im Buch "Solar and Heat Pump Systems for Residential Buildings" 0 publiziert (erscheint voraussichtlich im Juli 2015). Die während der Projekt-Laufzeit entstandenen, detaillierteren Arbeitsberichte sind auf der Webseite 0 verfügbar. Die folgenden Ergebnisse und Produkte wurden unter wesentlicher Mitarbeit des IEBau-FHNW erarbeitet.

Referenzgebäude

Für Simulationen im Rahmen des IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 wurden verschiedene Referenzgebäudetypen definiert und parametrisiert, um für alle Teilnehmenden einheitliche Simulations-Wärmelasten zu gewährleisten. Der Fokus des A38T44 liegt auf der Untersuchung von solar-basierten Wärmepumpen-Wärmeerzeugern. Die Referenz-Wärmelasten und Simulations-Randbedingungen sind in zwei Berichten definiert - Teil A 0 beschreibt die generellen Simulations-Randbedingungen inklusive dem Trinkwarmwasser-Wärmebedarf, Teil B 0 die Referenz-Heizwärmebedarf-Szenarien (Gebäude) inklusive Wärmeabgabesystem.

Simulationsmodelle

Die Erfahrungen und Entwicklungen im Bereich der Modellierung von Systemen und Komponenten sowie typische Modelle wurden im A38T44 in vier Modellierungs-Berichten zu den Themen "Zusammenfassung", "Solarkollektoren", "Wärmepumpen" sowie "Erdschichtwärmetauscher" dokumentiert. Der Bericht zur Modellierung von Wärmepumpen 0 wurde federführend vom IEBau-FHNW erarbeitet.

SOFOWA - Systemvergleich

Ziel der Systemanalyse in SOFOWA ist, mittels Simulation die erfolgversprechendsten Kombinationen von Wärmepumpe und Solartechnik (Solarthermie und/oder Photovoltaik) zu identifizieren. Neben den energetischen Aspekten werden auch ökologische und ökonomische Einflussfaktoren berücksichtigt.

Zu Beginn steht die Frage einer klaren ökologischen Präferenz für die Solarthermie oder für die Photovoltaik. Die Untersuchung von solargestützten Systemen zur Trinkwarmwasser-Erzeugung, publiziert in 0 an der IEA Heat Pump Conference 2011, sowie die Betrachtung des Gesamtsystems basierend auf KBOB-Daten in 0 zeigen, dass es von ökologischer Seite keine klare Präferenz für Solarthermie oder Photovoltaik in der heute üblichen Anwendung gibt. Die Entscheidung für oder gegen eine Technologie bzw. Kombination muss aus der Anwendung, dem Systemaufbau und der daraus resultierenden energetischen und weiterhin auch ökonomischen Bewertung erfolgen.

Die Ausarbeitung erfolgte im Projekt stufenweise, da die verfügbaren Simulationswerkzeuge zu Beginn noch nicht alle relevanten Eigenschaften kombinierter Systeme abbilden konnten. Dies sind insbesondere:

für Sole/Wasser-Wärmepumpen: Erweiterung des Betriebsbereichs auf tiefere & höhere Quellentemperaturen sowie grössere Spreizungen im Quellenkreislauf als gewöhnlich vorkommend (siehe auch 0 & 0).

für Solar-Absorber: Betriebstemperaturen unter Umgebungstemperatur mit höheren thermischen Belastungen, ggf. Kondensation auf der Absorberfläche und konvektiven Wärmegewinnen am Solarabsorber (siehe auch 0, 0 & 0).

Die verschiedenen Systemvarianten, die unterschiedlichen Gebäude-Dämmstan-dards und die Weiterentwicklung der Simulationstools sind in den Publikationen 0, 0 und 0 beschrieben. In 0 & 0 werden die energetischen Ergebnisse der Varianten für die drei Gebäudetypen beschrieben. SFH15, SFH45 und SFH100 bedeutet „Single Family House“ mit einem nominellen Heizwärmebedarf von 15, 45 & 100 kWh/m²/a entsprechend der Referenz-Gebäude-Definition in 0. Im Beitrag zur BFE-Wärmepumpen-Tagung 2013 0 war ein direkter Vergleich der Systeme wegen unterschiedlichen Modellierungsansätzen noch nicht möglich.

Mit dem Fortschritt der Validierung und besseren Modellen können die Systeme mit und ohne Eisspeicher nun direkt miteinander verglichen werden.

In der folgenden Charakterisierung werden somit die grundlegenden Systeme Wärmepumpe + Photovoltaik und Wärmepumpe + Solarthermie und ein sich daraus ergebender Entwicklungspfad für die Integration von solarer Wärme- und Stromproduktion aufgezeigt. Die dabei referenzierten Ergebnisse beziehen sich auf den ausführlichen Systemvergleich in 0 für das SFH45-Referenzgebäude des A38T44 mit einem Heizwärmebedarf von $45 \text{ kWh/m}^2/\text{a}$ (6300 kWh/a) und einem Trinkwasser-Wärmebedarf von 5.8 kWh/d (2133 kWh/a). Für die Anwendung von PV-Panels oder ST-Absorber oder PVT-Kollektoren steht eine 50 m^2 grosse, süd-orientierte und 45° geneigte Dachfläche zur Verfügung.

Für die **energetische Auswertung** werden die Bilanzgrenzen- und Arbeitszahl-Definitionen des A38T44 in 0 verwendet mit:

SPF_{bSt} - Die von der Wärmepumpe und der Solarthermie erzeugte und für Nutzer oder Nutzwärmespeicher bereitgestellte Wärme wird bilanziert und durch allen zur Bereitstellung dieser Wärme erforderlichen Aufwand dividiert. Somit sind Speicherverluste und Aufwände zur Übergabe der Wärme nicht berücksichtigt.

SPF_{SHP+} - Die Bilanzgrenze beinhaltet alle Komponenten des Systems von der Erzeugung bis zur Nutzung. Die Nutzwärme für Raumheizung und Trinkwarmwasser wird dividiert durch alle Aufwände zur Wärme-Bereitstellung und -Übergabe.

Die **elektrische Energiebilanz** verwendet folgende Begriffe:

Netzstrombezug ist alle Elektrizität, die aus dem Stromnetz bezogen wird.

PV-Eigennutzung ist diejenige tagesweise bilanzierte elektrische Energiemenge, die am Gebäude durch PV erzeugt wird und in der Wärmeerzeugung durch die Solarthermie- oder Wärmepumpen-Anlage selbst genutzt werden kann.

PV-Überschuss ist die am Gebäude durch PV erzeugte elektrische Energiemenge, die nicht als PV-Eigennutzung bilanziert wird.

Die **ökonomische Bewertung** der Systeme basiert auf aktuellen Schweizer Preisen für Bauteile, Arbeit, Planung und mittlere Schweizer Stromtarife. Die Preise enthalten alle Komponenten und Arbeit, die notwendig sind für Errichtung, Betrieb und Abbruch am Lebensende - im speziellen folgende Komponenten: Wärmepumpen, Kollektoren, Absorber, PV-Module, PV-Inverter, Speicher, Trinkwarmwasser-Komponenten, Regelung, Installation und Zusammenbau Material und Arbeit, bauseitige Aufwände wie Erdarbeiten, ebenso Rückbau und Planungshonorare die zusammen $\sim 20\%$ der Investitionskosten ausmachen. Nicht eingeschlossen sind die Wärmeverteil- und Übergabe-Komponenten. Ebenso sind keine Förderbeiträge oder Subventionen berücksichtigt. Die Berechnung der Annuitäten erfolgt für eine Lebensdauer von 20 Jahren, mit 1% Preissteigerung und 3% Kapitalzins. Der Tarif für Strombezug und Einspeisung von PV-Überschüssen beträgt 0.194 CHF/kWh . PV-

Überschüsse stellen eine Abschätzung einer möglichen Einspeisevergütung dar. Die Wartungskosten werden mit 1% der Investitionskosten angesetzt. Die Betriebskosten enthalten ausschliesslich den Netzstrombezug.

System 1: Wärmepumpe + Solarthermie

Das System Wärmepumpe + Solarthermie umfasst 50 m² hocheffiziente thermische Solarkollektoren, einen 10 m³ Pufferspeicher und eine Luft/Wasser-Wärmepumpe vorwiegend als Backup-Heizung. Somit werden 81% der erzeugten Wärme durch die Solarkollektoren bereitgestellt. Der verbleibende Elektrizitätsbedarf von 860 kWh/a ist der kleinste der betrachteten Systeme. Er wird durch die komplette Belegung des Dachs mit thermischen Kollektoren vollständig ab Netz bezogen. Die Wärmeverluste sind durch den grossen Wärmespeicher die grössten im Vergleich. Das System erreicht durch den hohen solarthermischen Anteil jedoch die höchsten Arbeitszahlen mit einem SPF_{bSt} von 14.5 und SPF_{SHP+} von 10.0. Diese hohe Effizienz geht mit den höchsten Systemkosten von 10'728 CHF/a einher, wobei angemerkt werden muss, dass dieses System als einziges eine saisonale Energiespeicherung beinhaltet.

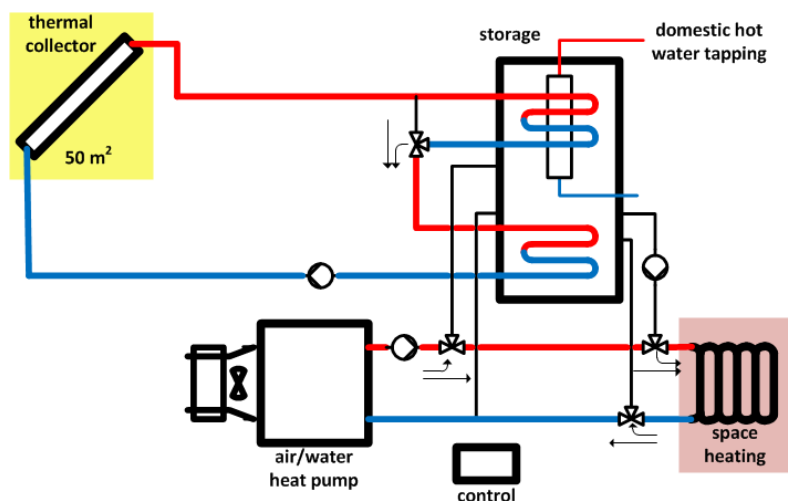


Bild 3: Hydraulikschema System 1

System 2: Wärmepumpe + Photovoltaik

Im System Wärmepumpe + Photovoltaik wird die Wärme zu 100% durch die Luft/Wasser-Wärmepumpe bereitgestellt, wobei ein 900 Liter fassender Pufferspeicher eingesetzt wird. Die Dachfläche wird vollständig mit PV-Modulen belegt. Die Systemeffizienz ist mit einem SPF_{bSt} von 3.0 für die Wärmeerzeugung und einem SPF_{SHP+} von 2.7 für das Gesamtsystem am niedrigsten. Dem entsprechend ist Elektrizitätsbedarf mit 3224 kWh/a am höchsten. Hiervon können durch die grosse PV-Anlage allerdings 1770 kWh/a selbst bereitgestellt werden und es stehen weitere 4980 kWh/a als PV-Überschuss für weitere Nutzungen zur

Verfügung. Die Umsetzung der Regelung für eine möglichst hohe Eigennutzung des PV-Stromes wurde in diesem Projekt nicht detailliert untersucht. Die Annahme der in der Tagesbilanz 100%igen Eigennutzung durch Wärmespeicher mit entsprechender Regelung führt zu einem Eigendeckungsanteil von insgesamt 55%. Die Anlagenkosten sind mit 7400 CHF/a die niedrigsten im Vergleich. Mit dem angenommenen Einspeisetarif kann der PV-Überschuss mit einer Gutschrift von 966 CHF/a bewertet werden.

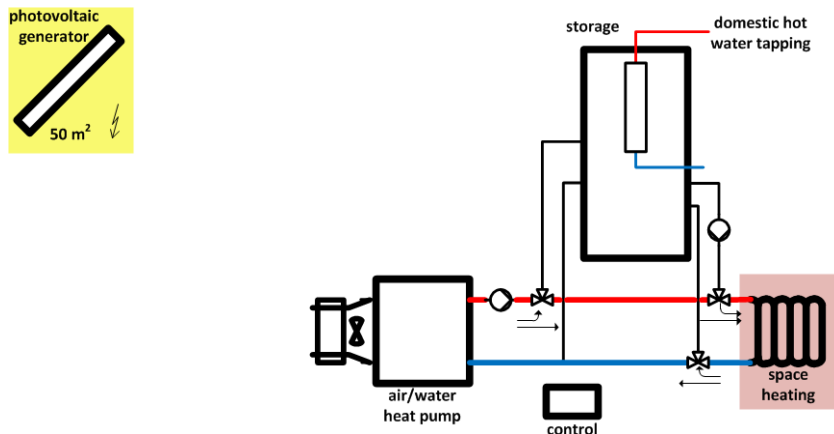


Bild 4: Hydraulikschema System 2

System 3: Wärmepumpe + Eisspeicher + Solarthermie + Photovoltaik

Das System 3 verwendet als Quellenanlage für die Sole/Wasser-Wärmepumpe einen Solarabsorber und einen erdvergrabenen Eisspeicher von 10 m³ Wasservolumen. Die Absorberfläche konnte aufgrund der guten konvektiven Eigenschaften des Absorbers auf 10 m² Aperturfläche optimiert werden. Somit bleiben 40 m² Dachfläche für PV-Module verfügbar. Die Wärmeerzeugung erfolgt ausschliesslich über die Wärmepumpe. Die Effizienz der Wärmeerzeugung liegt mit einem SPF_{bSt} von 4.2 deutlich höher als die von System 2, wie auch die System-Effizienz SPF_{SHP+} mit 3.8, auch wenn die vorwiegende Wärmequelle ebenso die Aussenluft ist.

Hieraus resultiert ein Strombedarf von insgesamt 2'302 kWh/a, welcher zu 63% von der eigenen PV-Anlage gedeckt werden kann. Der Netzstrombezug liegt mit 851 kWh/a auf dem Niveau der grossen Solarthermieranlage in System 1. Es verbleiben weitere 3'949 kWh/a an PV-Überschuss mit einer potenziellen Vergütung von 766 CHF/a. Die Jahreskosten des System 3 liegen aktuell mit 10'177 CHF/a noch deutlich höher als für System 2, was vorwiegend durch die noch hohen Investitionskosten verursacht wird. Allerdings ist aufgrund der noch jungen Technologie ein Kostensenkungspotenzial zu erwarten.

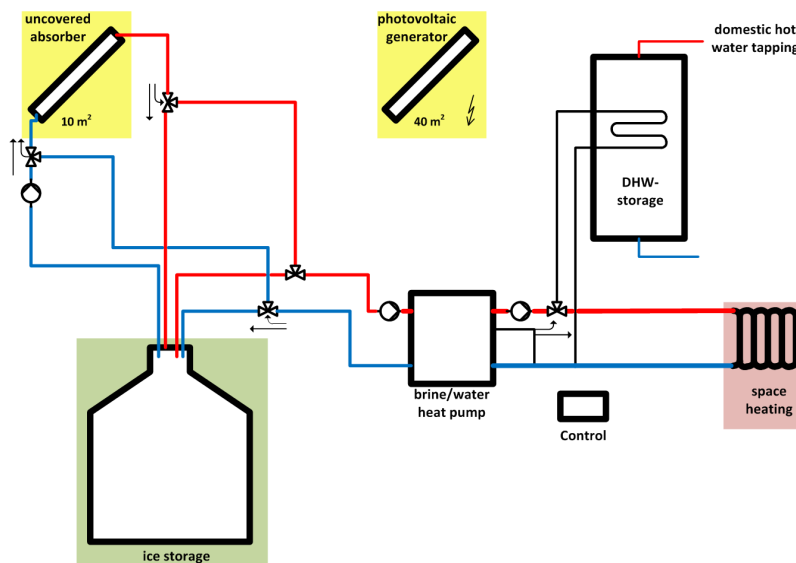


Bild 5: Hydraulikschema System 3

System 4: Wärmepumpe + Eisspeicher + photovoltaisch-thermische-Kollektoren

System 4 zeigt eine Abschätzung für den Fall, dass photovoltaisch-thermische-Kollektoren anstelle der Solarabsorber verwendet werden. Während der Projektlaufzeit gab es keine gemessenen, realen PVT-Kollektoren, die hierfür anwendbar sind. Daher wurden die thermischen Eigenschaften für die Simulation abgeschätzt und die PVT-Kollektorfläche für ausreichend gute konvektive Eigenschaften auf die ganze Dachfläche von 50 m² ausgeweitet und eine gleiche System-Effizienz angenommen. Mit der grösseren PV-Fläche resultiert hieraus eine höhere PV-Eigennutzung von 69% oder 1'586 kWh/a des gleichen Gesamtstrombedarfs von 2'302 kWh/a wie für System 3. Der Netzstrombezug reduziert sich hierdurch auf 716 kWh/a. Die Systemkosten erreichen mit 10'702 CHF/a ein vergleichbares Niveau wie System 1, mit einer potenziellen Vergütung der 5'716 kWh/a PV-Überschuss von 1'109 CHF/a.

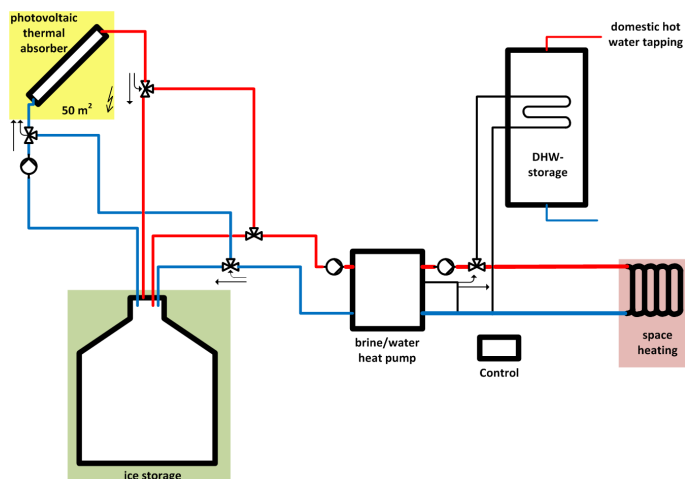


Bild 6: Hydraulikschema System 4

Eisspeicher-Systeme

Die untersuchten Systeme mit Solarabsorber- und Eisspeicher-Wärmequelle für eine Sole/Wasser-Wärmepumpe zeigen sich hier als interessanter Untersuchungsgegenstand und vielversprechend für zukünftige Anwendungen. Einerseits zeigen erste realisierte und gemessene Anlagen, dass die in Simulationen ermittelten Jahresarbeitszahlen für die Wärmeerzeugung im Bereich von vier und darüber durchaus realistisch sind. Andererseits bietet dieses Grundkonzept Potenzial zur Integration von solarer Strom- & Wärmeerzeugung mit kombinierten, photovoltaisch-thermischen Kollektoren. Weiterhin bieten funktionierende Systemlösungen mit Sole-Zwischenkreis Potenzial zur Integration von weiteren Wärmequellen wie beispielsweise der Nutzung von Abwärme. Es stellt sich die Frage, was die Anforderungen für ein funktionierendes System dieser Art sind.

Die Dimensionierung und energetische Effizienz der Eisspeicher-Systeme wurde schon in früheren Publikationen (Burgdorf 2013 0, Cisbat2013 0, SHC2013 0, HPC2014 0) diskutiert und dargelegt. Vor allem die Publikation an der SHC2013 0 zeigt die Dimensionierung und Systemergebnisse, die Publikation an der HPC2014 0 die Modellierung und Komponenten-Eigenschaften.

Die hier untersuchten Eisspeicher-Systeme beziehen den Grossteil der Quellenwärme für die Wärmepumpe direkt aus dem Solarabsorber, wie auch schon im letzten Beitrag 0 dargestellt. Bild 7 zeigt die Jahresenergiebilanz eines SFH45 mit 250 m² Energiebezugsfläche (SFH45* in 0) als Sankey-Diagramm. Daraus wird ersichtlich, dass drei Viertel (40.2 kWh/m²/a) der Quellenwärme für die Wärmepumpe direkt aus dem Solarabsorber bezogen werden und etwa ein Viertel aus dem Eisspeicher. In der Jahresbilanz erscheint der Beitrag des Erdreichs mit 3% gering.

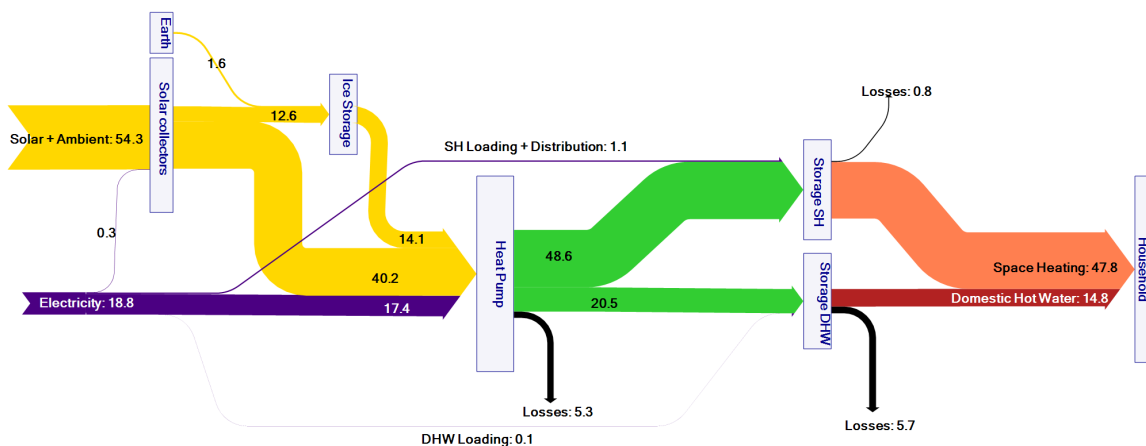


Bild 7: Sankey-Diagramm Jahresenergiebilanz für ein Neubau EFH mit Eisspeicher-Wärmepumpen-Anlage (Energieangaben in kWh/m²/a)

Allerdings zeigt die monatliche Wärmebilanz des Eisspeichers für diesen Anwendungsfall, dargestellt in Bild 8, dass in den Monaten Mai bis Oktober der Eisspeicher wärmer ist als das umgebende Erdreich und Wärme dorthin abgibt. Die solaren Einträge in dieser Zeit werden fast vollständig ans Erdreich abgegeben. Die Nutzung der latenten Wärme am Übergang von

Wasser zu Eis erfolgt vorwiegend in den Monaten November bis Januar. Bereits ab Februar taut der Eisspeicher, hauptsächlich durch Erdreich-Wärmegewinne, wieder auf. Während der Zeit November bis März bezieht die Wärmepumpe die meiste Wärme aus dem Eisspeicher. Hierbei trägt die vom Erdreich gewonnene Wärme zu einem grösseren Anteil bei als der latente Wärmegewinn. Der latente Wärmegewinn sichert die minimale Quelltemperatur. Die Erdreich-Wärmegewinne tragen wesentlich dazu bei, dass der Eisspeicher nicht vollständig durchfriert und vermeiden so die Abschaltung der Wärmepumpe wegen unterschreiten der minimalen Quelltemperatur und den Einsatz eines Heizstabes. Solare Wärmegewinne tragen ab April zum vollständigen Auftauen und Aufwärmen des Eisspeichers und des Erdreiches bei.

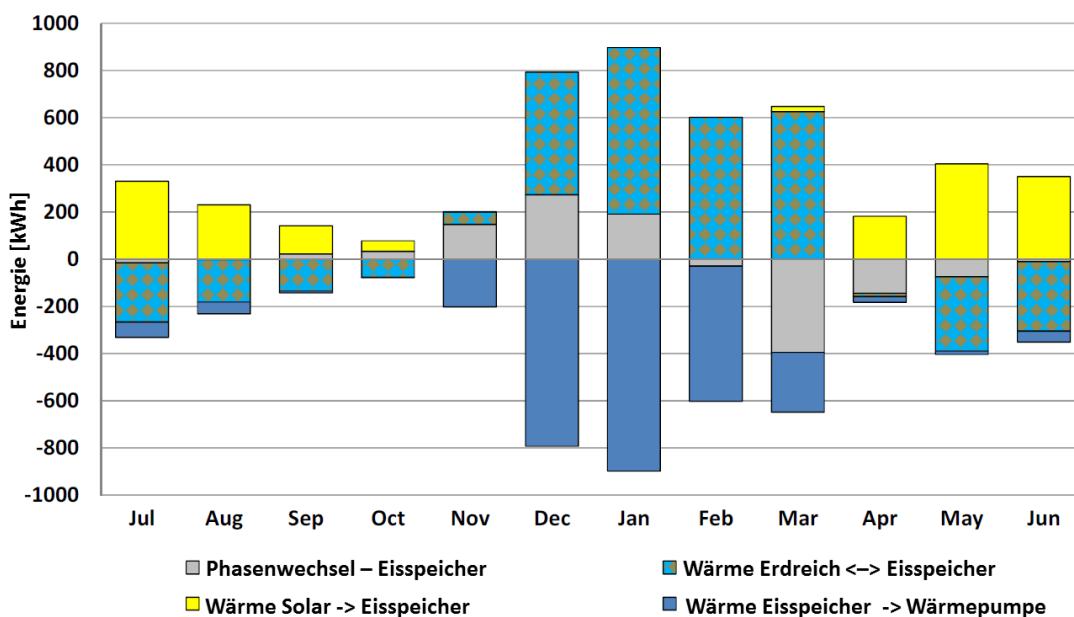


Bild 8: Monatliche Wärmebilanz des Eisspeichers für das Gebäude SFH45. Wärmegewinne im Eisspeicher sind auf der y-Achse positiv aufgetragen (gelb: Wärme vom Solarabsorber, grau: Latentwärme beim Einfrieren von Wasser, kariert: Erdreich-Wärmegewinne), Wärmeverluste negativ (blau: Wärmebezug der WP, grau: tauen des Eises, kariert: Verluste ans Erdreich).

Die zweite zentrale Komponente im System ist der Solarabsorber, von dem insgesamt etwa drei Viertel der Quellenwärme bezogen wird. Die Frage, ob die solare Einstrahlung oder die konvektiven Wärmegewinne zentrale Eigenschaft des Solarabsorbers sind, soll hier anhand zweier Vergleiche mit verschlechterten Systemeigenschaften dargelegt werden.

Vergleich 1 - verschlechterte Randbedingungen

Eine Simulation (SFH45* in 0 8 kW / 5 SLK-S / SFH45 / Gebäude mit 250 m²) mit vollständiger Abschattung der solaren Einstrahlung auf den Kollektor reduziert den SPF_{bSt} gegenüber dem Standardfall verhältnismässig gering von 4.47 auf 4.45 (-0.02 oder -0.5%). Eine zusätzlich reduzierte Strömungsgeschwindigkeit der Luft von konstant 1.5 m/s anstelle der Windgeschwindigkeit aus dem Klimadatensatz reduziert den SPF_{bSt} gegenüber dem Standardfall schon stärker von 4.47 auf 4.18 (-0.29 oder -6.5%).

Vergleich 2 - alternatives Kollektorkonzept

Eine Simulation (SFH60* in 0 10 kW / 8 SLK-S / SFH60 / Gebäude mit 250 m²) mit schlechteren konvektiven Eigenschaften des Kollektors (handelsüblicher, mechanisch belüfteter Flachkollektor anstelle Solarabsorber) reduziert den SPF_{bst} gegenüber dem Standardfall bei gleicher Absorberfläche verhältnismässig stark von 4.12 auf 3.66 (-0.46 oder -11%).

Die zentrale Bedeutung der Konvektion am Solarabsorber zeigt sich auch in der gemessenen Kennlinie der konvektiven Wärmegewinne in Bild 9. Der Solarabsorber weist auch ohne solare Einstrahlung (0 W/m²), aufgrund der im Vergleich zur Aperturfläche grossen konvektiven Wärmeaustauschfläche, eine hohe Wärmeleistung auf. Bei einer Windgeschwindigkeit von 2.9 m/s und einer Untertemperatur des Absorbers von 2 K beträgt Wärmeleistung ~330 W/m². Zum Vergleich, der konvektive Wärmeübergang auf einer senkrechten Aussenwand wird in Normrechenverfahren angesetzt mit $4 \text{ W/m}^2/\text{K} + 4 \text{ W/m}^2/\text{K}/(\text{m/s}) \cdot \text{Windgeschwindigkeit} [\text{m/s}]$, was bei gleichen Bedingungen einem Wärmestrom von 32 W/m² entspricht, also nur rund einem Zehntel.

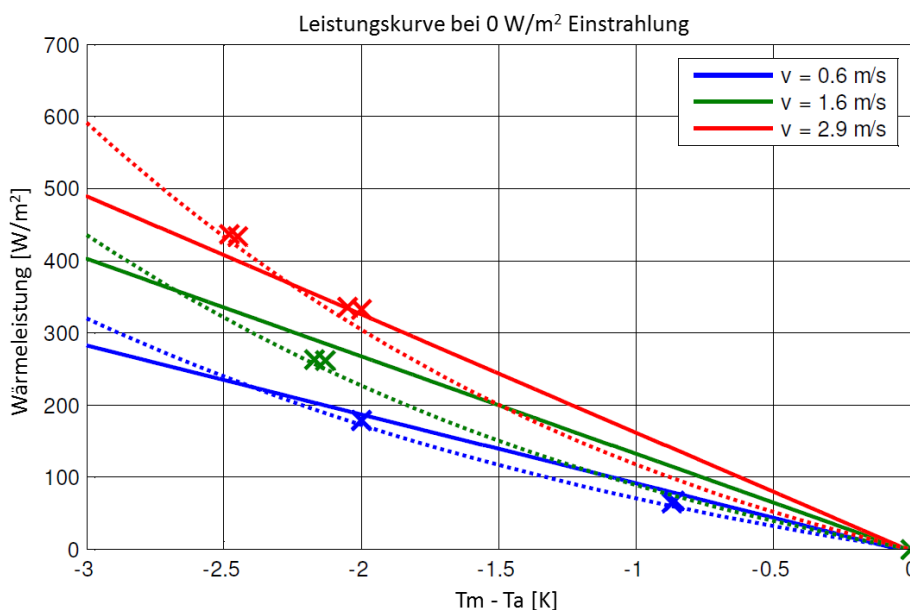


Bild 9: Konvektive Wärmegewinn-Kennlinie des Solarabsorber (durchgezogene Linie: Simulation; gestrichelte Linie: curve fit mit Polynom)

Solarkollektoren können also mit guter Systemeffizienz als Quellenanlage für Wärmepumpen-Systeme verwendet werden, wenn der primäre Nachteil eines zusätzlichen Wärmeübergangs durch den Sole-Zwischenkreises kompensiert wird durch günstige Wärmequellenbedingungen. Dazu gehört im Fall des Solar-Eisspeicher-Systems die Kombination der konvektiven Eigenschaften des Kollektors, der latenten Wärmespeicherung & der Erdreich-Wärmegewinne.

Eisspeicher-Messung

Am IEBau-FHNW wurde im Jahr 2014 ein erdvergrabener Eisspeicher vermessen. Kernpunkt war die Ermittlung des Temperaturfeldes und der Wärmegewinne aus dem Erdreich. Dazu wurde der Eisspeicher vollständig durchgefroren und über einen Zeitraum von insgesamt ca. 6 Wochen im gefrorenen Zustand gehalten. Hiermit konnten in einem quasistationären Zustand die Erdreich-Wärmegewinne ermittelt werden.

Die Temperatur-Fühler wurden in einer vertikalen Schnittebene auf drei Höhen im Eisspeicher und ausserhalb im Erdreich verteilt. Die Erdreich-Fühler sind jeweils direkt am Mantel, mit 0.5 m Abstand und mit 1 m Abstand positioniert, weiterhin je ein Temperatur-Fühler unter der Bodenplatte anliegend und mit 0.5 m Abstand. Bild 10 zeigt die Temperatur-Fühler sowie das zu einem Zeitpunkt ermittelte Temperaturfeld im und um den Eisspeicher.

Erster Ansatzpunkt der Auswertung ist der sich mit dem inneren Temperaturfeld ergebende Wärmegewinn aus dem Erdreich. Dazu wurde die Wärmebilanz des Eisspeichers im Erdreich ermittelt. Wegen des konstant vereisten Zustandes im Eisspeicher kann der Wärmeentzug durch die Wärmepumpe der aus dem Erdreich nachströmenden Wärme gleich gesetzt werden. Aus den Temperaturmessungen wurden die Wärmeströme über die Mantelfläche und die Bodenfläche rechnerisch ermittelt. Die Wärmepumpen-Regelung ermittelt die Temperatur im Eisspeicher über regelmässige Umwälzung der Sole im Quellenkreis, auch ohne Betrieb der Wärmepumpen. Hierdurch erfolgt ein weiterer Wärmeeintrag durch die zwischenzeitlich stillstehende, sich erwärmende Sole.

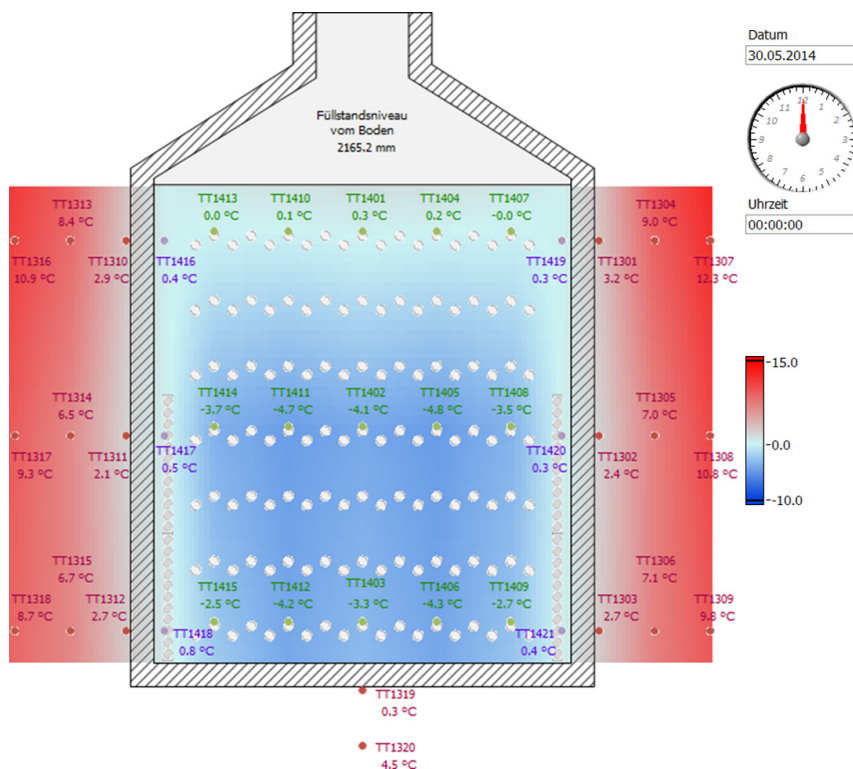
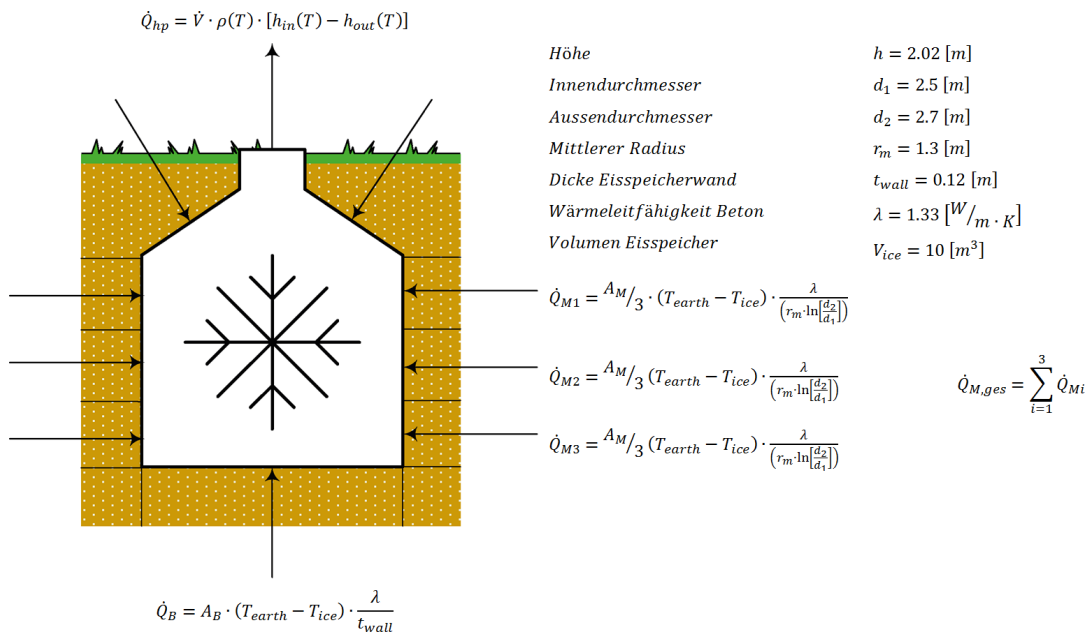


Bild 10: Messpunkte im Eisspeicher und Darstellung eines beispielhaften Temperaturfeldes im vereisten Zustand

**Bild 11:** Auswertung der Wärmeströme am Eisspeicher

Die Verteilung der Wärmeströme wurde jeweils über eine Dauer von 1.5 Wochen für eine reguläre Einbausituation des Eisspeichers ermittelt, sowie mit einer 30 cm dicken und 3*3 m² grossen, isolierenden Platte auf dem Erreich. In Tabelle 1 sind für beide Fälle der mittlere Wärmeentzug durch die Wärmepumpe sowie die aus den Temperaturmessungen ermittelte, prozentuale Verteilung des Wärmenachflusses dargestellt.

	mittlerer Wärmeentzug	Wärmeeintrag über			
		Pumpenzirkulation für Regelung	Mantelfläche	Bodenplatte	Differenz = Wärmebrücke & Deckel
Regulärer Einbau	1'485 W	17%	40%	7%	36%
mit Boden- Abdeckung	1'156 W	23%	41%	11%	25%

Tabelle 1: Erreich-Wärmegewinne des Labor-Eisspeichers

Schlussfolgerung

In diesem Beitrag können drei erfolgversprechende Kombinationen von Wärmepumpe plus Solartechnik vorgestellt werden - zwei davon basierend auf bekannter Technologie, eines basierend auf einem konzeptionell neuen Ansatz mit Ausblick auf eine weitere zukünftige Entwicklung. Kombinationen von Solarthermie und Wärmepumpe bergen neben einem möglichen Mehrnutzen ein deutliches Risiko einer Verschlechterung der Systemeffizienz durch zusätzliche Wärmeübergänge und beispielsweise dadurch verschlechterten Quellenbedingungen der Wärmepumpen. Der Mehrnutzen in der Nutzung eines Sole-Zwischenkreises zur Quellenwärme-Erschliessung liegt nicht alleine in der hier aufgezeigten Systemkombination, sondern auch in der Offenheit zur Kombination mit weiteren Wärmequellen wie PVT-Kollektoren oder Abwärmequellen. Hierbei offen ist sicherlich noch eine weitere Kostenoptimierung und Optimierung der Komponenten PVT & Latentwärmespeicher sowie die Definition sinnvoller Einsatzfelder & Anforderungen von Luftbasierten Wärmepumpen mit Sole-Zwischenkreis.

Dank

Die Autoren bedanken sich beim Bundesamt für Energie für die finanzielle Unterstützung und die Projektbegleitung sowie für die Unterstützung durch die Viessmann Werke GmbH & Co. KG und Isocal HeizKühlsysteme GmbH.

Quellen

- [1] International Energy Agency Solar Heating and Cooling - Task 44/ Heat Pump Programme Annex 38: Solar and Heat Pump Systems, January 2010 - December 2013, CH (<http://task44.iea-shc.org>)
- [2] Dott R., Genkinger A., Moret F., Afjei T., Combining Heat Pumps with Solar Energy for Domestic Hot Water Production, Proceedings of IEA-HPC2011 Conference, Tokyo, JP, Mai 2011
- [3] Afjei T., Dott R., Heat Pump Modelling for annual performance, design and new technologies, 12th International Conference of the International Building Performance Simulation Association - IBPSA (www.bs2011.org), Sydney, AU, Nov 2011
- [4] Afjei T., Dott R., Genkinger A., Wärmepumpe und Solarthermie - Kurzberichte zu den Projekten SOFOWA und EFKOS, In Tagungsband 18. Tagung des Forschungsprogramms Wärmepumpen und Kälte des Bundesamts für Energie BFE, Burgdorf, CH, Jun 2012
- [5] Dott R., Genkinger A., Afjei T., System evaluation of combined solar & heat pump systems, International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry SHC2012, Energy Procedia 30 (2012) 562 - 570, San Francisco, CA, USA, Jul 2012
- [6] Genkinger A., Dott R., Afjei T., Combining Heat Pumps with Solar Energy for Domestic Hot Water Production, International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry SHC2012, Energy Procedia 30 (2012) 101 - 105, San Francisco, CA, USA, Jul 2012
- [7] Dott R., Afjei T. & Genkinger A., Systemvergleich von kombinierten Solar- und Wärmepumpensystemen. In Tagungsband OTTI Thermische Solarenergie 2013, Bad Staffelstein, DE, Apr 2013
- [8] Dott R., Afjei T. & Genkinger A., System evaluation of combined solar & heat pump systems. In Proc. of Clima 2013 Conference, Prag, CZ, Jun 2013
- [9] Afjei T., Dott R., Winteler C., Wärmepumpen, Photovoltaik und Eisspeicher - Anforderungen an erfolgreiche Systeme. In Tagungsband 19. Tagung des Forschungsprogramms Wärmepumpen und Kälte des Bundesamts für Energie BFE, Burgdorf, CH, Jun 2013
- [10] M. Y. Haller, R. Dott, J. Ruschenburg, F. Ochs und J. Bony: The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 / Part A: General Simulation Boundary Conditions / A technical report of subtask C Report C1 Part A, Mrz. 2013

- [11] R. Dott, M. Y. Haller, J. Ruschenburg, F. Ochs und J. Bony: Reference Buildings Description of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 / Part B: Buildings and Space Heat Load / A technical report of subtask C Report C1 Part B, Sep. 2013
- [12] Haller M. Y., Bertram E., Dott R., Afjei T., Ochs F., Sunliang C., Siren K., Hadorn J.-C.: Models of Sub-Components and Validation for the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 Part A: Summary / A technical report of subtask C Report C2 Part A, Mrz. 2013
- [13] Dott R., Afjei T., Genkinger A., Dalibard A., Carbonell D., Consul R., Heinz A., Haller M.Y., Witzig A., Facao J., Ochs F., Pärish P.: Models of Sub-Components and Validation for the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 Part C: Heat Pump Models / A technical report of subtask C Report C2 Part C, Jun. 2013
- [14] Malenkovic I., Pärish P., Eicher S., Bony J., Hartl M.: Definition of Main System Boundaries and Performance Figures for Reporting on SHP Systems / Deliverable B1, Dez. 2013
- [15] Dott R. & Afjei T., System evaluation of combined solar & heat pump systems. In Proc. of Cisbat 2013 Conference, 4.-6. September, Lausanne, CH, Sep 2013
- [16] Winteler C., Dott R., Afjei T., Seasonal performance of a combined solar, heat pump and latent heat storage system. In Proc. of Cisbat 2013 Conference, Lausanne, CH, Sep 2013
- [17] Winteler C., Dott R., Afjei T., Hafner B., Seasonal Performance of a Combined Solar, Heat Pump and Latent Heat Storage System, SHC 2013, International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry, Freiburg, DE, Sep 2013
- [18] Dott R., Afjei T., Evaluation of Solar & Heat Pump System Combinations, Proceedings of IEA-HPC 2014 Conference, Montreal, CA, Mai 2014
- [19] Winteler C., Dott R., Afjei T., Hafner B., Heat Pump, Solar Energy and Ice Storage Systems - Modelling and Seasonal Performance, Proceedings of IEA-HPC2014 conference, Montreal, CA, Mai 2014
- [20] Hadorn J.-C. (Editor) et al., Solar and Heat Pump Systems for Residential Buildings, ISBN: 978-3-433-03040-0, Verlag Ernst&Sohn, Juli 2015

Floriane Mermoud, Dr., Collaboratrice scientifique
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

Source froide solaire pour une pompe à chaleur : retour d'expérience sur un complexe résidentiel Minergie neuf de 10'000 m² à Genève

Résumé

Dans le cadre d'un projet financé principalement par le Programme de Recherche « Energie dans les bâtiments » de l'OFEN, un retour d'expérience complet a été mené sur un nouveau complexe immobilier Minergie de 10'000 m² habitables à Genève (« Solarcity »), qui a été équipé de 1'200 m² de capteurs solaires couplés à des pompes à chaleur pour la production du chauffage et de l'eau chaude sanitaire. Un suivi énergétique approfondi a été mené sur une durée de deux ans, et a permis de totalement caractériser le fonctionnement et les performances du système. Le SPF annuel mesuré sur l'ensemble du complexe est de 2.6 en 2012. Cette valeur peut sembler modeste, il faut toutefois noter que malgré des performances moyennes, la consommation électrique annuelle reste bien maîtrisée (~20 kWh/m²/an) grâce à une demande thermique des bâtiments faible (~55 kWh/m²/an). Un modèle numérique du système a été développé en parallèle, avec l'objectif d'étudier l'impact de différents paramètres techniques sur les performances du système et de transposer ce même système dans des bâtiments existants avec une enveloppe thermique moins performante. Une analyse économique a été menée en parallèle.

Abstract

In the framework of a project mainly founded by the Research Program « Energy in Buildings » of SFOE, a comprehensive study was carried out on a new housing complex in Geneva (10'000 m²) called Solarcity, which was built in 2010 with a highly efficient thermal envelope (Minergie standard). It was equipped with 1'200 m² solar collectors directly coupled to heat pumps for space heating and domestic hot water production. A 2-year energy monitoring enabled to fully characterise the operation and performance of the system. The measured SPF for the whole complex was 2.6 in 2012. This value seems modest, but it has to be highlighted that the annual electricity consumption remains low (~20 kWh/m²/yr) due to

the low heat demand (~55 kWh/m²/yr). A numerical model of the system was developed in order to study the impact of different technical parameters in the system performance as well as simulate its performance when applied in existing buildings with less efficient thermal envelopes. In parallel, an economic analysis was performed.

Contexte général

Les pompes à chaleur pour le chauffage des bâtiments ont connu un développement rapide ces dix dernières années. Les sources froides les plus communément utilisées actuellement sont l'air extérieur et la géothermie, mais la recherche d'autres sources froides plus performantes et/ou à coût moindre est un enjeu important. **Ce travail s'intéresse à la contribution éventuelle du solaire thermique comme source froide à une pompe à chaleur pour des applications résidentielles collectives.**

Le projet de recherche est centré sur un **retour d'expérience complet réalisé par l'Université de Genève sur un nouveau complexe immobilier Minergie de 10'000 m² habitables à Genève (baptisé « Solarcity »), équipé de pompes à chaleur couplées à 1'200 m² de capteurs solaires non couverts.** Les deux années de suivi énergétique ont permis de comprendre le fonctionnement du système dans son ensemble et de déterminer ses performances. Parallèlement, l'analyse économique a permis d'évaluer le coût de la chaleur produite et les charges de chauffage annuelles.

Ce retour d'expérience a été complété par **un travail d'extrapolation mené à l'aide d'un modèle numérique** réalisé en TRNSYS et validé grâce aux mesures. Il s'agissait notamment de tester le concept énergétique dans d'autres configurations : dimensionnement différent, immeubles existants rénovés ou non (présentant donc une demande thermique plus élevée).

Le contenu de cet article est issu du rapport final du projet « COP 5 : Source froide solaire pour pompe à chaleur avec un COP annuel de 5 généralisable dans le neuf et la rénovation ». Le rapport complet est disponible en ligne (cf. [1]).

Suivi énergétique de l'installation Solarcity

Description du site d'étude

Le complexe immobilier étudié est situé à Satigny (GE) et a été terminé en 2010. Il est constitué de 10 allées regroupées en 4 immeubles. L'enveloppe thermique a été particulièrement soignée pour porter le bâtiment au niveau du standard Minergie. Les bâtiments sont équipés d'une ventilation double-flux (VDF), couplée à un puits canadien, permettant une récupération de chaleur sur l'air extrait.

Le concept énergétique a été proposé par ERTE/SunTechnics. Pour la production de chauffage et d'eau chaude sanitaire (ECS), chaque allée a son installation énergétique

autonome et indépendante, identique d'une allée à l'autre. Les équipements techniques pour une allée (environ 1'000 m² de Surface de Référence Énergétique (SRE)) sont les suivants :

- 116 m² de capteurs solaires ;
- 1 pompe à chaleur (PAC) à un étage dimensionnée pour couvrir la puissance nécessaire pour la production de l'ECS (32 kW) et capable de fonctionner jusqu'à -20°C à l'entrée de l'évaporateur ;
- 1 stockage thermique de 4x1'500 L d'eau chaude ;
- 1 résistance électrique de secours située dans les ballons d'eau chaude, activée manuellement et permettant d'assurer 100% des besoins thermiques en cas de panne ou de maintenance, ou si la température à l'évaporateur descend en dessous de la valeur limite de travail de la PAC ;
- système Enerbus pour la distribution de chaleur : une seule canalisation physique utilisée séquentiellement pour la distribution de chauffage dans les appartements (plancher chauffant 32/25°C) ou la recharge de boilers individuels (300 L par appartement pour le stockage de l'ECS).

Le schéma de principe de l'installation est présenté sur la Figure 1 :

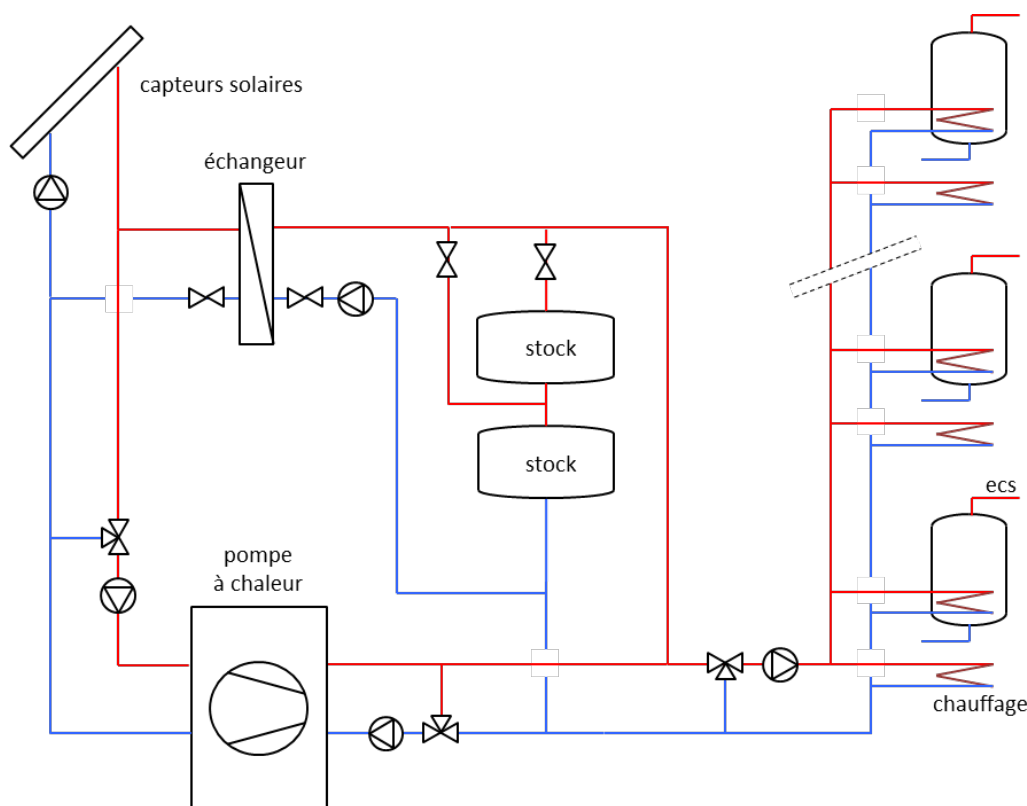


Figure 1 : Schéma de principe de l'installation

Le système présente **4 modes de fonctionnement principaux**, par ordre de priorité :

1/ Production solaire directe : quand l'ensoleillement est suffisant, la chaleur issue des capteurs solaires est directement utilisée pour le chauffage et l'ECS, le surplus éventuel étant stocké dans les ballons d'eau chaude.

2/ Déstockage : si le solaire direct ne permet pas d'atteindre la température de distribution nécessaire.

3/ Production par la PAC : si la température dans le stockage est trop basse. Le surplus éventuel est stocké dans les ballons d'eau chaude.

4/ Chauffage électrique direct : en cas de panne de la PAC ou si la température à l'évaporateur descend en dessous de -20°C (enclenchement manuel).

D'autre part, la production d'ECS est prioritaire sur le chauffage en cas de demande simultanée.

Le suivi énergétique a plus précisément porté sur une seule allée (« bâtiment B » dans la suite), bien que l'ensemble du complexe ait été analysé, de manière simplifiée. L'instrumentation du bâtiment B a consisté en 28 capteurs (13 thermocouples, 5 débitmètres, 4 compteurs électriques, 6 capteurs météo). Le suivi a commencé en octobre 2011 pour une durée de deux ans.

Résultats du suivi énergétique pour l'année 2012 (bâtiment B)

1) Caractérisation des éléments du système

a. Demande thermique

Le Tableau 1 regroupe les principales caractéristiques de la demande thermique du bâtiment :

	Température distribution	Puissance thermique (moy jour)	Demande thermique
chauffage	25-32°C	9 W/m ² à -5°C T _{non chauffage} = 13°C	19 kWh/m ² /an
ECS	55-60°C	~5 W/m ²	48 kWh/m ² /an
Total			68 kWh/m ² /an

Tableau 1 : Caractéristiques de la demande thermique du bâtiment

On observe clairement deux niveaux de température sur la distribution de chaleur (départ chaufferie) : $\sim 30^{\circ}\text{C}$ durant les périodes de distribution de chauffage et $\sim 60^{\circ}\text{C}$ durant les périodes de distribution d'ECS (système Enerbus). La signature énergétique fait apparaître une faible demande de chauffage : 9 W/m² à -5°C extérieur, et une demande d'ECS de l'ordre de 5 W/m² (moyenne journalière). En 2012, année climatique normale, **la demande de**

chauffage a été de 19 kWh/m². Ceci est une **valeur particulièrement faible pour la Suisse**, résultant de la grande qualité de l'enveloppe thermique du bâtiment et de la bonne maîtrise des températures intérieures (<21°C). La **demande en ECS a été de 48 kWh/m²**, ce qui est par contre **très élevé** par rapport aux valeurs standards en Suisse et s'explique par le fort taux d'occupation du bâtiment. Il en découle que le **ratio de consommation ECS-chauffage (2/3-1/3) est inversé** par rapport à ce qui est rencontré habituellement (1/3-2/3).

b. Capteurs solaires

Les capteurs solaires ont été caractérisés grâce aux mesures et suivant un modèle comprenant notamment un terme d'accumulation et un terme de pertes convectives dépendant de la vitesse du vent (important dans le cas de capteurs non couverts). Les coefficients ont été déterminés par régression multilinéaire sur les mesures à partir des valeurs horaires. **Les coefficients trouvés sont proches des valeurs données par le test normé** réalisé par le SPF à Rapperswil.

c. Pompe à chaleur

Les performances instantanées de la pompe à chaleur ont été caractérisées à partir des mesures en valeurs horaires, en termes de Coefficient de Performance et d'Efficacité. **Le COP PAC augmente nettement lorsque la température de sortie du condenseur se rapproche de la température d'entrée de l'évaporateur.** Il passe de 2 pour un ΔT de 70K à 4 pour un ΔT de 30K. L'efficacité de la PAC (rapport entre COP réel et COP de Carnot (limite thermodynamique)) est de l'ordre de 0.35, ce qui est une bonne valeur. **Les valeurs mesurées sont proches des valeurs constructeur.**

d. Stock

Le stockage thermique a été caractérisé à partir des mesures selon un modèle prenant en compte la variation capacitive du stock et ses pertes thermiques. Les coefficients ont été déterminés par régression bilinéaire sur les mesures en valeurs journalières. **La capacité effective issue de ce modèle est inférieure à la capacité réelle** des quatre cuves de stockage, ce qui pourrait s'expliquer par des « zones mortes » liées à la position des entrées et sorties hydrauliques. **Le facteur de pertes correspond à 5 cm d'isolation effective contre 20 cm dans la réalité :** la différence pourrait partiellement s'expliquer par des ponts thermiques subsistants.

2) Performances

a. Flux énergétiques annuels

Le diagramme de flux déterminé à partir des résultats du monitoring de l'année 2012 pour le bâtiment B est présenté en Figure 2. L'erreur de bilan entre les flux entrants et sortants est faible : inférieure à 3% de l'ensemble des flux entrants.

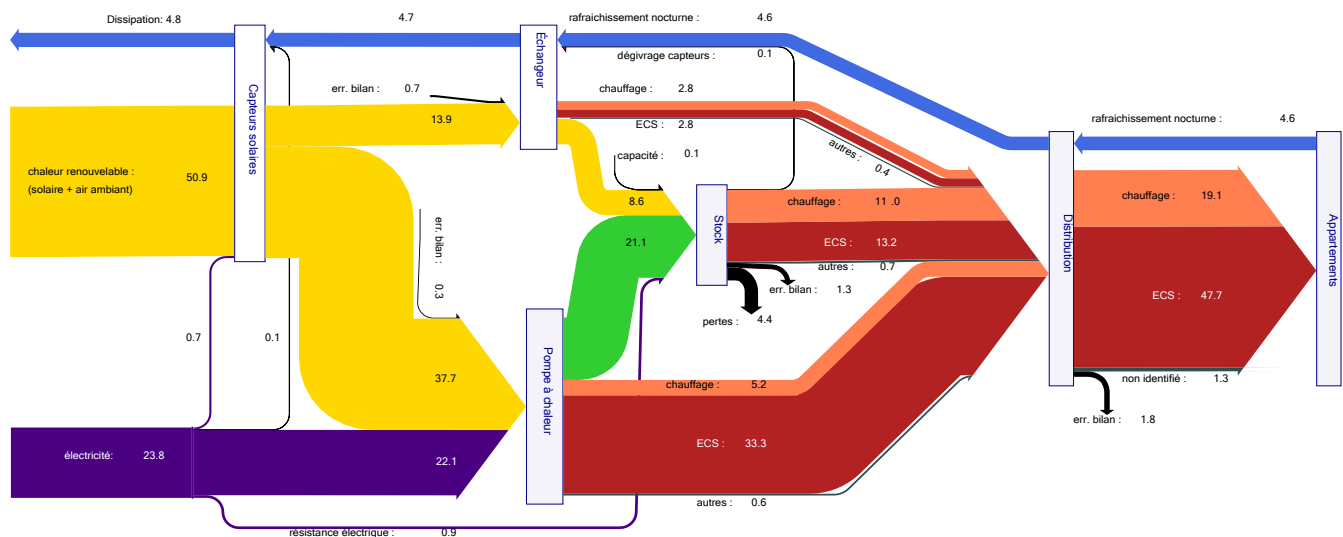


Figure 2 : Diagramme de flux pour le bâtiment B pour l'année 2012 (kWh/m²)

La production solaire directe (sans passer par la PAC) **représente 19% des entrants** (7% en hiver et 49% en été), dont 60% passent par le stockage avant utilisation. **La PAC produit 81% de la chaleur.** La résistance électrique, enclenchée uniquement en cas de panne/maintenance sur la PAC ou si la température à l'évaporateur est trop basse, a essentiellement fonctionné en février 2012, durant la vague de froid inhabituelle que l'Europe a connu. **La consommation électrique de la résistance représente moins de 5% de la consommation totale d'électricité de l'installation, et environ 1% des entrants en 2012. La consommation électrique totale a été d'environ 24 kWh/m² en 2012.** Le stockage thermique joue un rôle important dans le système, puisque 37% de l'énergie fournie passe par le stockage avant distribution. Les pertes thermiques s'élèvent à 14% de l'énergie stockée et 6% des entrants.

73% de la chaleur est distribuée en hiver (oct-avr), contre 27% en été (mai-sept). En hiver, la PAC fournit plus de 91% de l'énergie totale produite durant la période hivernale, le solde étant produit par le solaire direct (7%) et la résistance électrique (<2%). **La production solaire directe est inférieure à 50% en été, ce qui est faible** si on considère le dimensionnement généreux de la surface de capteurs solaires pour la production d'ECS : une valeur supérieure à 80% était attendue. Deux facteurs principaux peuvent expliquer cette faible valeur :

- Dans l'objectif d'augmenter les échanges de chaleur avec l'air ambiant quand ils sont utilisés comme absorbeurs pour l'évaporateur de la PAC, **les capteurs solaires ne sont pas vitrés et leur face arrière n'a pas été isolée**. Par conséquent, ils présentent des pertes thermiques élevées lorsqu'ils sont utilisés comme capteurs solaires en été.
- **La configuration hydraulique choisie (système Enerbus) n'est pas compatible avec le préchauffage solaire de l'ECS.**

b. Coefficients de performance annuels

Les performances annuelles des systèmes incluant des pompes à chaleur sont généralement caractérisées par le Seasonal Performance Factor (SPF). Différents indicateurs peuvent être définis (cf. Tableau 2) en fonction des frontières de calcul (définitions issues du projet européen SEPAMO-Build [2]) :

Indicateur	Frontières	Valeur Solarcity 2012
$SPF1 = \frac{\text{production PAC}}{\text{électricité PAC}}$	PAC seule	2.7
$SPF2 = \frac{\text{production PAC}}{\text{électricité PAC} + \text{pompe solaire}}$	PAC + auxiliaires côté source froide	2.6
$SPF3 = \frac{\text{demande bâtiment}}{\text{électricité PAC} + \text{pompe solaire} + \text{résistance}}$	PAC + auxiliaires côté source froide + appoint	2.9
$SPF4 = \frac{\text{demande bâtiment}}{\text{électricité PAC} + \text{résistance} + \text{tous auxiliaires}}$	PAC + appoint + tous auxiliaires (source froide, source chaude, distribution)	2.7

Tableau 2 : Définition des indicateurs de performance

Le SPF1 (pompe à chaleur seule) s'élève à 2.7. **Le SP3 remonte à 2.9 grâce aux apports solaires directs** (essentiellement en été). **Ces valeurs restent modestes**, ce qui s'explique par le fait que **la PAC fonctionne la majorité du temps à haute température (~60°C)**, et ce pour deux raisons : i) la demande en ECS est majoritaire (2/3) dans la demande totale du bâtiment ii) à cause des priorités de fonctionnement intégrées dans la régulation, en 2012 **65% de la chaleur destinée au chauffage a été produite à 60°C durant les phases de production d'ECS** (stockage du surplus). Il serait plus optimal pour les performances de la PAC que la chaleur destinée au chauffage soit effectivement produite à la température de distribution du chauffage.

La consommation électrique des auxiliaires a été estimée à partir des caractéristiques constructeur (sauf la consommation du circulateur solaire qui a été directement mesurée). Elle s'élèverait à environ 2.5 kWh/m²/an, soit **près de 10% de la consommation totale d'électricité**. Avec cette estimation, le SPF4 (tous auxiliaires compris) retombe à 2.7, ce qui

est en dessous de la fourchette des valeurs observées dans la littérature (entre 2.9 et 6.1 [3-9]), mais pour des systèmes individuels d'une part, et présentant une part d'ECS dans la demande thermique totale bien plus restreinte d'autre part.

c. Perspectives d'évolution

Après deux années de fonctionnement, **le système semble avoir atteint son rythme de croisière**. Les ajustements faits sur les paramètres de régulation par ERTE et SunTechnics ont permis d'optimiser le fonctionnement des installations. Hormis quelques modifications minimales, la régulation et donc les performances de l'installation ne devraient plus évoluer significativement.

Le système fonctionne correctement et est très fiable pour un système innovant comme celui-ci. Notons tout de même la complexité de la régulation, avec de nombreux paramètres en jeu et beaucoup de modes de fonctionnement différents, ce qui complique une future transmission de l'exploitation du site à une autre entreprise que le concepteur lui-même et rend difficile une éventuelle standardisation du concept.

d. Comparaison avec l'ensemble du complexe immobilier

L'accès aux données de la régulation a permis d'analyser de manière simplifiée le comportement des autres allées du complexe Solarcity durant l'année 2012. Concernant la demande thermique, on notera que la demande de chauffage est comparable sur l'ensemble des bâtiments (~20 kWh/m²/an), alors que la demande en ECS est fortement dépendante du taux d'occupation des bâtiments :

kWh/m ² /an	bât B suivi	bât B ERTE	moy ts bât
conso chauff	19	21	21
conso ECS	48	41	30
conso totale	68	66	54
conso élec	24	24	20
SPF3	2.9	2.8	2.6

Tableau 3 : Flux énergétiques principaux sur l'année 2012 pour le bâtiment B (notre suivi et données ERTE) et pour l'ensemble des bâtiments (données ERTE)

Remarque : Sur le bâtiment B, les résultats du suivi diffèrent notablement des résultats issus de l'analyse des données fournies par ERTE. Cela s'explique par une panne sur le compteur de chaleur d'un des appartements utilisé par ERTE et qui ne fournit aucune donnée : nous avons donc estimé la consommation de chaleur de cet appartement de manière proportionnelle, d'où la différence observée avec nos mesures (compteur de chaleur distinct situé en sortie de chaufferie).

Le bâtiment B n'est pas totalement représentatif de l'ensemble du complexe car il présente une consommation d'ECS particulièrement élevée (48 kWh/m²/an contre 30 en moyenne sur l'ensemble du complexe). La Figure 3 illustre les performances respectives des 10 bâtiments qui composent Solarcity en fonction de la part d'ECS dans la demande thermique :

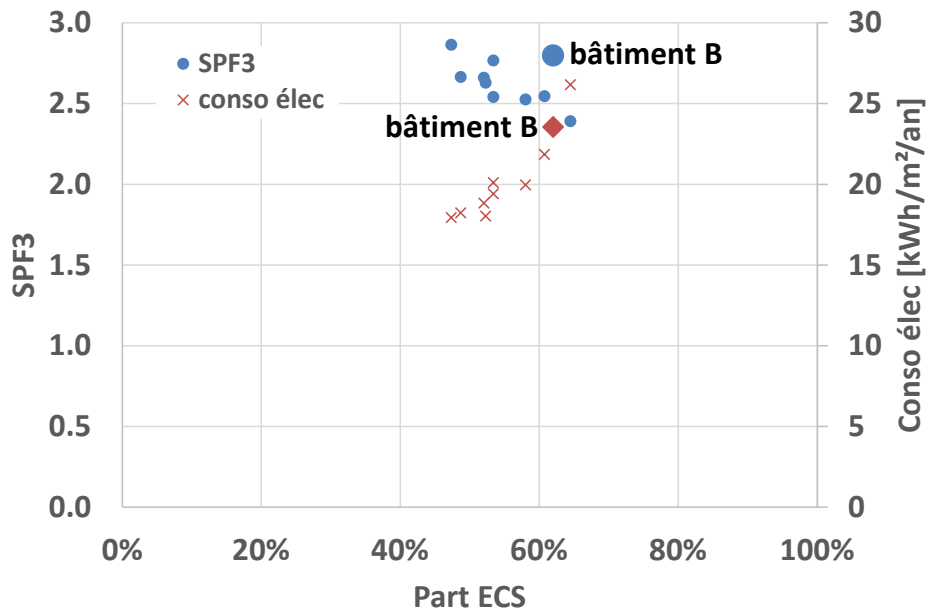


Figure 3 : Performance et consommation électrique des installations en fonction de la part d'ECS dans la consommation totale de chaleur pour les 10 allées

Le SPF3 diminue lorsque la quantité d'ECS à fournir (=à haute température) augmente. En considérant sa consommation élevée en ECS, le bâtiment B présente des performances plutôt meilleures que les autres. Notons que **la consommation électrique de l'ensemble des bâtiments reste modérée** (de l'ordre de 20 kWh/m²/an) malgré les performances modestes du système, **car la demande thermique des bâtiments est faible**.

Analyse économique à Solarcity

Tous les montants présentés s'entendent Hors Taxes (HT).

Investissements

Le coût total des travaux du projet immobilier Solarcity (hors coût du terrain) s'est élevé à 45'000'000 CHF, dont 7'700'000 CHF **pour la production et la distribution de chaleur ainsi que la ventilation**, ce qui représente 17% du coût total des travaux :

Complexe immobilier	45'000'000 CHF HT	575'000 CHF/appart
dont production de chaleur	4'300'000 CHF HT	55'000 CHF/appart
dont distribution de chaleur	1'130'000 CHF HT	15'000 CHF/appart
dont ventilation	2'270'000 CHF HT	29'000 CHF/appart

Tableau 4 : Part des investissements dans la production, la distribution de chaleur et la ventilation dans le coût total des travaux (hors coût du terrain)

Au sein des coûts de production et de distribution de la chaleur, le coût des installations représente 70% du total, les honoraires 19% et les frais d'étude (concept énergétique) 11%.

Afin de limiter la part des coûts de production et de distribution de la chaleur à intégrer au loyer, une partie du coût d'investissement (1'150'000 CHF) a été financé par les SIG en tant que tiers investisseur (remboursement par un loyer annuel sur une durée de 30 ans, répercuté sur les charges de chauffage des habitants). Par ailleurs, le projet a reçu 310'000 CHF de subventions de la part de l'OCEN (au titre des capteurs solaires et de la Recherche & Développement). Les propriétaires ont financé le complément, soit 3'970'000 CHF (inclus dans le prix d'achat des appartements ou reporté sur les loyers).

Charges annuelles pour la production et la distribution de chaleur

Les charges annuelles (cf. Figure 4) sont constituées de :

- l'amortissement des investissements assumé par les propriétaires, subventions déduites (hyp : taux d'intérêt 3% sur 30 ans)
- le loyer versé à SIG sur 30 ans (128'000 CHF/an, incluant une part de renouvellement des installations en plus de l'amortissement de la part financée par SIG)
- le contrat d'exploitation versé à SIG (80'000 CHF/an)
- les honoraires de facturation touchés par la régie
- les achats d'électricité pour les PAC

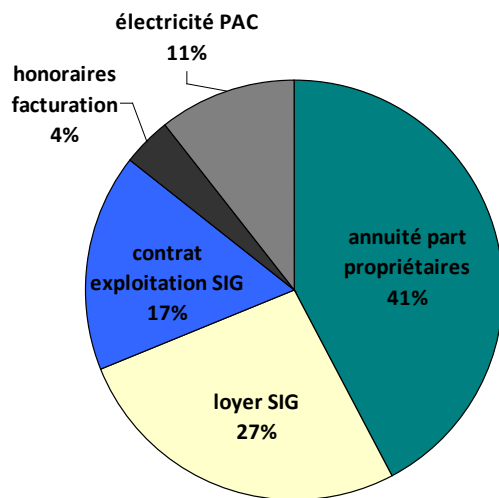


Figure 4 : Répartition des charges annuelles pour la production de chaleur

Au total, les charges annuelles (après subventions) s'élèvent à 6'150 CHF/appartement en 2012. L'annuité d'amortissement payée par le propriétaire (incluse dans le prix d'achat des appartements) représente 41% de ces charges, le loyer SIG 27%, le contrat d'exploitation 17%, les honoraires de facturation 4%. Les seules charges variables en fonction de la consommation de chaleur sont **la consommation d'électricité par les PAC, qui représente seulement 11% du total : 89% des coûts sont des charges fixes** liées à l'amortissement et à l'exploitation des installations. Notons que la performance des PAC impacte peu les coûts, puisque les achats d'électricité ne représentent que 11% des coûts annuels.

Indicateurs économiques

En 2012, **le coût de la chaleur produite** est de 82 ct/kWh + 12 ct/kWh pour la distribution. Cette valeur est très élevée à cause de l'importance des coûts fixes et de la faible consommation de chaleur. Pour les bâtiments présentant une faible demande de chaleur avec des coûts de production essentiellement composés de coûts fixes, **les coûts annuels** (CHF/m²/an) sont plus significatifs. Dans le cas de Solarcity, ils **sont de 50 CHF/m²/an**, et varient peu en fonction de la consommation de chaleur (90% de coûts fixes). Cette **valeur est élevée par rapport à celle observée sur d'autres bâtiments récents à Genève**, plutôt de l'ordre de 20 CHF/m²/an (mais pour des bâtiments alimentés par des systèmes de chauffage conventionnels : chaudière gaz + éventuellement solaire). Des perspectives de réduction de coût existent à Solarcity mais de manière limitée car l'essentiel des coûts est lié à l'importance des investissements dans les installations de production.

Eléments de généralisation

Modélisation

Afin de mener une étude de sensibilité quant à divers paramètres techniques de l'installation, un modèle de simulation numérique permettant de reproduire les principaux modes de fonctionnement et flux énergétiques en jeu a été développé sous TRNSYS. Les sous-systèmes ont été modélisés d'après les caractéristiques des divers composants déterminées à partir des résultats du suivi (NB : la consommation électrique des auxiliaires n'a pas été simulée). Les priorités des modes de fonctionnement sont conformes à la régulation réelle. La modélisation se fait en pas de temps horaire sur une année complète. L'indicateur de performance retenu pour l'étude est le $SPF3' = \frac{\text{demande bâtiment}}{\text{électricité PAC} + \text{résistance}}$ (SPF3 sans la consommation de la pompe solaire).

Le modèle a été validé par les résultats du suivi énergétique sur l'année 2012. Les flux entrants et sortants du système sont correctement reproduits par la simulation (différence inférieure à 3%). Globalement, on obtient une consommation électrique simulée de 22 kWh/m²/an, à comparer aux 23 kWh/m²/an mesurés. De même, le SPF3' de 3.1 correspond bien à la valeur mesurée de 3.0.

Etude de sensibilité

Les principaux résultats de l'étude de sensibilité menée sur les paramètres techniques de l'installation grâce au modèle sont les suivants :

- Par rapport au dimensionnement de Solarcity (13 m² de capteurs solaires par 100 m² SRE), une augmentation de la surface solaire n'amènerait quasiment pas de gain. **Une réduction à 9 m² de capteurs par 100 m² SRE permettrait encore de couvrir l'ensemble des besoins thermiques du bâtiment avec 26 kWh/m²/an d'électricité** au lieu des 22 kWh/m²/an. Le SPF3' se situerait à 2.7 contre 3.1.
- **L'isolation de la face inférieure des capteurs n'amène globalement pas d'amélioration.** En effet, l'augmentation de la part de solaire direct en été est compensée par la baisse de température dans les capteurs en hiver (facteur d'échange plus faible), qui entraîne un appel d'électricité directe plus important lié à un décrochage de la PAC plus fréquent.
- A condition de ne pas dégrader les performances de la PAC, **la présence d'un variateur de fréquence** permettant d'adapter la puissance thermique produite à la demande **réduirait légèrement la consommation globale d'électricité à 18 kWh/m²/an**, ce qui équivaut à un SPF3' de 3.8.

Le modèle a également permis de mettre le système en situation de demande thermique différente :

- Pour une année météorologique différente (2004 au lieu de 2012) qui présente une rigueur climatique similaire mais sans extrême froid comme le mois de février 2012, la consommation électrique n'est qu'à peine inférieure (car pas de décrochage de la PAC) : 21 kWh/m² (SPF3' de 3.2) en 2004 contre 22 kWh/m² (SPF3' de 3.1) en 2012.
- Pour un bâtiment présentant une demande de chaleur totale identique à Solarcity mais avec une inversion des parts de chauffage et d'ECS (60% vs. 40% au lieu de 30% vs. 70%), la consommation électrique ne varie presque pas (du moins en 2012), car même si la consommation d'ECS à 55°C diminue, la quantité de chauffage à produire augmente (en particulier en février 2012). Dans ce cas de figure et dans l'optique du projet COP5, le système pourrait effectivement atteindre un SPF3' supérieur à 4.5, pour autant que les conditions suivantes soient réunies : i) une année météorologique moyenne (telle que 2004), en particulier pas d'extrêmes de températures froides menant au décrochage de la PAC ii) une PAC équipée d'un variateur de fréquence, sans dégradation du COP.
- **Pour un bâtiment rénové Minergie datant des années 60**, présentant une demande de chaleur de l'ordre de 100 kWh/m²/an (70% chauffage-30% ECS) – soit un facteur 1.5 et une répartition chauffage-ECS inversée par rapport à Solarcity – et des températures de chauffage élevées, **le SPF3' se maintient à 2.9 même sans redimensionner les installations de production**. Par conséquent, **la consommation électrique augmente proportionnellement à la demande thermique (~35 kWh/m²/an)**. A noter qu'un redimensionnement des installations de production en accord avec la demande thermique n'amène pas de gain significatif.
- **Pour le même bâtiment datant des années 60 mais non rénové**, présentant une demande de chaleur d'environ 150 kWh/m²/an (80% chauffage-20% ECS) – soit un facteur supérieur à 2 par rapport à Solarcity – et des températures de chauffage élevées, le SPF3' chute cette fois-ci à 2.7 en l'absence de redimensionnement et la consommation électrique grimpe à 60 kWh/m²/an. **Le redimensionnement des installations de production en adéquation avec la demande thermique se révélerait donc indispensable** dans ce cas-là, et permettrait de faire remonter le SPF3' à 3 et de réduire la **consommation électrique** à moins de **50 kWh/m²/an**. Cependant la mise en place du concept de Solarcity sur un bâtiment non rénové s'avère **a priori non viable** à cause de la surface nécessaire en toiture pour les capteurs (25 m² par 100 m² SRE), de l'augmentation des coûts d'investissement et de la demande d'électricité qui reste élevée.

Conclusion et perspectives

Le complexe immobilier Solarcity est équipé d'une installation de production de chaleur innovante basée sur des pompes à chaleur couplées à des capteurs solaires non couverts. Le suivi énergétique effectué a mis en évidence une grande fiabilité des installations, mais des performances énergétiques modestes (SPF de 2.6 sur l'ensemble des bâtiments, 2.9 sur le bâtiment plus spécifiquement étudié). Cela est lié à une demande de chaleur inhabituelle, constituée à 2/3 d'eau chaude sanitaire et 1/3 de chauffage (soit l'inverse de ce qui est rencontré habituellement), qui implique qu'une grande partie de la chaleur doit être produite à haute température. Toutefois, étant donné la faible demande thermique des bâtiments (enveloppe thermique excellente), la consommation électrique annuelle reste faible, de l'ordre de 20 kWh/m²/an.

Les simulations ont cependant montré que cette faible consommation spécifique peut rapidement augmenter si on transpose le système à un bâtiment présentant une enveloppe thermique moins performante avec une demande de chauffage plus élevée. Un problème de surface de toit disponible pour l'installation des capteurs vient à se poser si la puissance thermique nécessaire devient trop importante. Ainsi, l'implémentation du système dans un bâtiment existant doit s'envisager avec prudence.

Parmi les pistes d'améliorations techniques qui n'ont pas été explorées dans le cadre de ce travail, on citera :

- L'utilisation d'un stock de glace entre les capteurs solaires et la PAC, afin de limiter la température à l'entrée de l'évaporateur à 0°C.
- Une mise en œuvre des capteurs solaires permettant le préchauffage de l'ECS (pas possible avec le système de stockage ECS décentralisé mis en place à Solarcity).

Enfin, il s'agirait de comparer cette solution (en termes d'enjeux électriques et thermiques, mais également de coût et de simplicité de mise en œuvre et d'entretien) à d'autres solutions alternatives, parmi lesquelles :

- Une utilisation strictement parallèle des capteurs solaires (éventuellement vitrés), avec une pompe à chaleur sur air.
- Un système de pompe à chaleur sur sondes géothermiques.
- Une production solaire photovoltaïque avec une pompe à chaleur sur air.

L'analyse économique menée en parallèle a mis en évidence des coûts élevés en grande partie liés au poids des investissements. Ainsi, les charges annuelles (de l'ordre de 50 CHF/m²/an) sont plus du double des charges de chauffage observées sur des bâtiments équipés de systèmes de production traditionnels (non renouvelables).

Plus généralement, cette étude a ouvert plusieurs champs de réflexion importants. On citera notamment la pertinence des indicateurs utilisés habituellement, aussi bien sur le plan

technique qu'économique. Concernant les performances techniques, l'indicateur le plus couramment utilisé (SPF) ne tient pas compte de la prestation à fournir et notamment de son niveau de température, alors que ce dernier impacte potentiellement les performances de la pompe à chaleur. D'autre part, dans le cas de faibles consommations de chaleur comme à Solarcity, l'importance des performances techniques est à relativiser tant que la consommation électrique spécifique reste faible. Concernant les performances économiques, l'indicateur usuel lorsqu'on s'intéresse à de la production de chaleur est le coût de la chaleur produite. Celui-ci sera élevé dans le cas où les investissements sont lourds et la demande thermique est faible, ce qui n'implique pas nécessairement que les charges annuelles de chauffage seront démesurées si la quantité de chaleur consommée est maîtrisée. Dans ce cas, les charges de chauffage peuvent être un meilleur indicateur que le coût de la chaleur produite pour évaluer la pertinence économique de l'installation.

Quant au potentiel de standardisation du concept, il se heurte à plusieurs limites. Sur le plan technique, on citera notamment la complexité de la régulation, qui ne facilite pas l'appropriation du concept énergétique par d'autres entreprises que le concepteur lui-même. D'autre part, l'application du concept à des bâtiments existants dotés d'une enveloppe moins performante pose rapidement des problèmes de dégradation de performances ou de place pour la pose des capteurs en toiture. Sur le plan économique, ce type de système atteint des coûts significativement plus élevés que les systèmes traditionnels aux prix actuels de l'énergie. En l'absence de système de subventionnement systématique permettant un partage du surcoût avec la communauté, le risque de blocage lié à des problèmes d'acceptabilité sociale est grand.

En tout état de cause, il apparaît important de réfléchir à l'opportunité de mettre en œuvre de tels systèmes à fort investissement de départ (=coûts fixes élevés par la suite) sur des bâtiments dont l'enveloppe thermique a été optimisée au maximum (Minergie voire Minergie-P) et qui ne consomment que très peu d'énergie à l'utilisation. Il pourrait être opportun de leur préférer des systèmes plus simples même si moins vertueux pour éviter la « double peine » (coût économique élevé pour atteindre un haut standard énergétique lors de la construction/rénovation et charges élevées pour la production du peu de chaleur nécessaire au fonctionnement de ces bâtiments).

Remerciements

Ce projet a été financé par l'Office Fédéral de l'Energie (OFEN) et cofinancé par l'Office cantonal de l'Energie de l'Etat de Genève (OCEN) et les Services Industriels de Genève (SIG). Nous tenons également à remercier les maîtres d'ouvrage du complexe immobilier Solarcity MM. Bonnet, le concepteur de l'installation Georges Spoehrle et ses collègues d'ERTE et de SunTechnics, le représentant de la régie Alios José Castro.

Références

- [1] Mermoud, F., Fraga, C., Holmuller, P., Pampaloni, E., Lachal, B., COP 5 : Source froide solaire pour pompe à chaleur avec un COP annuel de 5 généralisable dans le neuf et la rénovation, Rapport final, Terre & Environnement, Vol. 126, 2014, 145 p. <http://archive-ouverte.unige.ch/unige:35401>
- [2] Zottl, A., Nordman, R., Coevoet, M., Riviere, P., Miara, M., Benou, A. and Riederer, P., 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, 18 p.
- [3] Bertram, E., Glembin, J. and Rockendorf, G., Unglazed PVT collectors as additional heat source in heat pump systems with borehole heat exchanger, Energy Procedia, 30(0), 2012, pp. 414-423.
- [4] Energie Solaire SA, Chauffage par pompe à chaleur solaire avec des capteurs sélectifs non vitrés et accumulateur à changement de phase - Intermediate report, 2011, 14 p.
- [5] Hahne, E., The ITW solar heating system: an oldtimer fully in action, Solar Energy, 69(6), 2000, pp. 469-493.
- [6] Loose, A., Drück, H., Hanke, N. and Thole, F., Field test for performance monitoring of combined solar thermal and heat pump systems, ISES Solar World Congress, Kassel (Germany), 28 Aug-2 Sep 2011.
- [7] Miara, M., Danny, G., Kramer, T., Oltersdorf, T. and Wapler, J., Wärmepumpen Effizienz – Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb, 2010, 154 p.
- [8] Trillat-Berdal, V., Souyri, B. and Fraisse, G., Experimental study of a ground-coupled heat pump combined with thermal solar collectors, Energy and Buildings, 38(12), 2006, pp. 1477-1484.
- [9] Wang, X., Zheng, M., Zhang, W., Zhang, S. and Yang, T., 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, pp. 2104-2110.

Jacques Bony, Mircea Bunea, Sara Eicher, Catherine Hildbrand, Stéphane Citherlet
HEIG-VD (LESBAT)
Avenue des Sports 20
CP521
CH-1401 Yverdon-les-Bains
jacques.bony@heig-vd.ch
www.lesbat.ch

Projet AquaPacSol - Couplage d'une PAC avec capteurs solaires thermiques pour la production d'eau chaude sanitaire

Zusammenfassung

Dieses Projekt hatte zum Ziel, die Kombination von thermischen Sonnenkollektoren mit einer Wärmepumpe zur Warmwasser-Aufbereitung zu untersuchen. Dabei wurde der Verdampfer der Wärmepumpe an die Sonnenkollektoren angekoppelt, um die Solarenergieausbeute zu maximieren und damit das Leistungsziffer zu erhöhen. Die jährlichen Simulationen haben gezeigt, dass das in diesem Projekt getestete Heisswasserbereitung/Wärmepumpe-System eine wettbewerbsfähige Lösung darstellt, unter Voraussetzung einiger konstruktiver Anpassungen. Es wurde gezeigt, dass der Einsatz von einem einzigen glaslosen Sonnenkollektor das Erreichen einer ähnlichen Leistungsziffer wie mit einem Vakuum-Rohrkollektor ermöglicht, mit gleichzeitiger Beseitigung des Überhitzungsrisikos im Solarsystem. Weiter, der parallele Anschluss der Sonnenkollektoren und der Wärmepumpe an den Warmwasserspeicher ermöglicht, die Effizienz des Systems deutlich zu erhöhen. Dabei wird die Wärmepumpe betrieben, nur wenn die direkte Sonnenleistung nicht ausreicht. Darüber hinaus, erlaubt der Einsatz von verglasten oder Vakuum Sonnenkollektoren eine weitere Steigerung der Effizienz.

Résumé

Le projet présenté a pour objectif d'analyser les performances obtenues en couplant des capteurs solaires thermiques à une pompe à chaleur (PAC) pour la production d'eau chaude sanitaire (ECS). Les capteurs fournissent de l'énergie solaire au niveau de l'évaporateur de la PAC, ceci dans le but d'augmenter le niveau de température à l'évaporateur. Ceci permet également de maximiser la production d'énergie solaire en diminuant la température moyenne de fonctionnement des capteurs solaires. La solution de couplage testée et analysée dans cette étude permet d'offrir une alternative aux solutions de production d'ECS traditionnelles. La mise au point de stands de tests a permis de valider un modèle numérique. Les simulations annuelles ont montré que le système testé dans ce projet est une solution

pouvant être énergétiquement concurrentielle sur le marché de la production d'ECS moyennant quelques adaptations constructives. De plus, il a été montré que, pour ce système, l'utilisation d'un seul capteur solaire non-vitré permet d'atteindre des coefficients de performance similaires voire meilleures à ceux obtenus avec des capteurs vitrés, tout en supprimant les problèmes de surchauffe. En outre, un gain en performance non-négligeable sur la production d'ECS du système est réalisable en laissant la possibilité au capteur solaire de charger directement la cuve d'ECS.

Abréviations

<i>AIE</i>	Agence internationale de l'énergie	
<i>CED_{NRE}</i>	Energie primaire non-renouvelable (Cumulative Energy Demand)	[kWh]
<i>COP</i>	Coefficient de performance	[-]
<i>ECS</i>	Eau chaude sanitaire	
<i>GWP</i>	Emission de gaz à effet de serre	[kgCO ₂ _eq]
<i>HP</i>	Pompe à chaleur (Heat Pump)	
<i>OFEN</i>	Office fédéral de l'énergie	
<i>PAC</i>	Pompe à chaleur	
<i>P_{el,ECS}</i>	Puissance électrique circuit ECS	[W]
<i>P_{el,SH}</i>	Puissance électrique circuit de chauffage	[W]
<i>P_{el,SHP}</i>	Puissance électrique circuit solaire et du chauffe-eau/PAC	[W]
<i>Q̇_{ECS}</i>	Puissance pour la production d'eau chaude sanitaire	[W]
<i>Q̇_{SH}</i>	Puissance pour le chauffage du bâtiment	[W]
<i>SPF_{SHP}</i>	Coefficient de performance saisonnier de l'ensemble du système (Seasonal Performance Factor)	[-]

Introduction

En Suisse, la production d'eau chaude sanitaire (ECS) représente 12.5% de la consommation totale d'énergie finale. C'est le second plus gros consommateur d'énergie dans le secteur résidentiel après le chauffage [1].

Avec les mesures prises par la politique énergétique de l'OFEN pour améliorer la performance énergétique de l'enveloppe des bâtiments, la part relative pour la production d'ECS augmente. Pour les bâtiments à très hautes performances (type Minergie-P[®]), l'énergie nécessaire pour la production d'ECS est du même ordre de grandeur que l'énergie nécessaire pour le chauffage. Il est donc important de trouver des solutions pour réduire ce poste de consommation d'énergie. L'énergie solaire est une alternative énergétiquement intéressante pour la production d'ECS. Mais comme il est mentionné dans [1], en 2013 en Suisse, le

solaire thermique représente seulement 3.2% de l'ensemble des ressources énergétiques pour la production de l'ECS alors que les énergies fossiles (gaz + pétrole) en représentent 59.9%.

L'intégration d'une pompe à chaleur (PAC) dans une installation solaire thermique permet d'abaisser la température des capteurs solaires et d'augmenter le niveau de température de l'évaporateur de la PAC, ceci améliorant les performances de ces deux composants.

Projet "AquaPacSol"

Ce projet consiste à analyser les performances énergétiques et environnementales du couplage d'une pompe à chaleur eau/eau avec des capteurs solaires thermiques connectés sur le circuit primaire (évaporateur) de la PAC pour la production d'ECS. Dans le cas où l'apport solaire n'est pas suffisant, la régulation du chauffe-eau/PAC (système composé d'une cuve d'ECS et d'une PAC) permet au système de soutirer de l'énergie au circuit de chauffage du bâtiment comme le montre le schéma de la Figure 1.

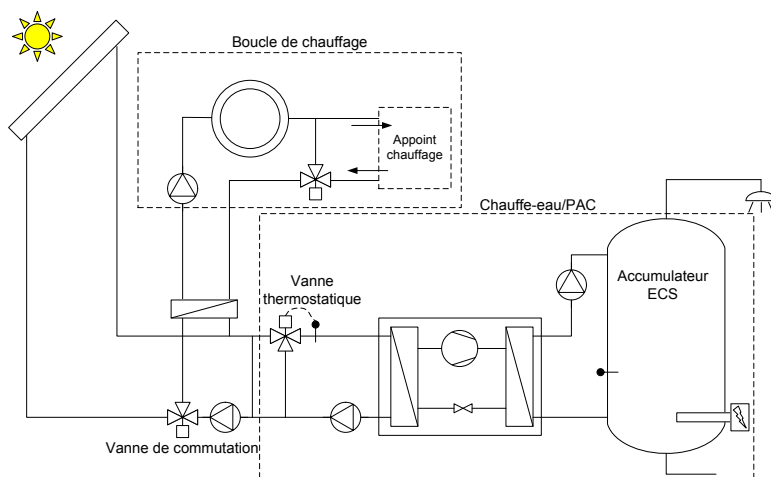


Figure 1 : Schéma de principe de l'installation analysée

Dans ce système, les capteurs solaires thermiques permettent d'élever la température du circuit primaire (froid) du chauffe-eau/PAC ce qui améliore son coefficient de performance (COP).

Le chauffe-eau/PAC analysé est un prototype fourni par l'entreprise ELCOtherm AG. Celui-ci permet de produire uniquement de l'eau chaude sanitaire (ECS) et comprend :

- une PAC eau glycolée/eau d'une puissance de chauffage de 2.2 [kW]
- une cuve de 300 [litres] qui sert de stockage thermique à l'ECS

Le projet *AquaPacSol* s’articule autour de différents axes de recherches [2] :

1. Développement d'un banc de tests pour capteurs solaires. Ce dernier permet de tester le fonctionnement des capteurs solaires dans diverses conditions non-habituelles (températures inférieures à celle de l'air extérieur, par temps de pluie, de nuit, avec condensation ou givre sur le capteur) [3].
2. Développement d'un banc de tests permettant d'émuler le fonctionnement de l'installation chauffe-eau/PAC.
3. Développement d'un modèle de simulation TRNSYS intégrant toute l'installation (chauffe-eau/PAC, capteurs solaires, bâtiment).
4. Analyse des impacts environnementaux liés à la consommation d'énergie de l'installation testée avec comparaison des résultats avec d'autres installations fournissant les mêmes prestations
5. Participation à la Tâche 44 de l'AIE [4].

Le présent article décrit les principaux résultats obtenus au moyen du modèle de simulation et les résultats de l'analyse environnemental. L'ensemble des résultats du projet sont consultables dans le rapport final du projet [5].

Simulations annuelles de l'installation

Plusieurs simulations ont été effectuées dans ce projet, celles-ci sont groupées dans les catégories suivantes :

- *Fonctionnement du prototype* : ces simulations ont permis d'analyser le fonctionnement de l'installation complète telle que conçue initialement.
- *Optimisation du prototype* : ces simulations ont permis d'optimiser les performances du système par l'adaptation de certains paramètres de l'installation.
- *Climats/Bâtiments* : ces simulations ont permis de comparer les performances du système optimisé dans différents climats (Strasbourg, Athènes et Helsinki) et pour différents bâtiments présentant des demandes énergétiques pour le chauffage différentes (15, 45 et 100 [kWh/m²an]).
- *Modifications hydrauliques* : ces simulations ont permis de comparer les performances du système de chauffe-eau/PAC à celles de systèmes hydrauliquement modifiés par rapport à la conception initiale, ceci dans le climat de Strasbourg et pour un type de bâtiment (45 [kWh/m²an]).
- *Comparaisons avec d'autres systèmes* : ces simulations ont permis de comparer la consommation d'énergie primaire (CED_{NRE}) et les émissions de gaz à effet de serre (GWP) à des systèmes différents fournissant les mêmes demandes énergétiques (ECS et chauffage).

Le présent article présente les principaux résultats obtenus des parties *Optimisation du prototype*, *Modifications hydrauliques* et *Comparaisons avec d'autres systèmes*. Les autres résultats sont consultables dans le rapport final du projet [5].

Paramètres de simulation

Pour cette étude, le logiciel TRNSYS version 16.1 a été utilisé. La modélisation de certains composants et les paramètres introduits dans la simulation sont tirés des conditions définies dans le cadre de la Tâche 44 ([6], [7]).

La construction du modèle de simulation est semblable au fonctionnement de l'installation comprenant le chauffe-eau/PAC. Trois parties distinctes caractérisent le modèle :

- *Boucle "capteurs solaires"* : la surface et le type des capteurs solaires thermiques sont des paramètres pouvant varier. Les caractéristiques des capteurs utilisés se trouvent dans le Tableau 1.
- *Chauffe-eau/PAC* : système composé d'une PAC de 2.2 [kW] et d'une cuve de stockage d'ECS de 300 [litres].
- *Bâtiment* : boucle composée d'un système d'appoint assurant les besoins en chauffage du bâtiment. La distribution de chaleur est assurée par un circuit de chauffage par le sol.

Le système d'appoint est une PAC³ avec sondes géothermiques. Un stock tampon d'un volume de 200 litres complète la partie production de chauffage. Les performances du système d'appoint ont un impact sur les performances du chauffe-eau/PAC. Ainsi, toutes les simulations présentées englobent la production d'ECS et de chauffage.

Le bâtiment considéré a été défini dans la Tâche 44 et correspond à un bâtiment neuf répondant aux normes thermiques actuellement en vigueur ou à un bâtiment rénové présentant une bonne enveloppe thermique, le besoin énergétique annuel de ce bâtiment est de 45 [kWh/m²an]. La surface de plancher est de 140 [m²].

L'énergie annuelle de soutirage d'eau chaude sanitaire est de 2'262 [kWh/a]. Le détail des composants considérés dans le modèle (PAC, régulation, système d'appoint, capteurs solaires, etc.) se trouve dans le rapport final du projet [5].

	Capteur plan vitré	Capteur à tubes	Absorbeur non-vitré
Rendement optique (η_0) [-]	0.791	0.821	0.959
Coefficient global de pertes du capteur (c_1) [W/m ² K]	3.104	2.824	8.91
Coefficient de non-linéarité des pertes (c_2) [W/m ² K ²]	0.022	0.0047	0.047
Surface absorbante [m ²]	2.23	2.0	1.85

Tableau 1 : Caractéristiques des quatre capteurs solaires testés sur le banc de tests du LESBAT

³ PAC Z4S1 de Zehnder Group AG (Conditions à B0W35 : 3.9 [kW], COP = 4.1 – www.wpz.ch)

Critères de comparaison

Les différentes simulations ont principalement été évaluées sur la base du *coefficient de performance annuel* (SPF_{SHP}) défini dans le cadre de la Tâche 44 de l'AIE. Ce coefficient tient compte de l'ensemble de l'installation soit, des performances du chauffe-eau/PAC, du système solaire et du système de chauffage. La définition de ce coefficient est donnée dans l'équation (1) :

$$SPF_{SHP} = \frac{\int (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{ECS}) \cdot dt}{\int (P_{el,SHP} + P_{el,ECS} + P_{el,SH}) \cdot dt} \quad (1)$$

SPF_{SHP}	Coefficient de performance saisonnier de l'ensemble du système	[-]
$\dot{Q}_{SH}$	Puissance pour le chauffage du bâtiment	[W]
$\dot{Q}_{ECS}$	Puissance pour la production d'eau chaude sanitaire	[W]
$P_{el,SHP}$	Puissance électrique circuit solaire et du compresseur du chauffe-eau/PAC	[W]
$P_{el,ECS}$	Puissance électrique circuit ECS	[W]
$P_{el,SH}$	Puissance électrique circuit de chauffage	[W]

En plus de ce coefficient de performance (SPF_{SHP}), d'autres critères ont permis d'évaluer les différentes simulations, il s'agit, entre autres de la fréquence et de la durée des surchauffes dans le capteur, de la durée de fonctionnement et du nombre d'enclenchements du compresseur du chauffe-eau/PAC.

Définition du système de référence

Sur la base de l'installation-prototype, un certain nombre de simulations a été effectué, ceci dans le but de définir un système de référence présentant des performances optimisées. Ces simulations ont permis de comparer :

- Le fonctionnement du système avec différents types de capteurs (plans vitrés, à tubes et non-vitrés)
- L'évolution des performances du système si un ou deux capteurs sont utilisés
- L'influence de l'horaire d'autorisation de fonctionnement du chauffe-eau/PAC
- La façon dont la sécurité anti-légionnelle est gérée (avec un corps de chauffe électrique intégré à la cuve ou avec la PAC du système)

La Figure 2 illustre ces simulations et montre l'évolution du SPF_{SHP} pour quelques simulations typiques.

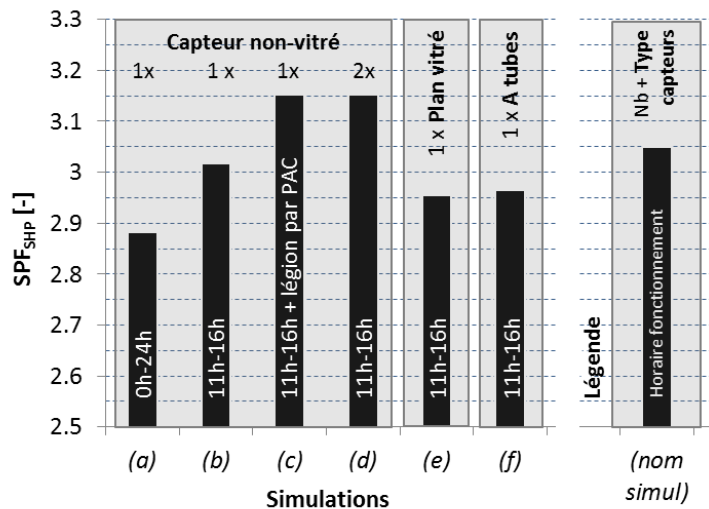


Figure 2 : Evolution du SPF_{SHP} pour différentes simulations

Le système utilise un seul capteur solaire non-vitré dans les simulations (a), (b) et (c). Les simulations (a) et (b) montrent que l'optimisation de l'horaire de fonctionnement du chauffe-eau/PAC augmente sensiblement les performances du système. Ceci est lié au fait que lorsque le chauffe-eau/PAC est autorisé à fonctionner de 0h à 24h, il s'enclenche dès que la consigne d'ECS n'est pas atteinte, ceci à n'importe quel moment du jour ou de la nuit et pour des durées courtes. Durant la nuit, l'énergie est prise dans le bâtiment ce qui induit une plus grande consommation d'énergie d'appoint (comme le montre la Figure 3) et de fait, une diminution de la performance du système. De plus, avec cet horaire élargi, le nombre d'enclenchements de la machine est très grand, induisant une usure prématurée des composants. A l'inverse, un horaire très restreint d'autorisation de fonctionnement du chauffe-eau/PAC entraîne un non-respect des consignes de température et ne peut être admis. Un horaire intermédiaire (11h-16h) (b) permet de limiter les enclenchements, d'augmenter le SPF_{SHP} en maximisant l'utilisation de l'énergie solaire et de satisfaire convenablement la demande.

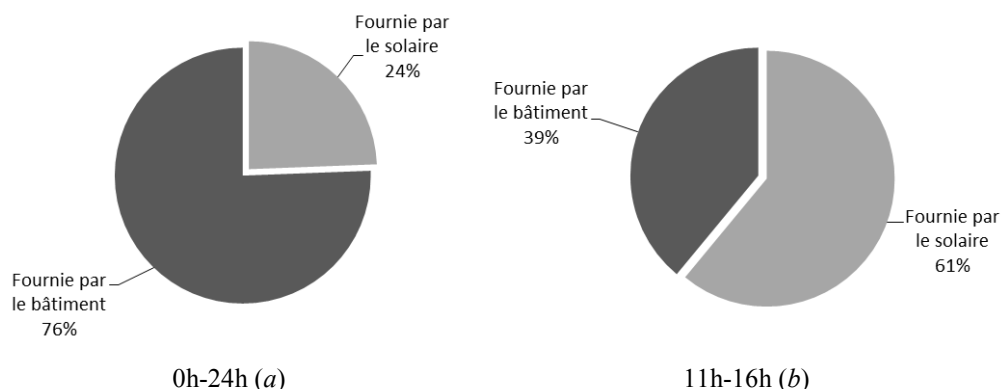


Figure 3 : Répartition de l'énergie fournie au chauffe-eau/PAC selon l'horaire d'autorisation de fonctionner de la PAC pour les simulations (a) et (b)

La simulation (c) met en évidence l'intérêt à effectuer la sécurité légionnelle au moyen de la PAC du système plutôt qu'avec le corps de chauffe électrique intégré à la cuve.

Finalement, avec ce capteur non-vitré, la simulation (d) montre que le SPF_{SHP} augmente (+4%) avec l'utilisation de deux capteurs non-vitrés, ceci par rapport à la simulation (b). Cependant, lorsque cette augmentation est rapportée à l'économie d'énergie électrique consommée par le système complet, cette différence est relativement faible et s'élève à 121 [kWh_{électrique}] par année. Cette diminution ne permet pas de justifier financièrement l'installation d'un capteur solaire supplémentaire.

Les simulations (e) et (f) montrent que les performances du système chauffe-eau/PAC ne sont pas meilleures avec des capteurs plans vitrés (e) ou des capteurs à tubes (f). En effet, le système analysé ne permet pas d'utiliser systématiquement l'énergie solaire lorsque qu'elle est disponible, ceci entraîne des surchauffes régulières dans les capteurs vitrés ou à tubes empêchant ainsi la PAC d'utiliser l'énergie solaire comme source d'énergie. De plus, de par le concept de l'installation, l'utilisation de ce type de capteurs entraîne des surchauffes régulières dans le circuit solaire. Ces surchauffes sont un critère technique négatif pour le chauffe-eau/PAC et sont à éviter.

Ainsi, le système de référence choisi est composé d'un capteur solaire thermique, d'une surface de 1.85 [m²] non-vitré. Le chauffe-eau/PAC est autorisé à fonctionner entre 11h et 16h. La température de consigne de l'ECS est fixée à 55°C et la sécurité anti-légionellose est faite directement avec le chauffe-eau/PAC une fois par semaine.

Adaptation constructive du système

Dans ce chapitre, les performances de l'installation de référence sont comparées avec un système similaire présentant la possibilité d'utiliser l'énergie solaire directement dans la cuve d'ECS sans utiliser la PAC comme l'illustre le schéma de la Figure 4.

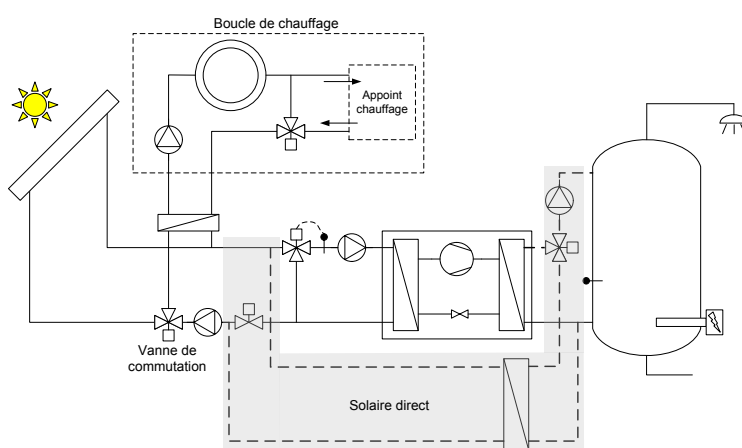


Figure 4 : Schéma de raccordement avec solaire en direct dans la cuve

La régulation choisie dans cette configuration donne la priorité au chargement de la cuve par l'énergie solaire en direct, ceci tant que la température du capteur solaire est supérieure à celle du bas de la cuve d'ECS. Si la température de consigne de l'ECS n'est pas atteinte avec l'énergie solaire en direct, le chauffe-eau/PAC s'enclenche pour compenser le manque. Dans

cette configuration, l'horaire de fonctionnement choisi a été élargi (8h-18h) par rapport à la simulation de référence (11h-16h) ce qui permet d'utiliser au mieux le solaire en mode direct. De plus, afin d'atteindre des niveaux de température plus élevés dans la cuve, des capteurs solaires à tubes ont été utilisés (1 capteur pour la simulation (h) et 2 capteurs pour la simulation (i)).

Les résultats obtenus pour le SPF_{SHP} de cette configuration hydraulique et de la référence sont montrés dans la Figure 5.

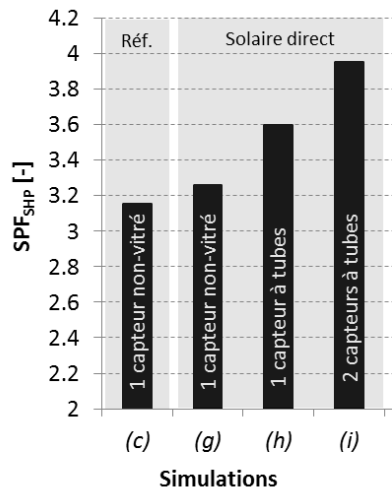


Figure 5 : Evolution du SPF_{SHP} pour le cas de référence (c) et la configuration avec solaire direct, un capteur non-vitré (g), un capteur à tubes (h) et deux capteurs à tubes (i)

Les valeurs de SPF_{SHP} obtenues lorsque l'énergie solaire est directement injectée dans la cuve sont nettement supérieures à celle du système de référence avec l'usage de capteurs plus performants à haute température (capteurs à tubes) (h) et (i) alors que cette augmentation est plus limitée avec l'utilisation d'un capteur non-vitré (g). Cette configuration permet de mieux valoriser l'apport solaire au système. La Figure 6 illustre la répartition de l'énergie fournie à la cuve d'ECS entre la simulation du système de référence (c) et la simulation avec un capteur à tubes (h).

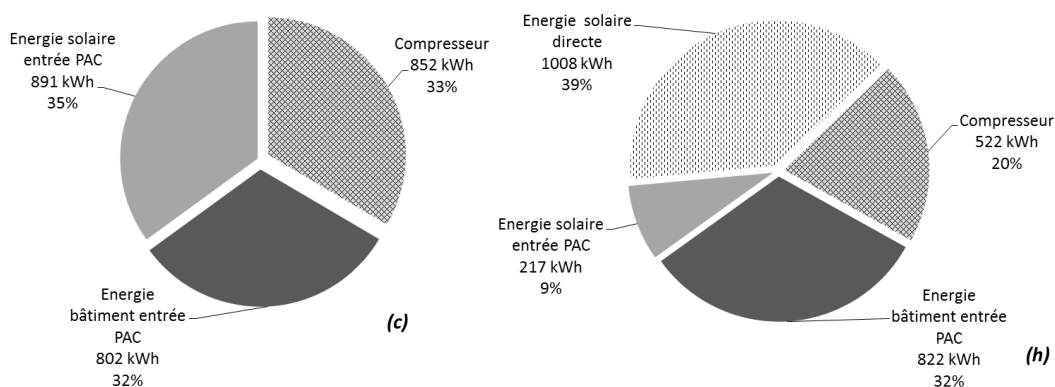


Figure 6 : Répartition de la provenance de l'énergie fournie à la cuve d'ECS pour le cas de référence (c) et la configuration avec solaire direct et un capteur à tubes (h)

La part d'énergie solaire totale fournie au système passe de 35% à 48%. De ce fait, une diminution de la consommation électrique du compresseur est réalisée de 852 à 522 [kWh]. Il a été admis que la totalité de l'énergie électrique fournie au compresseur est transformée en énergie thermique délivrée dans la cuve. Il est à noter que l'utilisation d'un capteur à tubes entraîne une augmentation globale de la température de la cuve durant l'année, ceci engendrant plus de pertes thermiques de celle-ci (+5 %) et expliquant la différence d'énergie totale absolue à la cuve (2'545 [kWh] pour référence contre 2'569 [kWh] pour la simulation (h)).

Avec cette configuration hydraulique, les problèmes de surchauffe rencontrés avec la configuration de référence couplée à des capteurs vitrés ou à tubes sont inexistantes. De plus, la Figure 5 montre que l'apport d'un deuxième capteur solaire est un avantage certain d'un point de vue énergétique mais semble peu performant financièrement. En effet, en considérant un prix du kilowattheure électrique à 0.20 [CHF], l'économie annuelle engendrée par un second capteur à tubes est estimée à environ 30 [CHF/an].

Comparaison de l'installation optimisée avec des systèmes différents fournissant le même service

La présente section a pour but de comparer l'installation de référence à d'autres installations fournissant les mêmes prestations en termes de chauffage et de production d'ECS. La comparaison effectuée se limite à une analyse des consommations équivalentes d'énergie primaire de chaque système et ne tient pas compte de l'énergie grise contenue dans les matériaux composant ces installations. Les variantes comparées sont décrites dans le Tableau 2.

Abréviation	Production d'ECS	Production chauffage	Remarques
PAC_{ECS}-PAC_(c)	Chauffe-eau/PAC	PAC sol/eau (avec sondes géothermiques verticales)	Simulation de référence (c)
PAC_{ECS}-PAC_(h)	Chauffe-eau/PAC	PAC sol/eau (sondes géothermiques verticales)	Avec solaire direct dans la cuve et un capteur solaire à tubes (simulation (h))
PAC_{ECS}-gaz	Chauffe-eau/PAC	Chaudière à gaz de 9.1 [kW]	-
PAC	PAC sol/eau (avec sondes géothermiques verticales)		1 PAC avec 2 groupes : • Chauffage • ECS (cuve 300 [litres])
Elec-gaz	Electrique (corps de chauffe dans cuve 300 [litres])	Chaudière à gaz de 9.1 [kW]	Système existant mais plus autorisé pour de nouvelles installations
Bois	Chaudière à bois (pellets) de 9.9 [kW]		1 chaudière avec 2 groupes : • Chauffage • ECS (cuve 300 [litres])

Tableau 2 : Définition des variantes comparées pour la production d'ECS et de chauffage

Les consommations d'énergie calculées par le modèle de simulation correspondent à de l'énergie utile. Pour les consommateurs électriques, un coefficient de 1 est adopté entre énergie utile et énergie finale, pour les consommateurs d'autres énergies (gaz et pellets), un rendement annuel a été défini grâce à une modélisation faite avec le logiciel Polysun [8], celui-ci se situe à 0.93 pour la chaudière à gaz et 0.84 pour la chaudière à pellets. L'énergie finale ainsi obtenue permet de définir soit l'énergie primaire consommée (CED_{NRE}) soit les émissions de gaz à effet de serre (GWP) émises dans l'atmosphère. Les coefficients de conversion adoptés sont résumés dans le Tableau 3.

Coeff. de conversion	CED_{NRE} [kWh _{EP} /kWh _{final}]	GWP [kgCO ₂ _éq/kWh _{final}]
Gaz [9]	1.194	0.307
Pellet [9]	0.187	0.041
Mix électrique standard suisse [10]	2.586	0.135
Mix électrique Entso [10]	2.878	0.521

Tableau 3 : Coefficients de conversion utilisés

La Figure 7 montre la consommation d'énergie primaire non-renouvelable (CED_{NRE}) et les émissions de gaz à effet de serre (GWP), ceci avec le mix électrique suisse et le mix électrique européen Entso⁴.

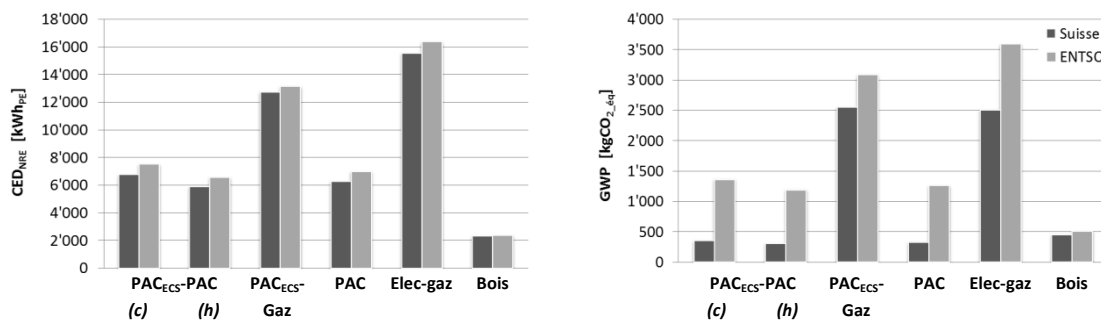


Figure 7 : Evolution du CED_{NRE} (à gauche) et du GWP (à droite) pour les différents systèmes de production de chaleur et d'ECS

L'analyse des impacts liés à la consommation d'énergie primaire CED_{NRE} et aux émissions de gaz à effet de serre GWP montre les points suivants :

- D'une façon générale, le mix européen ENTSO est moins favorable que le mix suisse. Pour le CED_{NRE} , cette différence est relativement faible alors que pour le GWP, le facteur de conversion du mix électrique suisse est environ 4 fois meilleur que celui du

⁴ ENTSO-E : European network of transmission system operators for electricity. Le gérant des réseaux électriques européens est composé de 34 pays et 41 réseaux. www.entsoe.eu.

mix électrique ENTSO. Ceci est lié à la forte participation de l'énergie nucléaire et de l'hydraulique dans le mix de consommation suisse [11], [12].

- La variante utilisant le chauffage à bois (*Bois*) est celle qui consomme le moins d'énergie primaire non-renouvelable. En effet, l'énergie bois est considérée comme source d'énergie renouvelable et son impact est très faible. Rappelons cependant que le bois ne peut être considéré comme renouvelable à la seule condition que son exploitation soit faite sur une base durable, à savoir que les quantités brûlées soient inférieures ou égales aux quantités produites. En termes d'émissions de gaz à effet de serre, cette variante se positionne juste derrière les variantes utilisant uniquement une source électrique (PAC_{ECS} -PAC, ou PAC) pour la Suisse et est la meilleure variante lorsque le mix ENTSO est utilisé.
- La variante optimisée du chauffe-eau/PAC avec apport solaire dans la cuve en direct (PAC_{ECS} -PAC_(h)) présente la seconde meilleure valeur pour le CED_{NRE} . Le système utilisant uniquement une PAC et l'installation présentée dans ce rapport (PAC_{ECS} -PAC) présente également de bonnes valeurs mais, légèrement supérieures. Ces bons résultats sont liés à l'utilisation d'une pompe à chaleur avec un COP annuel élevé pour la production de chaleur pour le chauffage.
- Les simulations montrent que le système PAC_{ECS} -PAC est légèrement moins performant que celui avec seulement une PAC. En effet, le système chauffe-eau/PAC est un prototype avec un compresseur ayant un COP moins bon que celui de la PAC pour le chauffage.
- Un saut significatif est visible pour les systèmes utilisant une chaudière à gaz, ceci malgré un coefficient de conversion gaz bien meilleur que pour l'électricité (cf. Tableau 3). En effet, pour une même énergie utile, le COP annuel des systèmes PAC contrebalance le mauvais coefficient de conversion électrique.
- La variante utilisant une chaudière à gaz et une source d'énergie électrique directe pour la production d'ECS se démarque par les moins bonnes valeurs de CED_{NRE} et de GWP.

Conclusion

Le modèle de simulation numérique développé dans le cadre de ce projet pour la caractérisation du fonctionnement d'un chauffe-eau/PAC, intégré dans une installation de type villa familiale, a permis de définir l'influence de plusieurs paramètres sur les performances globales du système de production de chaleur et d'ECS.

La plage de température côté évaporateur (-10 à 30°C) nécessaire au fonctionnement du chauffe-eau/PAC permet l'utilisation de capteurs plans non-vitrés, ceci avec des performances aussi bonnes voire meilleures que celles observées avec des capteurs à tubes et pour un coût d'investissement moins élevé. De plus, l'utilisation de ce type de capteurs évite les problèmes

de surchauffe dans le système. Les simulations ont permis de constater que l'utilisation de deux capteurs solaires permet d'économiser seulement 121 [kWh] d'énergie électrique au système, ce qui ne justifie pas l'investissement d'un capteur supplémentaire.

L'optimisation de l'énergie solaire dans l'installation nécessite d'autoriser le chauffe-eau/PAC à fonctionner selon des plages horaires données. Une autorisation sur 24h péjore les performances globales du système. Un optimum a été défini entre 11h et 16h et n'altère par le confort au niveau de l'ECS pour l'utilisateur. De plus, il s'avère très intéressant de modifier la régulation et de contraindre le chauffe-eau/PAC à procéder à la mise en température "anti-légionnelle" par son système thermodynamique et non par le corps de chauffe électrique intégré. Ainsi, ces optimisations permettent de gagner environ 9% sur le SPF_{SHP} par rapport au prototype de base.

L'utilisation de l'énergie solaire en direct dans la cuve montre un réel intérêt dans le cas d'une augmentation de la surface de capteurs non-vitrés ou avec l'utilisation d'un capteur solaire plus performant (à tubes). Dans cette configuration, une réduction de 39% de la consommation électrique par rapport à la configuration de référence a été observée.

L'analyse comparative en termes d'impacts environnementaux montre que par rapport à l'énergie primaire consommée, l'utilisation du chauffe-eau/PAC couplé à des capteurs solaires thermiques pour la production d'ECS et à une production d'appoint faite par une pompe à chaleur avec sondes géothermique est une bonne solution. L'optimisation du système avec injection en direct du solaire dans la cuve positionne ce système au premier rang des systèmes utilisant une PAC. Signalons également que la solution utilisant du bois est largement la meilleure installation au niveau du CED_{NRE} et est très bonne en termes de GWP. Finalement, la solution la plus courante rencontrée dans les anciens bâtiments visant à coupler un chauffage électrique direct pour la production d'ECS à une chaudière à gaz pour le chauffage est définitivement à bannir.

Globalement, les simulations annuelles ont permis de montrer que le système chauffe-eau/PAC est un système concurrentiel sur le marché de la production d'ECS moyennant quelques adaptations constructives.

Références

- [1] Prognos AG, Infrac AG, and TEP Energy, “Analyse des schweizerischen Energieverbrauchs 2000 - 2013 nach Verwendungszwecken,” no. September, 2014.
- [2] S. Eicher, C. Hildbrand, J. Bony, M. Bunea, J.-C. Hadorn, and S. Citherlet, “Solar Assisted Heat Pump for Domestic Hot Water Production,” *Energy Procedia*, vol. 30, pp. 571–579, Jan. 2012.
- [3] M. Bunea, S. Eicher, C. Hildbrand, and J. Bony, “Performance of solar collectors under low temperature conditions: Measurements and simulations results,” *Eurosun 2012*, 2012.
- [4] S. Eicher, C. Hildbrand, A. Kleijer, J. Bony, M. Bunea, and S. Citherlet, “Life Cycle Impact Assessment of a Solar Assisted Heat Pump for Domestic Hot Water Production and Space Heating,” *Energy Procedia*, vol. 48, pp. 813–818, 2014.
- [5] S. Citherlet, J. Bony, M. Bunea, S. Eicher, C. Hildbrand, and A. Kleijer, “Projet AquaPacSol - Couplage d’une pompe à chaleur avec capteurs solaires thermiques pour la production d’eau chaude sanitaire - Rapport final,” 2013.
- [6] M. Haller, R. Dott, J. Ruschenburg, F. Ochs, and J. Bony, “The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 Part A : General Simulation Boundary Conditions - A technical report of subtask C,” 2013.
- [7] R. Dott, M. Haller, J. Ruschenburg, F. Ochs, and J. Bony, “The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 Part B : Buildings and Space Heat Load - A technical report of subtask C,” 2012.
- [8] Velasolaris AG, “Polysun 6.0.” .
- [9] “Base de données ECOINVENT, v2.2.” .
- [10] R. Itten, R. Frischknecht, and M. Stucki, “Life Cycle Inventories of Electricity Mixes and Grid, ESU-Service (PSI).” 2012.
- [11] “Base de données Ecoinvent, version 2.2.” [Online]. Available: www.ecoinvent.ch.
- [12] “Données des écobilans dans la construction, KBOB.” 2014.

Michael Eschmann, Dipl. Ing. FH
Leiter Wärmepumpen Testzentrum WPZ
Interstaatliche Hochschule für Technik
Werdenbergstrasse 4
CH-9471 Buchs SG
michael.eschmann@ntb.ch
www.ntb.ch

Effizienzmessungen von Wärmepumpen für Trinkwassererzeugung

Bei Wärmepumpen-Wassererwärmern kommt es zwischen den im Labor gemessenen Werten und den im Feld untersuchten Anlagen zu teilweise massiven Unterschieden in der Energieeffizienz. Der Verdacht liegt nahe, dass die Unterschiede zu einem beträchtlichen Anteil auf das unterschiedliche Zapfverhalten zwischen Labortest und Einsatz im Feld zurückzuführen sind.

Bei Labormessungen werden Zapfprofile gewählt, die einen hohen COP für das Produkt versprechen. In der Schweiz werden Wärmepumpen-Boiler mit einem Nennvolumen zwischen 150 und 250 Liter üblicherweise mit dem Zapfprofil L gemessen. Dies entspricht einer Energieentnahme von rund 11.6 kWh pro Tag. In der Praxis werden solche hohen Entnahmemengen nur selten erreicht. Daher wurde nach dem Vorprojekt [1] „Labormessungen zur Effizienz von Wärmepumpen-Warmwasserspeicher“ dieses Projekt lanciert. Dabei wird die Effizienz der Brauchwarmwassererwärmung an zwei Wärmepumpen mit integrierten Boilern untersucht. Dabei handelt es sich um eine Ein/Aus- und eine drehzahlregulierenden Heizungswärmepumpe.

Anhand der vielen Messungen mit unterschiedlichen Zapfprofilen nach EN 16147 [2] konnte eine Abhängigkeit zwischen Effizienz und Entnahmemenge festgestellt werden. Des Weiteren wurde sichtbar, dass auch eine einzelne Entnahme (je nach Typ) den COP positiv beeinflussen kann. Der Wärmeverlust kommt vor allem bei kleineren Entnahmemengen zu tragen.

Ausserdem konnte der Einfluss der Einschalthysterese auf die Effizienz hin genauer untersucht werden. Durch eine Vergrösserung der Schalthysterese des Temperatursensors im Warmwasserspeicher, konnte eine Verbesserung des COP beim Energie-Bezugsprofil „S“ von rund 170% erzielt werden.

Die Effizienz der drehzahlregulierten Wärmepumpe liegt unterhalb der Ein/Aus-Wärmepumpe. Auf den ersten Blick mag dies überraschen, da die Inverter-Wärmepumpe eigentlich den Nachteil der hohen Leistung für die Raumheizung umgehen kann. Beim

zweiten Blick jedoch wird klar, dass diese Wärmepumpe nicht für eine effiziente Wassererwärmung ausgelegt ist, sondern für eine möglichst schnelle.

Messaufbau

In diesem Kapitel wird auf den Messaufbau eingegangen. Es werden zwei handelsübliche Split-Wärmepumpen (Sole-Split (Aussen- und Inneneinheit sind mit Soleleitung miteinander verbunden) und Kältemittel-Split) mit integrierten Warmwasserspeichern mit verschiedenen Zapfprofilen gemessen. Die Speicherinhalte liegen bei 175 bzw. 260 Liter. Der eine interne Temperaturfühler ist bei beiden Exemplaren im oberen Drittel des Speichers platziert. Die Grössen der Kondensatoren sind nicht bekannt.

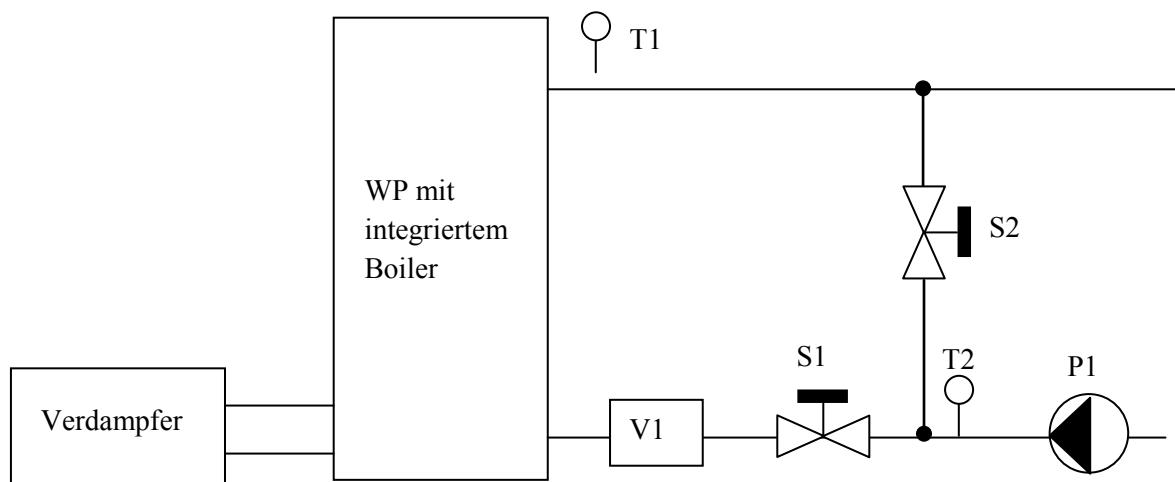


Bild 1: Versuchsaufbau mit einer handelsüblichen Splitwärmepumpe

Der Messaufbau entspricht einer Messung nach EN 16147 und ist mit dem Messaufbau des Vorprojektes „Labormessungen zur Effizienz von Wärmepumpen-Warmwasserspeicher“ vergleichbar. Das Labormessequipment besteht aus einem magnetisch-induktiven Durchflusszähler V1 und zwei PT-100-Temperaturfühlern (T1 und T2). Diese drei Messensoren sind kalibriert und werden auch für internationale Zertifizierungsmessungen verwendet. Mit den Drosselventilen S1 und S2 werden die erforderlichen Durchflüsse für die Prüfung eingestellt. Die Messgenauigkeit liegt bei den Temperaturfühlern bei ± 0.05 K und beim Durchflusszähler bei 0.5%.

Die Wärmemenge Q wird mit der Formel 1 berechnet.

$$Q = (T_1 - T_2) \cdot \dot{V}_{V1} \cdot \rho(T_2) \cdot c_p \cdot t \quad [1]$$

Q Wärmemenge [J]

$\dot{V}_{V1}$ Volumenstrom [dm³/s]

$\rho(T_2)$ Dichte von Wasser in Abhängigkeit der Kaltwassertemperatur T2 [kg/dm³]

c_p spezifische Wärmekapazität von Wasser [J/(kg K)]

t Messzeit [s]

	WP 1	WP2
Art der Wärmepumpe	Sole-Split	Kältemittel-Split
Speichervolumen [dm ³]	175	260

Tabelle 1: Prüflinge (Zusammenfassung)

Messergebnisse des 1. Prüflings

Hier wird eine handelsübliche Splitwärmepumpe (Sole-Zwischenkreislauf) mit einem integrierten 175-Liter-Warmwasserspeicher für dieses Projekt herangezogen. Die Heizleistung der Wärmepumpe beträgt nach EN 14511 [3] etwa 8.6 kW bei A7/W35 und 7.6 kW bei A2/W35. Sie ist nicht leistungsgeregelt. Bei A-10/W55 beträgt die Heizleistung noch rund 5.3 kW. Die hohen Leistungen könnten zu einem Nachteil für die Wassererwärmung führen.

Mit diesem Projekt soll die Abhängigkeit der Effizienz auf die Entnahmemenge von solchen Wärmepumpentypen herausgefunden werden. Deshalb werden die Messungen mit verschiedenen Zapfprofilen und Entnahmemengen durchgeführt. Dabei handelt es sich um die Zapfprofile S, M, L, die in der EN 16147 beschrieben sind und um das Profil „Praxis 1“ [2], welches im genannten Vorprojekt definiert wurde. Die Messungen werden bei Raumtemperatur durchgeführt, wobei die Messung mit dem Zapfprofil M auch bei +7°C durchgeführt wurde.

In der folgenden Tabelle sind die Ergebnisse der verschiedenen Messungen ersichtlich.

Nr.	Zapfprofil	Quellentemperatur [°C]	Entnahmemenge [kWh]	Aufnahmeenergie [kWh]	COP [-]	Verlustleistung [W]
1	S (1K)	23.7	2.087	4.806	0.43	168
2	S (5K)	24.9	2.097	1.786	1.17	42
3	M (5K)	24.5	5.841	3.063	1.91	43
4	M (5K)	7.0	5.845	3.111	1.88	35
5	Praxis 1	24.4	6.882	3.437	2.00	43
6	L (5K)	23.8	11.663	4.475	2.61	42

Tabelle 2: Messergebnisse des 1. Prüflings (1K = 1K-Hysterese, 5K = 5K-Hysterese)

Der COP nach EN 16147 wird über 24h ermittelt und entspricht dem Tagesverhalten eines Nutzers. Je höher die Entnahmemenge ist, umso mehr Warmwasser wird dem Speicher pro 24h entnommen. Die Aufnahmeenergie entspricht der elektrischen Arbeit, die hinzugefügt werden muss, damit die Temperatur im Speicher aufrechterhalten bleibt.

In der Tabelle 2 wird auf den ersten Blick ersichtlich, dass die Effizienz der Anlage ansteigt, je mehr Energie entnommen wird. Die Messung mit dem Zapfprofil S wurde zweimal durchgeführt, da bei der Messung 1 die vorprogrammierte Hysterese (Ein- und Ausschaltpunkt der Speichertemperatur) bei 1 K lag. Die Wärmepumpe hatte mit dieser Einstellung insgesamt 16 Mal innert 24h ein- und ausgeschaltet. Ab der zweiten Messung wurde die Hysterese auf 5 K korrigiert. Mit dieser Massnahme schaltete der Kompressor nur noch zweimal innert 24h beim Zapfprofil S ein. Die Effizienz konnte dadurch beinahe verdreifacht werden, wobei auch ein COP von 1.17 nicht überwältigend ist. Mit den nachstehenden Bildern werden die Anzahl Kompressorstarts und Warmwasserentnahmetemperaturen beider Messungen ersichtlich.

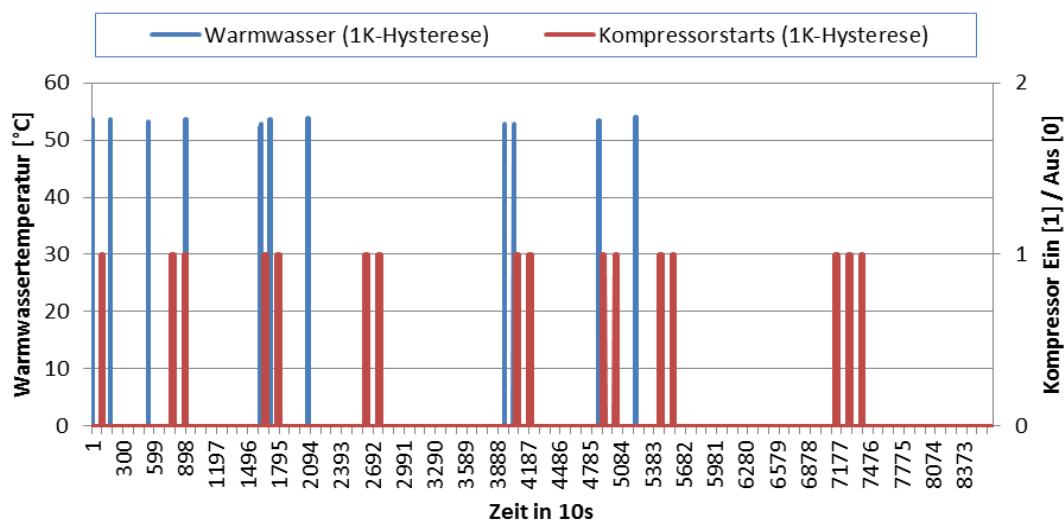


Bild 2: Verlauf der Entnahmewassertemperatur und Anzahl Kompressorstarts mit 1K-Hysterese (Messung 1)

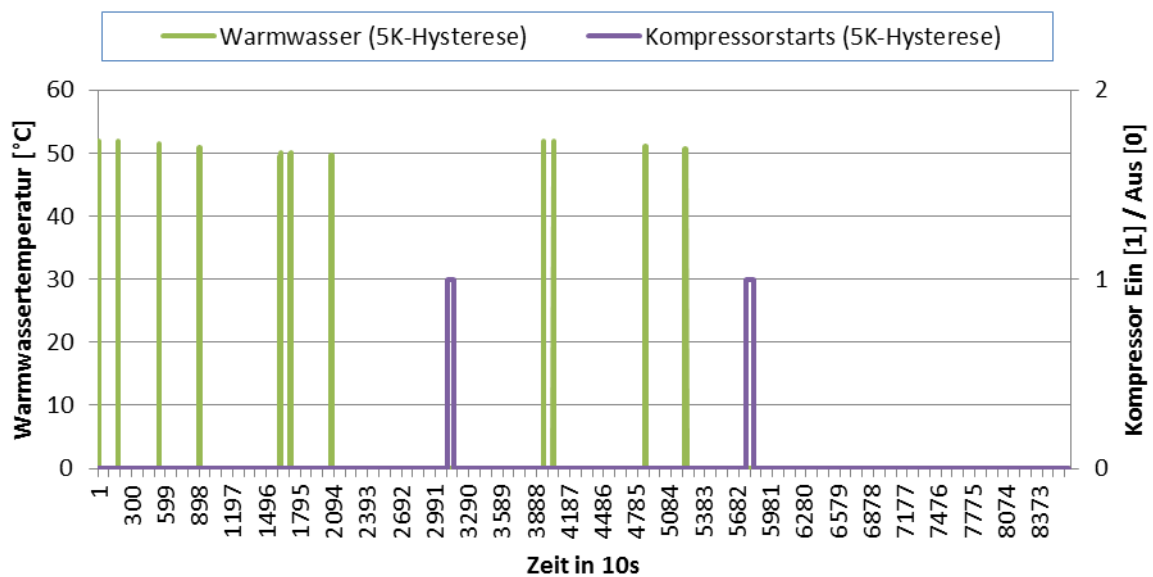


Bild 3: Verlauf der Entnahmewassertemperatur und Anzahl Kompressorstarts mit 5K-Hysterese (Messung 2)

In Bild 2 ist ersichtlich, dass die Warmwassertemperatur stets zwischen 53°C und 54°C liegt. Bei der Variante mit der 5K-Hysterese liegt die Temperatur zwischen 50°C und 53°C. Weshalb die bei beiden Varianten unterschiedliche Höchsttemperaturen aufweisen, konnte nicht abschliessend herausgefunden werden. Die Vermutung liegt aber Nahe, da die Heissgastemperatur bei langer Kompressorlaufzeit höher liegt als bei vielen kurzen. Die Wärmepumpe schaltet nämlich regelungstechnisch bei einer bestimmten Heissgastemperatur ab (nicht wählbar). Ausserdem sind die vielen und kurzen Starts bei der Messung 1 in der Bild 2 ersichtlich. Mit der grösseren Wahl der Hysterese konnte nebst einer geringeren Anzahl von Starts auch eine längere Aufladungszeit erzielt werden.

Durch die Anpassung der internen Hysterese konnte auch die nicht zu unterschätzende Verlustleistung positiv verändert werden. Dieser Wert hat sich auf einen Viertel von anfänglich 168 W auf 42 W reduziert. Unter Verlustleistung wird der elektrische Verbrauch während einem Ein-/Auszyklus ohne Warmwasserentnahme verstanden, um die gewünschte Temperatur im Speicher zu halten.

Die beiden Messungen mit dem Zapfprofil M an unterschiedlichen Quellentemperaturen ergaben beinahe denselben COP von rund 1.9. Dieses Ergebnis erstaunt, da vielfach vom grossen Vorteil der Luft/Wasser-Wärmepumpe für die hohe Effizienz der Warmwassererzeugung im Sommer argumentiert wird. Diese Aussage konnte mit dieser Labormessung nicht bestätigt werden. Nun stellt sich die Frage, weshalb die Effizienz bei hoher Quellentemperatur nicht deutlich höher liegt als bei niedriger Temperatur. Einen Ansatz könnte die Aufnahmeleistung der Wärmepumpe während einer Aufladung zeigen. Im nächsten Bild sind diese Aufnahmeleistungen der beiden Messungen während einer Aufladung ersichtlich.

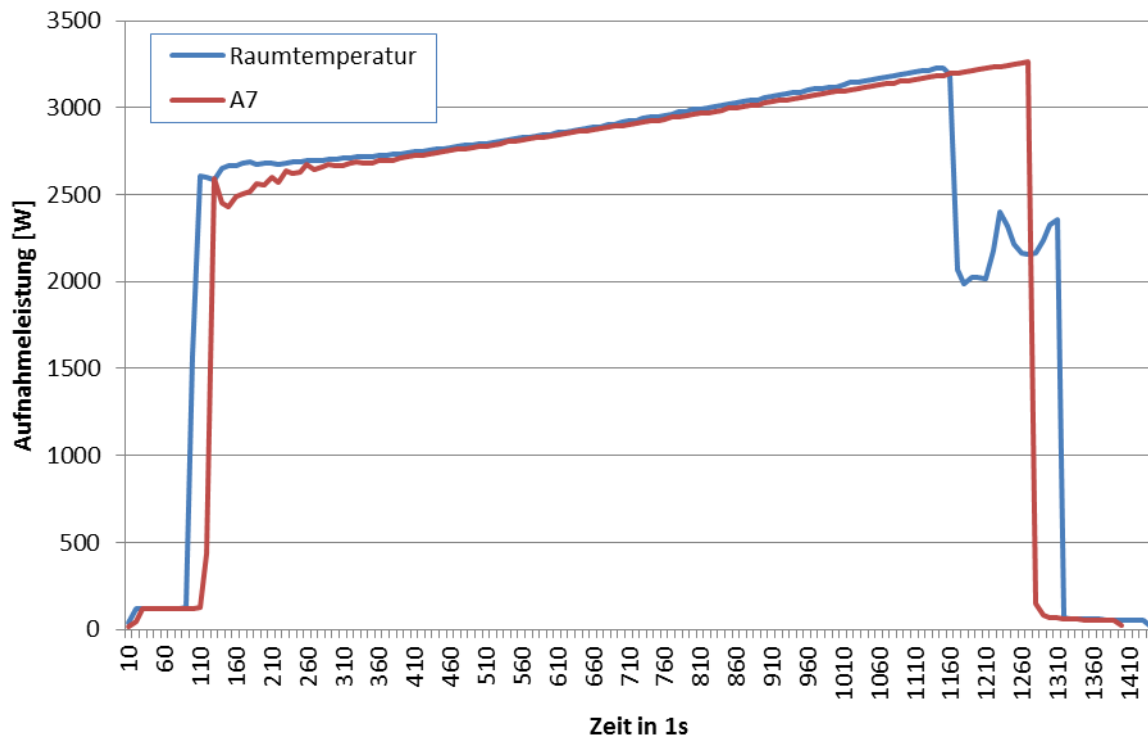


Bild 4: Aufnahmeleistung während einer Aufladung des Speichers (Messung 3 und 4)

Die beiden Aufnahmeleistungen während der Aufladung verlaufen beinahe identisch. Erst kurz vor der Abschaltung fällt die Aufnahmeleistung bei der Messung 3 (hohe Quellentemperatur) ab.

Dies wird wahrscheinlich durch ein starkes Schliessen des elektronischen Expansionsventils hervorgerufen, um die Verdampfungstemperatur konstant halten zu können. Die Regelung des Ventils funktioniert in diesem Beispiel noch nicht optimal, da die Aufnahmeleistung einbricht, statt konstant zu bleiben. Ein weiterer Grund für den geringen Anstieg des COP zwischen beiden Messungen könnte sein, dass die Wärmepumpe bei 20°C eine wesentlich höhere Heizleistung aufweist als bei +7°C. Dadurch steigt das dT zwischen Kondensation und Speicher im Wärmetauscher.

Bei der Messung 5 mit dem Zapfprofil Praxis 1 konnte ein COP von 2.0 gemessen werden. Dieser liegt etwa 5% über dem COP mit Zapfprofil M. Insgesamt wird rund 1 kWh (+18%) mehr Wärmemenge aus dem Speicher entnommen als beim Zapfprofil M.

Die Messung 6 wurde mit dem Zapfprofil L durchgeführt. Mit diesem Zapfprofil wird rund 11.6 kWh Warmwasser entnommen, dies entspricht etwa der doppelten Menge wie bei M. Der gemessene COP lag bei etwa 2.6 und liegt somit um rund 35% höher als bei M. Der Verlauf der Warmwassertemperatur und die Anzahl Kompressorstarts sind in Bild 4 ersichtlich.

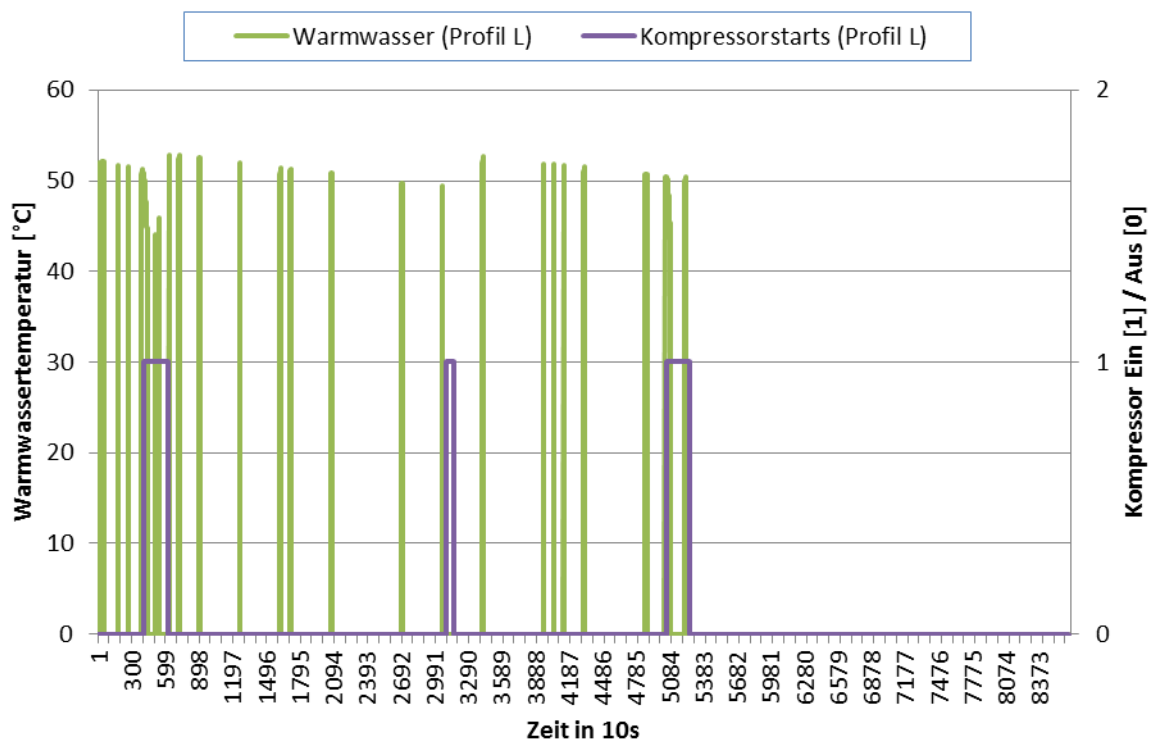


Bild 5: Verlauf der Warmwassertemperatur und Anzahl Kompressorstarts mit 5K-Hysterese (Messung 6)

Dass beim Profil L wesentlich mehr Entnahmen vorkommen als z.B. beim Profil S, wird anhand der beiden Bildern 3 und 5 ersichtlich. Die Wärmepumpe schaltet insgesamt 3 mal ein, damit die Warmwassertemperatur im Speicher aufrechterhalten wird.

Messergebnisse des 2. Prüflings

Beim zweiten Prüfling handelt es sich um eine handelsübliche drehzahlregulierte Luft/Wasser-Wärmepumpe in Split-Bauweise. Der Speicherinhalt beträgt 260 Liter. Die Heizleistung beträgt laut Hersteller ungefähr 5.8 kW beim Prüfpunkt A2/W35 nach EN 14511. Während der Messung der Brauchwarmwassereffizienz regelte die Wärmepumpe selbständig nach den internen Regelparametern. Es soll eine möglichst praxisnahe Ergebnis erzielt werden. Folgende Messergebnisse erhielt das WPZ beim zweiten Prüfling mit drei unterschiedlichen Entnahmeprofilen:

Nr.	Zapfprofil	Quellentemperatur [°C]	Entnahmemenge [kWh]	Aufnahmeenergie [kWh]	COP [-]	Verlustleistung [W]
7	S	7.0	2.216	2.650	0.84	60
8	M	7.0	5.900	5.093	1.16	60
9	L	7.0	11.699	6.984	1.68	60

Tabelle 3: Messergebnisse des 2. Prüflings (Hysterese unbekannt)

Es zeigt sich auch hier, dass die Effizienz der Brauchwarmwasserbereitstellung mit der Entnahmemenge zunimmt. Bei genauerer Betrachtung der Ergebnisse wird ersichtlich, dass bei diesem Produkt die interne Regelung noch grosses Potential hat (siehe Bild 6).

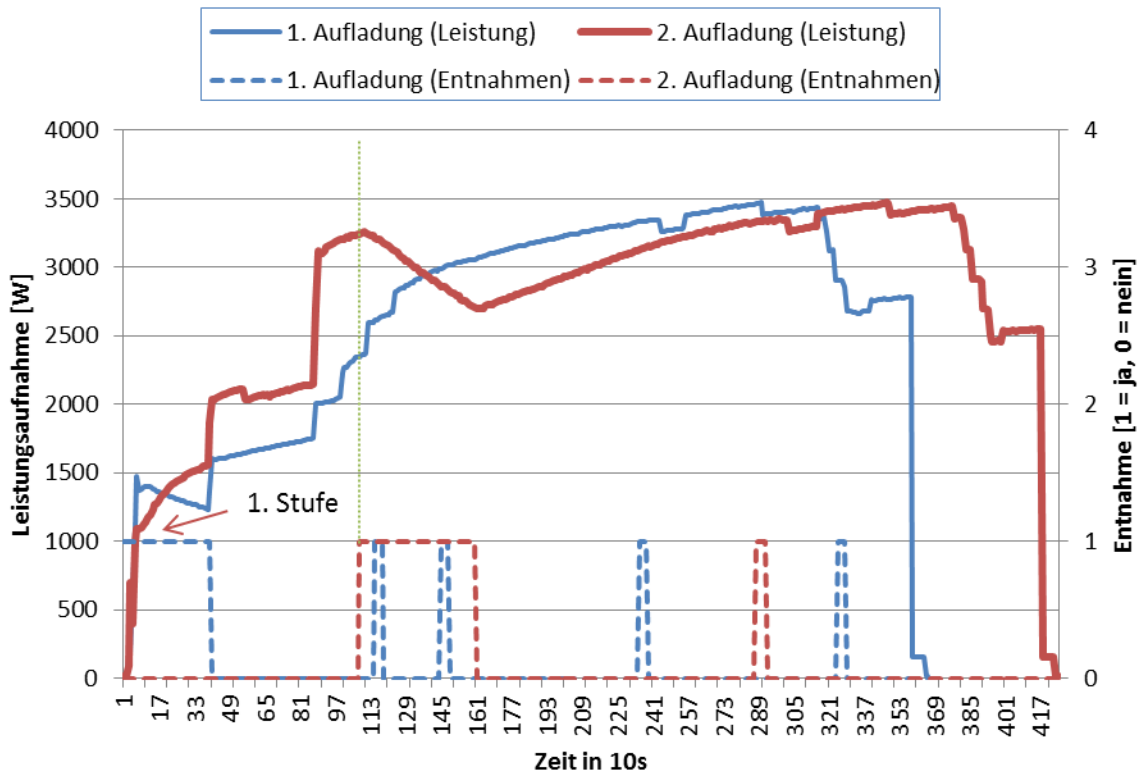


Bild 6: Aufnahmeleistung während des Entnahmezyklus‘ (Messung 9)

Es ist auffallend, dass die Kompressordrehzahl der modulierenden Wärmepumpe bei zunehmender Speichertemperatur ansteigt. Anfangs der Aufladung liegt die Aufnahmeleistung bei der 2. Aufladung bei rund 1 bis 1.5 kW. Kurze Zeit später erhöht sich die Drehzahl und die Aufnahmeleistung steigt auf ca. 2 kW. Danach erhöht sich die Drehzahl erneut und die Aufnahmeleistung beträgt somit mittlerweile bereits etwa 3 bis 3.5 kW. Dies ist vermutlich annähernd die maximale Heizleistung des Gerätes. Die erste Aufladung während des Entnahmezyklus‘ verläuft annähernd identisch, nur mit kleineren Zwischenstufen. Die Drehzahl der Ladepumpe konnte während der Messung nicht ermittelt werden.

Beim folgenden Diagramm sind die kältemittelrelevanten Temperaturen auf der Abgabeseite während der ersten und zweiten Aufladung (inkl. Entnahmen) aufgezeigt. Der Wärmepumpenregler hat die Aufgabe, möglichst schnell den Speicher aufzuladen, dies wird durch den Verlauf der Heissgastemperatur ersichtlich.

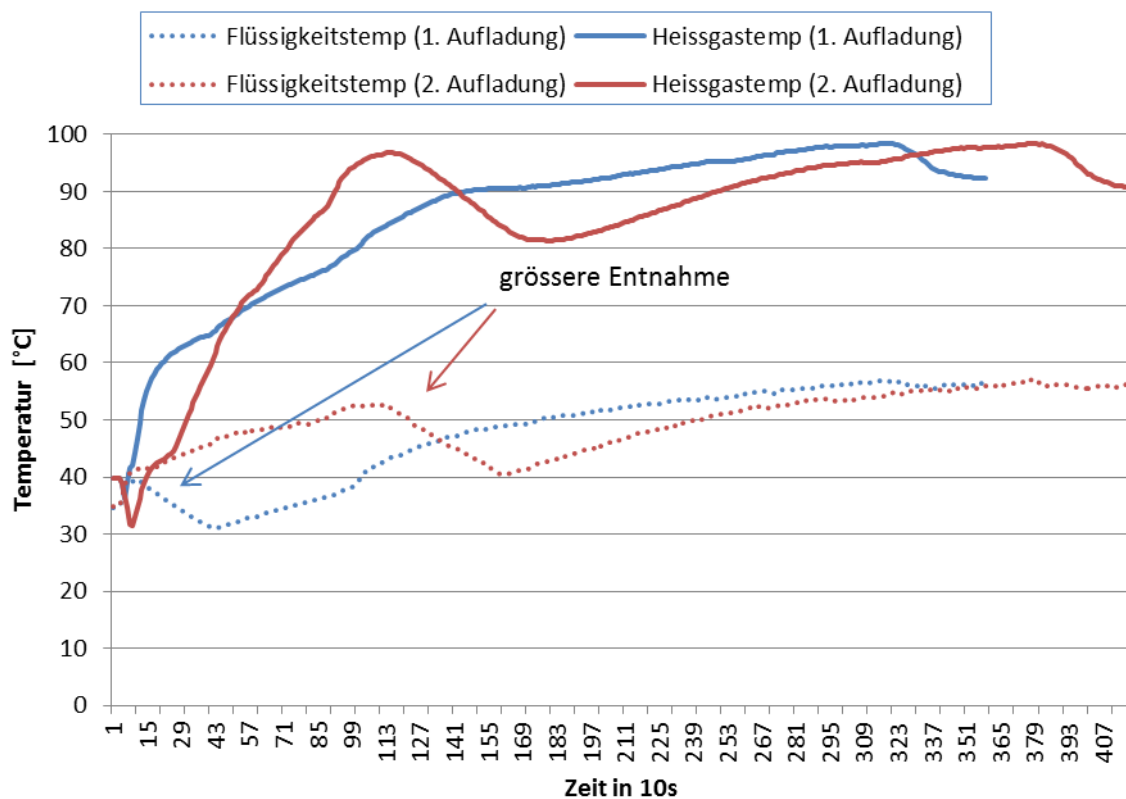


Bild 7: Flüssigkeits- und Heissgastemperatur während der 1. und 2. Aufladung (Messung 9)

Das Ziel des Reglers ist, so schnell als möglich eine bestimmte Heissgastemperatur (ca. 100°C) zu erreichen. In diesem Fall wird die Drehzahl erhöht bis die gewünschte Temperatur erreicht ist. Kurz vor Ende der Aufladung reduziert der Regler die Drehzahl um das dT zwischen Kondensator und Wassertemperatur zu reduzieren.

Während der Bereitschaftsperiode (es wird kein Warmwasser entnommen) verhält sich die Aufladung, um die Speichertemperatur auf einem gewünschten Niveau zu halten, sehr ähnlich. In Bild 8 ist diese Aufladung ersichtlich. Die Aufnahmeleistung fährt auch hier langsam hoch. Auffallend ist, dass die zeitliche Drehzahländerung während der Bereitschaftsperiode der 2. Aufladung während des Entnahmezyklus‘ entspricht. Bei beiden Aufladungen werden nach 400 s (2. Stufe) und 880 s (3. Stufe) die grossen Drehzahlsprünge durchgeführt. Weshalb die 1. Aufladung während der Entnahmeperiode zeitlich nicht mit den anderen beiden Aufladungen übereinstimmt, liegt an einer anderen Voraussetzung. So wird die 1. Aufladung während einer grösseren Entnahme eingeleitet, bei den beiden anderen Aufladungen wird während den ersten 880 s keine Entnahme durchgeführt.

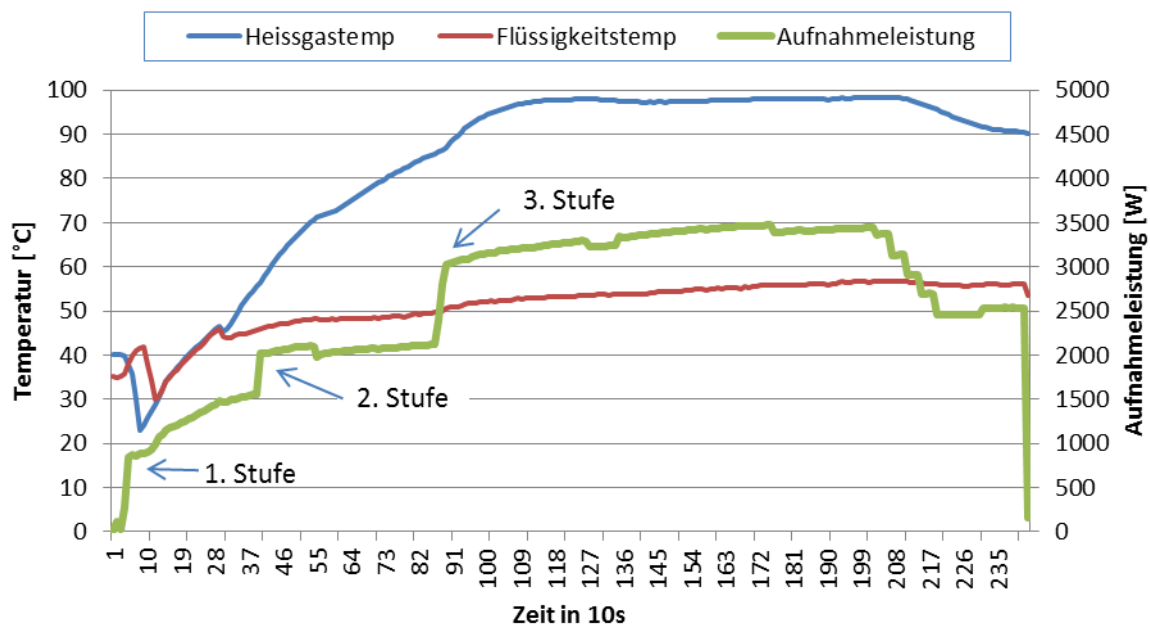


Bild 8: Flüssigkeits-, Heissgastemperatur und Aufnahmeleistung während der Bereitschaftsperiode (Messung 9)

Ebenfalls in Tabelle 3 ist die hohe Verlustleistung von 60 W ersichtlich. Dies ist die durchschnittliche permanente Leistungsaufnahme, um die gewünschte Temperatur von ca. 52°C im Speicher zu halten. Dieser Wert liegt gegenüber dem 1. Prüfling um fast 50% höher. Dieser hohe Verbrauch hat direkten Einfluss auf die Effizienz des Heizungssystems. Hätte der 2. Prüfling ebenfalls eine Verlustleistung von ca. 42 W, so würde die Effizienz um mehrere Prozent ansteigen (siehe Tabelle 3). Vereinfacht könnte etwa 0.432 kWh (24h mal 18 W) Energie pro Tag eingespart werden.

COP mit S = 1.00 (+19%)	COP mit M = 1.27 (+9%)	COP mit L = 1.79 (+7%)
COP mit S = 0.84 (Original)	COP mit M = 1.16 (Original)	COP mit L = 1.68 (Original)

Tabelle 4: COP-Erhöhung durch kleinere Verlustleistung

Fazit

Die Effizienz der Anlage hängt von mehreren Faktoren ab. Beim ersten Prüfling wurde diese vor allem durch die interne Hysterese und die Entnahmemenge beeinflusst. Hingegen beim zweiten Prüfling könnte auch die Regelung des Inverters einen grösseren Einfluss auf die Effizienz haben. Um dies herauszufinden, müsste die Drehzahl des Kompressors jedoch frei wählbar sein. Auf jeden Fall wurde ersichtlich, dass der COP stieg, umso mehr Warmwasser während dem Zapfprofil entnommen wurde. Die Effizienz schwank beim 1. Prüfling zwischen 1.2 und 2.6 und beim 2. Prüfling zwischen 0.8 und 1.7 je nach Entnahmeprofil.

Solche Messerfahrungen könnten durchaus für die zukünftige Auslegung des Speichervolumens und der Dimensionierung von WP und Zwischenwärmetauscher von Bedeutung sein.

Vergleich dieser Messreihe mit dem Vorprojekt

In diesem Kapitel sollen die Ergebnisse dieses Projekts mit dem Vorprojekt „Labormessungen zur Effizienz von Wärmepumpen-Warmwasserspeicher“ (Kapitel 4) verglichen werden. Beim Vorprojekt wurden Brauchwarmwasser-Wärmepumpen und Elektro-Warmwasserspeicher (Elektroboiler) ebenfalls an unterschiedlichen Zapfprofilen gemessen.

Die Brauchwarmwasser-Wärmepumpe wurde bei 15°C und der Elektroboiler bei Raumtemperatur gemessen.

Messergebnisse

Die Messungen beim Vorprojekt wurden auch mit einem Zapfprofil XL durchgeführt, da es sich um grössere Speichervolumen als bei den Wärmepumpen mit integrierten Speichern handelte. In der folgenden Tabelle sind die Ergebnisse beider Projekte ersichtlich.

Zapfprofil	Entnahmemenge [kWh]	COP			
		A Heizwärmepumpe mit integriertem Speicher (175 Liter)	B Heizwärmepumpe mit integriertem Speicher (260 Liter)	C Brauchwarmwasser- Wärmepumpe (270 Liter)	D Elektroboiler (300 Liter)
S	2.1	1.17	0.84	1.50	0.68
M	5.8	1.91	1.16	2.60	0.85
Praxis 1	6.8	2.00	-	-	-
L	11.7	2.61	1.68	-	-
XL	19.1	-	-	2.98	0.94
Verlustleistung [W]		42	60	27	63

Tabelle 5: Messergebnisse

Einer hohen Verlustleistung muss nicht zwingend ein schlecht isolierter Speicher gegenüberstehen. Die Verlustleistung nach EN 16147 entspricht der elektrischen Leistung, um einerseits die Temperatur im Speicher aufrechtzuerhalten und andererseits welche für die Aggregate (Regler, Umwälzpumpe, usw.) notwendig sind. Bei allen 4 Typen nimmt die Effizienz mit steigender Entnahmemenge zu. Bei der Wärmepumpe mit integriertem Warmwasserspeicher (A) nimmt die Effizienz vom kleinsten (S) zum grössten gemessenen Zapfprofil (L) um mehr als 120% zu. Bei der anderen Wärmepumpe mit integriertem Speicher (B) und Brauchwarmwasser-Wärmepumpe steigt der COP immerhin auf das Doppelte (von 0.84 auf 1.68 bzw. von 1.5 auf 3.0). Dem gegenüber steigt die Effizienz beim ElektroWarmwasserspeicher nur um etwa 40%. An diesem Beispiel wird ersichtlich, dass bei

den Wärmepumpen das gewählte Zapfprofil einen grösseren Einfluss auf die Effizienz ausübt als beim Elektroboiler. Jedoch ist auch zu erwähnen, dass die gemessenen Wärmepumpen mit geeigneter Hysterese selbst beim kleinsten Entnahmeprofil um mindestens 20% effizienter sind als der Elektroboiler. Mit dem nächsten Bild soll der Einfluss der Entnahmemenge auf die Effizienz grafisch ersichtlich werden.

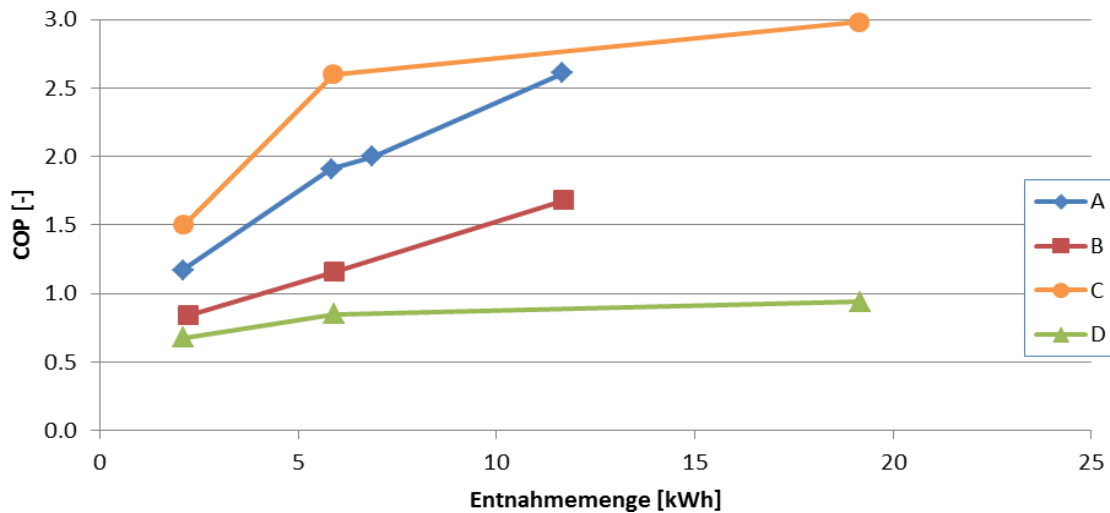


Bild 9: Abhängigkeit der Effizienz von der Entnahmemenge (Legendzuordnung in Tabelle 5 ersichtlich)

Nun stellt sich die Frage weshalb der Einfluss des gewählten Zapfprofils bei den Wärmepumpen einen grösseren Einfluss hinterlässt als beim Elektroboiler. Eine Erklärung könnte die Effizienzabhängigkeit der Wärmepumpe in Bezug auf die Warmwassertemperatur im Speicher sein. Das folgende Bild verdeutlicht dies.

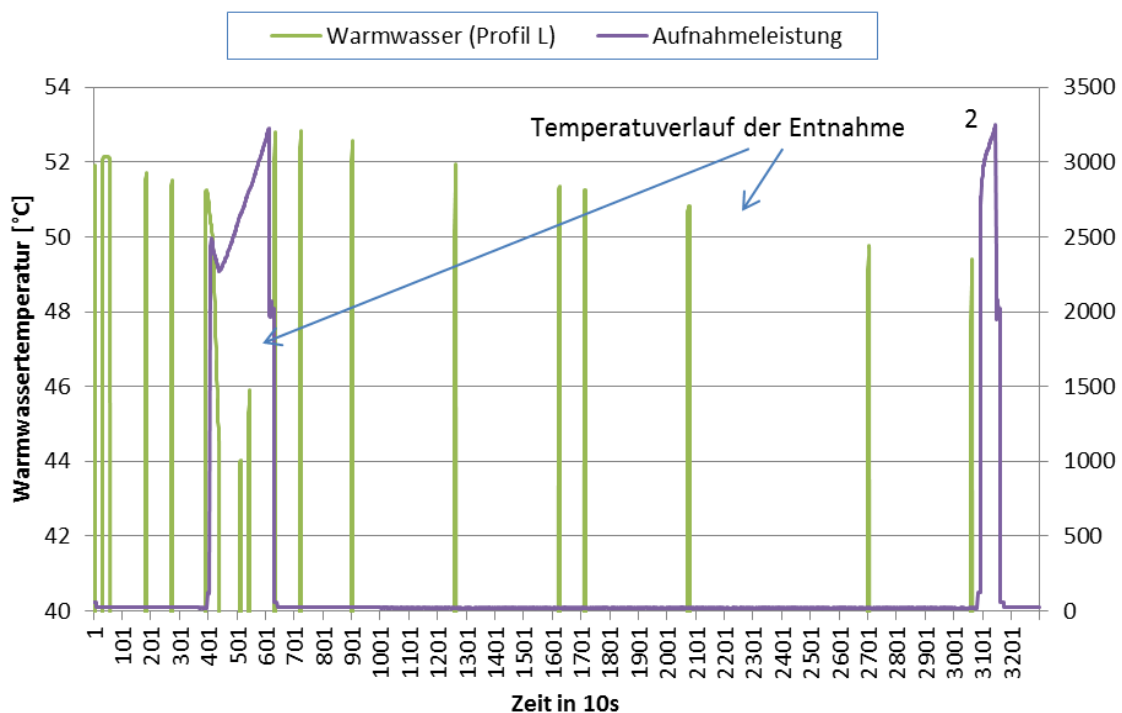


Bild 10: Warmwassertemperaturverlauf und Aufnahmeleistung der Wärmepumpe

Anhand der beiden Aufladungen wird der Einfluss der Warmwassertemperatur auf die Effizienz ersichtlich. Bei der Aufladung 1 erhitzt die Wärmepumpe den Speicher von etwa 44°C auf 53°C, wohingegen bei der Aufladung 2 die Temperatur nur von 49°C auf 53°C erhöht wird. Daher ist die erste Aufladung wesentlich effizienter als die zweite Aufladung. Je grösser das Entnahmeprofil gewählt wird, umso mehr grosse (und dementsprechend effiziente) Entnahmen sind enthalten.

Beim kleinsten Zapfprofil S kommen relativ kleine Entnahmen vor (0.1 bis 0.5 kWh) und beim Profil L liegt die Spreizung zwischen 0.1 und 3.6 kWh. Während der 3.6 kWh-Entnahme beginnt die erste Aufladung. Die Temperatur im Austritt des Speichers fiel während der Entnahme von 51°C auf 44°C, somit lädt die Wärmepumpe bei tieferen Temperaturen nach. Zwischen der ersten und der zweiten Aufladung wurden zwar 9 Entnahmen durchgeführt, aber alle lagen zwischen 0.1 und 0.3 kWh (ähnlich wie beim Zapfprofil S).

In Bild 10 ist zudem ersichtlich, dass die Temperatur am Austritt des Speichers zwischen der ersten und zweiten Aufladung praktisch linear abnimmt. In diesem Bereich fällt die Verlustleistung über die Dämmung stark ins Gewicht. In der folgenden Tabelle ist die Spreizung der einzelnen Entnahmemenge je Zapfprofil ersichtlich.

Zapfprofil	Einzelne Entnahmemenge [kWh]
S	0.1 bis 0.5
M	0.1 bis 1.4
L	0.1 bis 3.6
XL	0.1 bis 4.4

Tabelle 6: Einzelne Entnahmemenge pro Entnahmeprofil

Je grösser die einzelnen Entnahmen sind, umso vorteilhafter wirkt sich dies auf den COP der Wärmepumpe aus. Dies basiert einerseits auf dem oben beschriebenen Effekt und andererseits darauf, dass die Wärmeverluste durch die Dämmung weniger gewichtet werden. Beim Elektroboiler bleibt die Aufnahmeleistung unabhängig von der Wassertemperatur im Speicher konstant. Dafür fällt beim Elektroboiler die Verlustleistung über die Dämmung stärker ins Gewicht als bei den Wärmepumpentypen, wobei die eine Heizungswärmepumpe mit integriertem Speicher (B) einen ähnlich hohen Wert aufweist (siehe Tabelle 5).

Fazit

Bei allen vier Typen von Wassererwärmern hat die Entnahmemenge einen starken Einfluss auf die Effizienz. Dieser Effekt fällt bei den Wärmepumpentypen wesentlich stärker ins Gewicht als beim Elektroboiler. Die höchste Effizienz kann erreicht werden, wenn die einzelnen Entnahmemengen gross sind. Bei kleinen Entnahmemengen kommen vor allem die Wärmeverluste zum Tragen.

Quellen

- [1] M. Eschmann. Labormessungen zu Effizienz von Wärmepumpen-Warmwasserspeicher, BFE-Projekt: SI/401138-01, 2014
- [2] EN 16147:2011: Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern – Prüfungen und Anforderungen an die Kennzeichnung von Geräten zum Erwärmen von Brauchwarmwasser, 2011
- [3] EN 14511:2013 1 bis 4: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern: Begriffe, Prüfbedingungen, Prüfverfahren und Anforderungen, 2013

Ivan Malenkovic, Dipl. Ing.
Peter Schossig, Dr. Ing.
Department thermally active materials and solar cooling
Division Thermal Systems and Buildings
Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE
Heidenhofstraße 2
D-79110 Freiburg
peter.schossig@ise.fraunhofer.de
www.ise.fraunhofer.de

Gaswärmepumpen, Stand der Technik und Energieeffizienz (IEA HPP Annex 34 und Annex 43)

Zusammenfassung

Der Wärmepumpenmarkt wird derzeit von elektrisch angetriebenen Kaltdampf-Kompressionsanlagen dominiert. Thermisch angetriebene Sorptionstechnologie wurde nach einer längeren Stagnationsperiode Ende des 20. Jahrhunderts vor allem im Bereich thermischer Kühlung „wieder entdeckt“. In den letzten Jahren wurden mit Gas betriebene Sorptionswärmepumpen als effiziente Lösung zum Heizen und Warmwasseraufbereitung, vor allem für den Gebäudebestand, identifiziert. Es sind bereits einige Produkte am Markt erhältlich. Sie werden als die komplementäre Technologie zu den Elektrowärmepumpen angesehen mit dem Potential das Stromnetz unter Verwendung bereits bestehender Infrastruktur zu entlasten und perspektivisch neue Energievorkommen zu erschließen (z.B. Biogas, Power-to-Gas). Die Technologie ist durch ihre vorteilhaften Eigenschaften im Mittel- und Hochtemperaturbereich besonders für Gebäudebestand attraktiv und wird mitunter als die nächste Generation der effizienten Gasheizung mit Einbindung erneuerbarer Energie angesehen. IEA HPP Annex 43 hat zum Ziel die Technologie in der frühen Phase der Marktentwicklung durch Kooperation der Experten aus Forschung und Industrie zu unterstützen.

Abstract

The heat pump market is dominated today by electrically driven compression technology. After a period of stagnation, thermally driven sorption technology was “rediscovered” at the end of the 20th century, mainly for thermally driven cooling. In recent years, gas fired sorption heat pumps were identified as an efficient solution for space heating and sanitary hot water preparation, mainly in existing buildings. Consequently, a number of products already entered the market. They are seen as a complementary technology to electrically driven heat pumps with a potential to reduce the requirements on electricity grid and to balance the overall energy consumption in future energy mix by using different sources (e.g. biogas, power-to-gas) and existing infrastructure. The technology is efficient especially in existing buildings and is often seen as the next generation of efficient condensing gas boilers with a significant usage of renewable energy. IEA HPP Annex 43 has the aim to support the technology at this early stage through cooperation of experts from the industry and the academia.

Einführung

Die Europäische Union hat sich eine Reduktion der Treibhausgasemissionen bis zum Jahr 2020 um 20 % im Vergleich mit dem Niveau von 1990 zu einem der wichtigsten energiepolitischen Ziele gesetzt. Das soll zum einen durch eine um 20 % höhere Energieeffizienz und zum anderen durch einen Anteil von 20 % erneuerbarer Energien in der Endenergiebilanz erreicht werden.

Etwa 40 % des Endenergieverbrauchs in den EU-Staaten entfällt auf den Gebäudesektor; etwa 85 % der Energie wird dabei für Heizung und Trinkwarmwasserbereitstellung aufgewendet. Etwa drei Viertel der gesamten Gebäude-nutzfläche entfällt auf Wohngebäude – davon 65 % auf Einfamilienhäuser [1].

Der Heizungsmarkt in Deutschland, wie in den meisten europäischen Ländern, wird von fossilen Brennstoffen dominiert, in erster Linie von Erdgas mit etwa 40 % Marktanteil in den EU-Staaten 2009 [1]. In Deutschland sind diese Zahlen sogar etwas höher – in 2012 hat Erdgas einen Anteil von knapp 44 % für die Heizung von Wohngebäuden. In einigen europäischen Ländern mit eigenen Gasvorkommen sind diese Zahlen sogar noch höher, wie zum Beispiel in Großbritannien (64 % in 2009) oder den Niederlanden (74 % in 2009).

Nur etwa 20 % der Gebäude in der EU wurden nach 1990 gebaut [1] und entsprechen damit in etwa dem Stand der Technik puncto Energieeffizienz. Mit einer durchschnittlichen Sanierungsrate von etwa 1 % und einem Neubauanteil, der bei ebenso etwa 1 % des Gebäudebestands auf dem Jahresniveau liegt, benötigt man effiziente Lösungen für un- oder teilsanierte Gebäude um die Energieeffizienz im Gebäudesektor relativ rasch zu erhöhen und Nutzung erneuerbarer Energiequellen zu intensivieren.

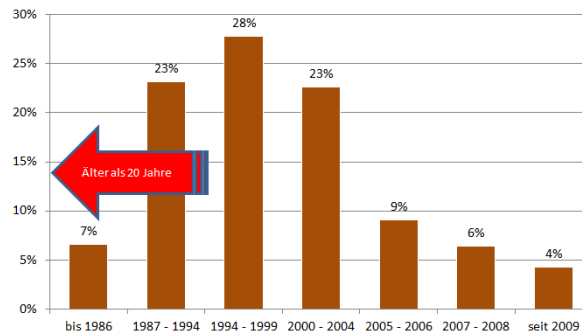
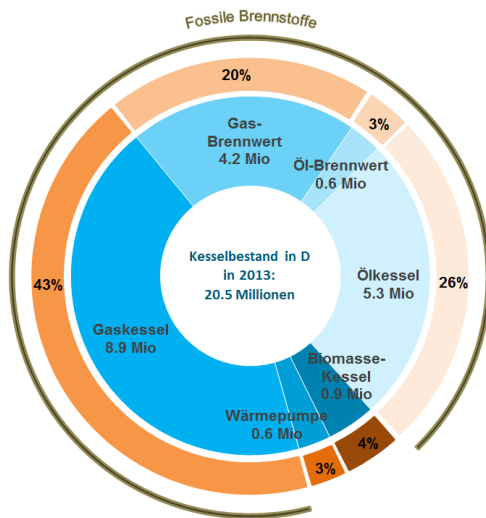


Bild 1: Abschätzung des Gesamtbestands zentraler Wärmeerzeuger in Deutschland in 2013. Datenquelle: [2]

Bild 2: Altersstruktur der Gaskessel in Deutschland. Datenquelle [4]

Einer Abschätzung des BDH zufolge [2], waren in 2013 in Deutschland etwa 20,5 Millionen zentrale Wärmeerzeuger installiert (Bild 1). Davon waren insgesamt 93 % mit fossilen Brennstoffen, 63 % mit Gas betrieben.

Laut einer anderen Studie des BDH [3] entsprechen etwa 71 % der Zentral-wärmeerzeuger in Deutschland nicht dem Stand der Technik und nur etwa 17 % können erneuerbare Energie nutzen. Diese Aussage wird durch Diefenbach [4] bekräftigt, der abschätzt, dass etwa 30 % aller Gaskessel in Deutschland älter als 20 Jahre ist. Das durchschnittliche Alter der Gaskessel in Deutschland liegt bei etwa 13 bis 15 Jahren [5].

Etwa 60 % des Marktes für zentrale Wärmeerzeuger im Gebäudebereich entfällt auf Kesseltausch mit einem leicht wachsenden Trend [5]. Da der Heizungsmarkt, insbesondere im Segment Kesseltausch, als ein eher konservativer Markt gilt und die Kunden ungern den Energieträger wechseln, wurden unter Anderem Gaswärmepumpen, in erster Linie Sorptionswärmepumpen, als die nächste Stufe in der Effizienzketten gasbetriebener Heizungsanlagen von einigen Herstellern identifiziert, die ihre Produkte seit einigen Jahren am Markt anbieten. Zusätzlich befinden sich einige Geräte kurz vor der Markteinführung. Um die Technologie in der frühen Markteinführungsphase zu unterstützen, hat das Wärmepumpen-programm der Internationalen Energieagentur ein internationales Kooperationsprojekt zu dieser Technologie gestartet – Annex 43 „Fuel Driven Sorption Heat Pumps“.

Funktionsprinzipien und Energiebilanz der Sorptionswärmepumpen

Die mechanischen und sorptiven Wärmepumpenprozesse sind eng verwandt: Die Wärme wird der Wärmequelle durch das Verdampfen des Kältemittels unter niedrigem Druck entnommen und durch seiner Verflüssigung und Abkühlung unter hohem Druck der Wärmesenke übergeben. Der wesentliche Unterschied zwischen den zwei Prozessen besteht in der Erzeugung des benötigten Druckunterschieds. Während bei mechanischer Kompression das Kältemittel im Verdichter durch Einwirkung der mechanischen Energie komprimiert wird, wobei auch seine Temperatur ansteigt, benötigen Sorptionsprozesse einen zusätzlichen Stoff und eine Wärmequelle auf hohem Temperaturniveau. Im Bild 3 sind die Sorptionsprozesse schematisch dargestellt.

bei Gaswärmepumpen der Gasbrenner) aus dem Sorptionsmaterial ausgetrieben und danach im Verflüssiger beim hohen Druck kondensiert, wobei Wärme frei gesetzt wird. Nach der Entspannung beim Absorptionsprozess oder Zykluswechsel beim Adsorptionsprozess wird das Kältemittel beim niedrigen Druck verdampft. Beim Absorptionsprozess wird der Kältemitteldampf anschließend in einem exothermen Prozess in die Lösung wieder aufgenommen. Bei der Adsorption wird das Kältemittel unter Freisetzung der Wärme an das Adsorptiv angelagert. Bei der Absorption schließt sich der Kreis in dem die angereicherte Lösung wieder dem Austreiber zugeführt wird. Bei den Adsorptionsprozessen erfolgt erneut eine Prozessumkehr. Es ist möglich auch die Adsorptionsprozesse quasi-kontinuierlich zu betreiben indem die Anlagen mit zwei oder mehreren Adsorptionsmodulen ausgestattet werden.

Einstufige Sorptionsprozesse weisen eine Leistungszahl von etwa 1,2 bis 1,6 auf, was auf den ersten Blick ein – im Vergleich zu den Kompressionswärmepumpen – niedriger Wert zu sein scheint. Eine primärenergetische Betrachtung liefert jedoch für beide Technologien vergleichbare Werte. Im Bild 4 ist das Sankey-Diagramm für eine Gas-Sorptionswärmepumpe dargestellt.

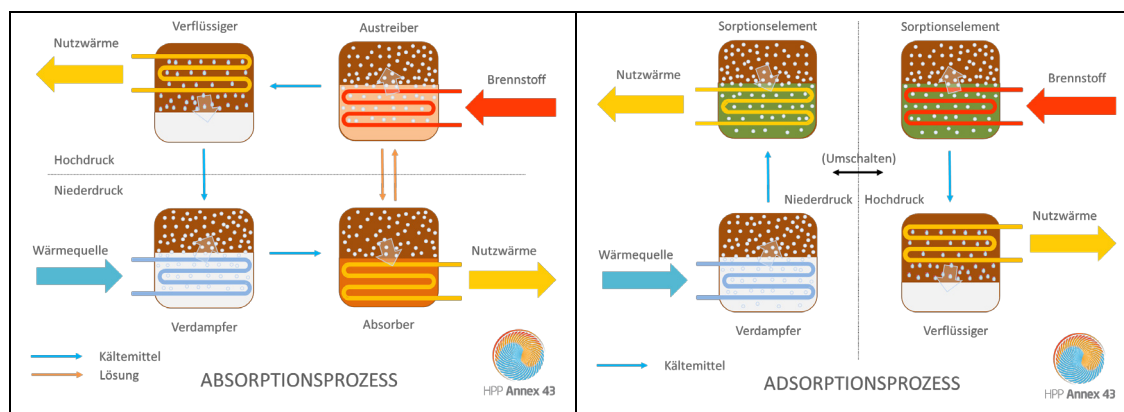


Bild 3: Schematische Darstellung der Prozesse in Sorptionswärmepumpen. Links: Absorptionsprozess. Rechts: Adsorptionsprozess.

Eine wichtige Folge der Thermodynamik der Sorptionsprozesse für die praktische Ausführung der Anlagen ist die Tatsache, dass die Wärmequelle um zwei Drittel kleiner ausgeführt werden kann, was sich auf die Installationskosten von erdreichgekoppelten Anlagen im Vergleich mit Kompressionswärmepumpen bemerkbar macht und gerade bei Bestandssanierung ein wesentlicher Vorteil ist.

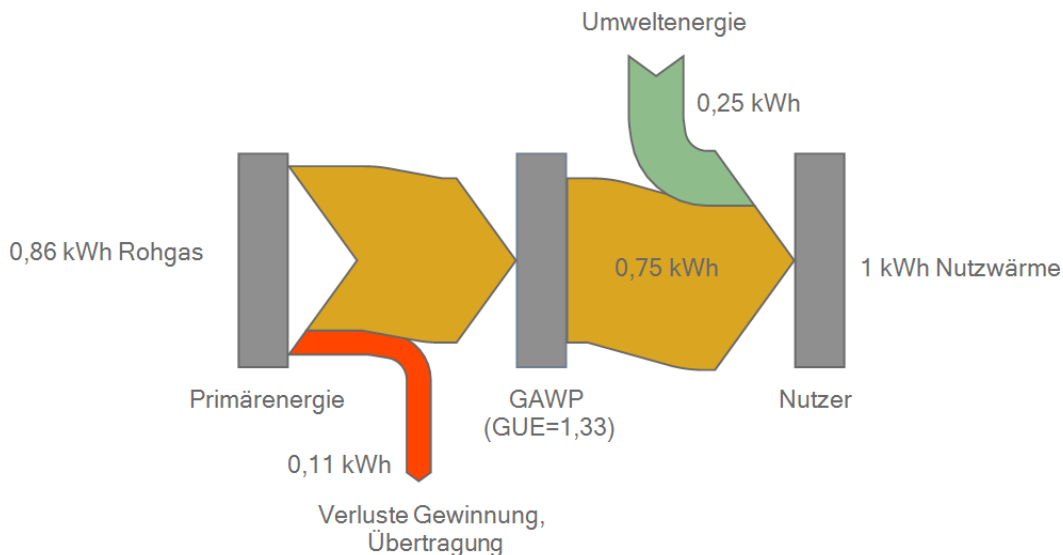


Bild 4: Energiefluss-Diagramm der Gas-Sorptionswärmepumpe mit einem Jahres-GUE von 1,33. Primärenergiefaktor für Erdgas $PEF_{Erdgas}=1,15$

Es wird erwartet, dass sich die primärenergetische Bilanz des Gases in den Gasnetzen – ähnlich wie bei Stromproduktion für elektrische Kompressionswärmepumpen - in Zukunft verbessern wird. Damit wird auch die Primärenergieeffizienz der Gaswärmepumpen weiter steigen. Dazu sollen ein weiterer Ausbau der Biogasanlagen und die Einspeisung von Biomethan in nationale Gasnetze beitragen. Einige Länder haben bereits konkrete Pläne dafür – in Deutschland soll 7 % und in den Niederlanden 2 % des Gases im Gasnetz bis 2020 aus Biogasanlagen stammen; In Frankreich sogar 17 % bis 2030. In Zukunft soll erneuerbares Gas aus Power-to-Gas-Anlagen ebenso in das Gasnetz eingespeist werden – nicht zuletzt wegen seines großen Speichervermögens das bei etwa 200 TWh liegt und einem mehrmonatigen Gasverbrauch bundesweit entspricht. Dies kann im zukünftigen Gesamtenergiesystem eine wesentliche Rolle spielen und die Gaswärmepumpe zu einem wichtigen Bestandteil im diversifizierten und dezentralisierten Energieversorgungssystem machen.

Marktprodukte und Effizienz im realen Betrieb

Derzeit werden in Europa gasbefeuerte Sorptionswärmepumpen von einigen Herstellern angeboten. Im kleineren Leistungsbereich (10 bis 15 kW) sind derzeit hybride Anlagen (Adsorptionswärmepumpe mit Brennwertkessel und integriertem Trinkwarmwasserspeicher) dominant. Für Mehrfamilienhäuser und leichten kommerziellen Einsatz werden Absorptionswärmepumpen mit Ammoniak-Wasser-Gemisch und Außenaufstellung

angeboten. Diese Geräte sind auch als vorgefertigte Kaskaden für größere Leistungen – bis über 100 kW erhältlich. Ein Überblick einiger markterhältlicher Geräte mit den wichtigsten Daten ist im Bild 4 gegeben. Neben diesen Herstellern sind noch Absorptionswärmepumpen in der Leistungsklasse von Robur oder Bosch Thermotechnik von De Dietrich Remeha und Oertli-Rohleder Wärmetechnik erhältlich.

					
Hersteller	Vaillant Deutschland GmbH & Co. KG		Viessmann Werke GmbH & Co. KG	Buderus Bosch Thermotechnik GmbH	Robur Spa
Modell	zeoTHERM VAS 106/4 zeoTHERM VAS 156/4		Vitasorp 200-F	Logatherm GWPL-41	GAHP-G5
Typ	Kombinierter Brennkessel und GAWP mit integriertem Warmwasserspeicher		Kombinierter Brennkessel und GAWP mit integriertem Warmwasserspeicher	Luft-Wasser-GAWP mit Abgaskondensation	Sole-Wasser-GAWP mit Abgaskondensation
Arbeitspaar	Wasser/Zeolith		Wasser/Zeolith	Ammoniak/Wasser	Ammoniak/Wasser
Wärmequelle	Solarkollektoren		Erdwärme oder Solarkollektoren	Luft über integriertem Verdampfer	Erdwärme
Nominelle Heizleistung [kW]	1,5 – 10 (40/30°C) 1,5 – 15 (40/30°C)		1,8 – 11,0 (35/28°C)	max. 41,1 bei A7/W35	42,6 bei B0/W35
Heizleistung Warmwasser [kW]	max. 12,3 max. 14,5		max. 15,1	max. 30 kW bei A7/65	max. 31,5 bei B0/W65
Effizienz als GUE [%]	126 (HS, DIN 4708) 121 (HS, DIN 4708)		124 (H _y , 35/28°C)	164 (A7/W35) 119 (A7/W65)	170 (B0/W35) 125 (B0/W65)
Stromverbrauch [W]	max. 125 max. 150		109	25 W pro kW Heizleistung, max. 1090 W	Nennverbrauch: 470 W

Bild 4: Einige markterhältliche GAWP. Datenquellen: Vaillant, Bosch Thermotechnik, Viessmann, Robur.

Eine Internetrecherche über die Marktpreise der Gas-Sorptionswärmepumpen und Hybridanlagen in Deutschland ergab, dass die Anlagen ohne Installationskosten bei Hybridanlagen zwischen 800 und 1100 und bei Absorptionswärmepumpen höherer Leistung bei 400 bis 500 Euro pro kW Nennleistung liegen, wie im Bild 5 dargestellt. Die angegebenen Preise sind die niedrigsten Endkundenpreise, inklusive Mehrwertsteuer, die im Rahmen der Recherche gefunden wurden. Die Preise beziehen sich nur auf das Gerät, ohne Wärmequellenanlage (Außer bei Luft-Wasser-Wärmepumpen, bei denen der Verdampfer ein integraler Teil des Geräts ist) oder Installation. Bei den Hybridanlagen sind jedoch der Pufferspeicher und der Spitzenkessel im Preis inbegriffen, da es sich um eine Einheit handelt.

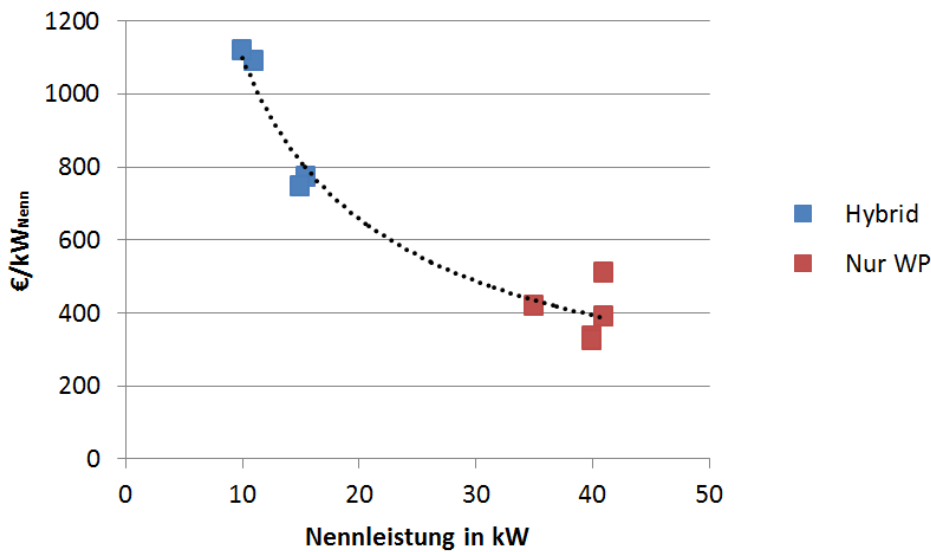


Bild 5: Preise von markterhältlichen Gas-Sorptionswärmepumpen und Hybridanlagen bezogen auf Nennleistung. Datenquelle: Eigene Internetrecherche

Effizienz im realen Betrieb

Die „Initiative Gaswärmepumpe“, eine Interessensgemeinschaft der Gaswärmepumpenhersteller und Gasversorger, hat in den Jahren 2008 bis 2012 an verschiedenen Standorten in Deutschland insgesamt 61 Gaswärmepumpen der Hersteller Bosch Thermotechnik, Robur, Vaillant und Viessmann vermessen.

Im Bild 6 sind ausgewählte Ergebnisse aus dieser Feldtestmessung dargestellt. Die ermittelten Jahresnutzungsgrade beziehen sich auf die von den Geräten und den Solaranlagen abgegebenen Nutzenergien zur Speicherbeladung, bezogen auf den Gasverbrauch. Speicherverluste und Stromverbrauch wurden dabei nicht berücksichtigt.

Die Angabe der Effizienz von Gaswärmepumpen ist hinsichtlich der Verwendung zwei unterschiedlicher Energiequellen (Gas und Strom) etwas komplexer als bei monoenergetischen Anlagen, z.B. elektrischen Kompressionswärmepumpen. Im Annex 34 und in der EN 12309 [7] wurde deshalb jeweils eine Kennzahl für die Gas- und eine für die elektrische Effizienz der Wärmepumpe definiert.

- GUE – „Gas Utilisation Efficiency“ ist das Verhältnis der Nutzenergie und des Gasverbrauchs;
- AEF – „Auxiliary Energy FAcator“ ist das Verhältnis der Nutzenergie und des Stromverbrauchs.

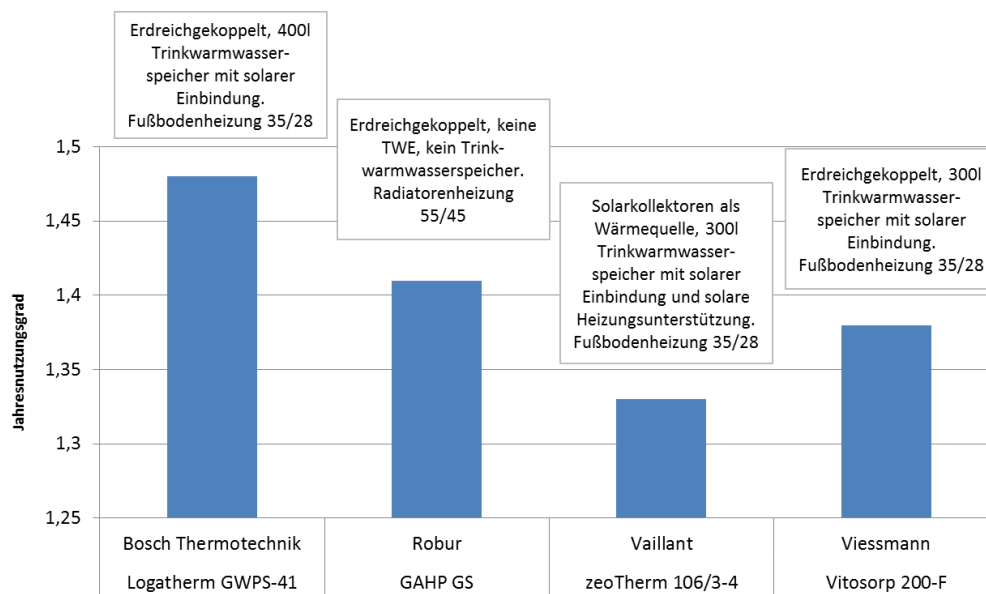


Bild 6: jahresnutzungsgrade ausgewählter Anlagen aus der IGWP-Feldteststudie.
Datenquelle: [6]

Um die Gesamteffizienz des Produktes bewerten zu können, müssen die einzelnen Energieverbräuche mit den entsprechenden Primärenergiefaktoren multipliziert werden um die gesamte Primärenergieeffizienz (PER – Primary Energy Ratio) zu ermitteln. Mittlerweile hat sich PER auch für die Energiekennzeichnung von Heizungs- und Trinkwarmwassergeräten als die entscheidende Effizienzkennzahl durchgesetzt.

Annex 43 „Fuel Driven Sorption Heat Pumps“

Im Laufe des Annex 34 “Thermally Driven Heat Pumps for Heating and Cooling” wurde mit steigender Anzahl der Gassorptionswärmepumpen, die Marktreife erreicht haben, das Interesse nach Fortsetzung der Arbeiten mit Fokus auf dieser Executive Committee des Heat Pump Programme in Juli 2013 gestartet. Die geplante Dauer des Vorhabens ist vier Jahre.

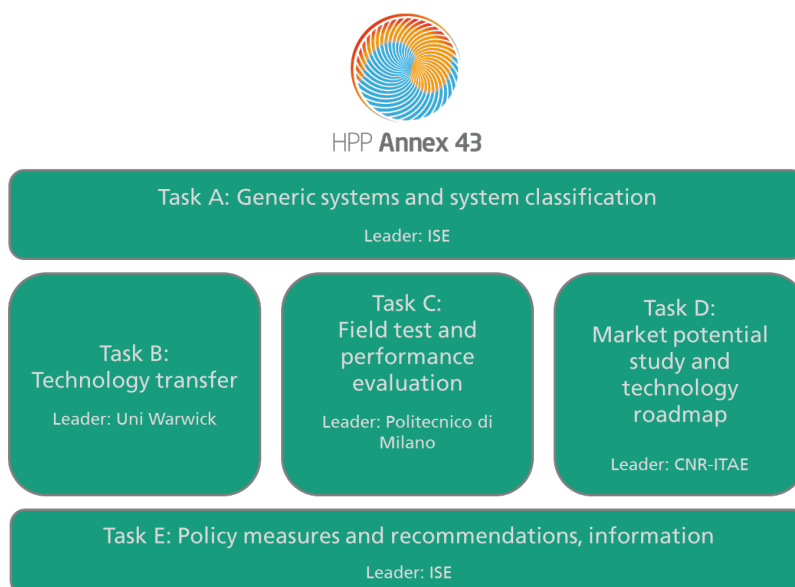
Inzwischen nehmen Experten aus sieben Ländern, darunter Vertreter zahlreicher Industrieunternehmen, an den Meetings Teil – Tabelle 1.

Das Ziel dieses internationalen Vorhabens ist die Brennstoff betriebene Sorptionswärmepumpen in der frühen Phase der Markteinführung durch Beschleunigung der technischen Entwicklungen, Erarbeitung von Grundlagen für Weiterentwicklung von Normen, Verbreitung der Ergebnisse und Informationen über die Technologie, sowie Identifizierung und Beseitigung von möglichen Marktbarrieren zu unterstützen.

<i>Land</i>	<i>Institution, Unternehmen</i>
<i>Deutschland</i>	<i>FhG-ISE (Operating Agent), Bosch Thermotechnik, Stiebel Eltron, Vaillant, Sortech, Viessmann</i>
<i>Frankreich</i>	<i>GdF-Suez, GrDF, BoostHeat</i>
<i>Großbritannien</i>	<i>University of Warwick, Sorption Energy</i>
<i>Italien</i>	<i>CNR-ITAE, Politecnico di Milano, Robur</i>
<i>Österreich</i>	<i>AIT, TU Graz</i>
<i>Südkorea</i>	<i>KIER, Korea Institute of Energy Research</i>
<i>USA</i>	<i>University of Maryland, Oak Ridge National Laboratory</i>

Tabelle 1: Teilnehmer des Annex 43 (Stand April 2015)

Die Arbeit ist in fünf Arbeitspaketen (Tasks) organisiert, ein Organigramm ist im Bild 7 dargestellt.

**Bild 7:** Organisationsstruktur des IEA HPP Annex 43

Die Inhalte der einzelnen Tasks sind:

Task A: Generische Systeme und Systemklassifizierung

Berichte über den Stand-der-Technik, sowie das Marktumfeld in jedem Teilnehmerland

Erarbeitung einer Systemklassifizierung

Identifizierung von Marktbarrieren – technische, legislative und sozio-ökonomische in jedem Teilnehmerland

Task B: Technologietransfer

Vernetzung von Forschung und industrieller Entwicklung um die Marktdurchdringung der neuen Technologien zu beschleunigen

Erforschung neuer Materialien (z.B. MOFs für Adsorptionswärmepumpen)

Entwicklung neuer Komponenten (z.B. integrierte Verdampfer-Verflüssiger, kompakte Wärmetauscher)

Neue Systemkonzepte (z.B. Fassadenkollektoren als Wärmequelle)

Task C: Feldversuche und Leistungsbewertung

Standardisierung von Messverfahren (z.B. Systemgrenzen, Kennzahlen, Bewertung der Energiequellen, Messanordnungen)

Erarbeitung von Konzepten für die Berechnung von Jahresarbeitszahlen für das gesamte System

Regelungsstrategien

Task D: Marktpotentialstudie und Technologie-Fahrplan

Durchführung von Simulationsstudien zu Bewertung unterschiedlicher Technologien in verschiedenen Klimazonen und Gebäudetypen

Erstellung eines Technologie-Fahrplans durch die Kombination der Simulationsergebnisse mit den aktuellen Markttrends und Daten bezüglich des Gebäudebestands und Trends im Bausektor

Task E: Erarbeitung von Technologie-spezifischen Empfehlungen für Entscheidungsträger, Information

Verbreitung der Ergebnisse

Workshops für Planer, Installateure und Entscheidungsträger

Erarbeitung von Empfehlungen für Integration der Technologie in z.B. Bauvorschriften, Förderungsmaßnahmen, Normen

Fazit und Ausblick

Um die energetischen und klimapolitischen Ziele der EU und einzelner EU-Mitgliedstaaten zu erreichen müssen die Energieeffizienz und die Einbindung erneuerbarer Energie noch deutlich steigen.

Mit Gas betriebene Sorptionswärmepumpen sind bereits heute eine effiziente technologische Alternative zu herkömmlichen Heizungen auch in Wohngebäuden, die auch als Ersatzkessel im Bestand effizient und mit geringem Installations-aufwand einzusetzen sind. Es sind bereits einige Produkte in verschiedenen Leistungsgrößen am Markt erhältlich, die in Felduntersuchungen bereits gute Ergebnisse gezeigt haben. Um die Markteinführung der Technologie zu erleichtern werden derzeit unterschiedliche technische und normative Aspekte durch ein Expertenteam im Rahmendes IEA HPP Annex 43 „Fuel Driven Sorption Heat Pumps“ untersucht.

Für die Zukunft werden neben neuen Geräten weiterer Hersteller auch Kostensenkungen erwartet, wenn sich bei den Anbietern der positive Effekt steigender Stückzahlen bemerkbar macht. Die Technologie ist momentan bei den Endkunden eher weniger bekannt. Erst mit einer weiteren Marktdurchdringung und Verbreitung werden auch der Bekanntheitsgrad und das Vertrauen in diese Technik zunehmen.

Darüber hinaus befinden sich auch weitere, interessante neue Stoffpaare in der Entwicklung, so z.B. metallorganische Gerüstmaterialien (MOF) für die Adsorption oder ionische Flüssigkeiten für die Absorption, die zu einem auf höhere Effizienzen und auch langfristig günstigere Anlagen hoffen lassen. Auch sollen neue Wärme-übertragerdesigns (z.B. metallische 3D-Strukturen) zu kompakteren Anlagen und damit durch den geringeren Materialeinsatz pro Leistung zu günstigeren Maschinen führen. Für die fernere Zukunft können ev. durch neue Anlagenkonzepte (z.B. Mehrstufigkeit) signifikant höhere Primärenergieeffizienz erreicht werden.

Insbesondere sollen aber durch mehr Praxiserfahrung die Anlagen auf Systemebene günstiger und zuverlässiger, sowie der Stromverbrauch der Hilfskomponenten verringert werden.

Langfristig erwarten die Experten des Annex 43 einen stabilen Markt auch für gasbetriebene Wärmepumpen mit signifikanten Marktanteil insbesondere im Gebäudebestand.

Quellen

- [1] IEE, 2013, Energy Efficiency Trends in Buildings in the EU. Lessons from the ODYSSEE MURE project. Abgerufen am 28.04.2015 von http://www.ademe.fr/sites/default/files/assets/documents/89110_7859-energy-efficiency-trends-in-eu.pdf
- [2] BDH Bundesindustrieverband Deutschland – Haus-, Energie- und Umwelttechnik e.V., 2013, Gesamtbestand zentrale Wärmeerzeuger. Pressemitteilung, abgerufen am 11.09.2014 von www.bdh-koeln.de/uploads/media/Pressegrafik_Gesamtzahl_Waermeerzeuger_2013.pdf
- [3] BDH Bundesindustrieverband Deutschland – Haus-, Energie- und Umwelttechnik e.V., 2014, Anlagenbestand 2013: Verschenkte Potenziale im Heizungskeller. Pressemitteilung, abgerufen am 11.09.2014 von http://www.bdh-koeln.de/presse/pressearchiv/2014/2014-details/datum////_anlagenbestand-2013-verschenkte-potenziale-im-heizungskeller.html
- [4] Diefenbach, N., Cischinsky, H., Rodenfels, M., Clausnitzer, K.-D., 2010, Datenbasis Gebäudebestand – Datenerhebung zur energetischen Qualität und zu den Modernisierungstrends im deutschen Wohngebäudebestand. Institut für Wohnen und Umwelt GmbH, Darmstadt
- [5] Van Elburg, M., van den Boorn, R., Kemna, R., 2011, Development of European Ecolabel and Green Public Procurement Criteria for Hydronic Central Heating Systems. Draft Report. Product definition and scope Economic and market analysis Technical analysis. Abgerufen am 30.04.2015 von <http://susproc.jrc.ec.europa.eu/heating/docs/ProductDefinition-Market-TechAnalysis.pdf>
- [6] Oschatz, B., Winiewska, B., 2014, Erarbeitung eines Verfahrens zur energetischen Bewertung von Sorptions-Gaswärmepumpen innerhalb der Systemnormung. Abschlussbericht. Fraunhofer IRB Verlag, Stuttgart. ISBN-10: 3816793657
- [7] CEN, 2014, Gasbefeuerte Sorptions-Geräte für Heizung und/oder Kühlung mit einer Nennwärmebelastung nicht über 70 kW. Teile 1 und 3 bis 7. CEN, Brüssel, Belgien

David Zogg, Prof. Dr. sc. techn. ETH
Institut für Automation
Fachhochschule Nordwestschweiz (FHNW)
Klosterzelgstrasse 2
CH-5210 Windisch
david.zogg@fhnw.ch
www.fhnw.ch/ia

OPTEG - Regelstrategien für die Optimierung des Eigenverbrauchs in Gebäuden

Zusammenfassung

Seit die neue Energieverordnung im April 2014 in Kraft getreten ist, hat jeder Photovoltaik-Betreiber das Recht auf Eigenverbrauch. Der natürliche Eigenverbrauch von Gebäuden ohne Massnahmen ist allerdings relativ gering (unter 30%). Im Rahmen des laufenden Projektes "Regelstrategien für die Optimierung des Eigenverbrauchs in Gebäuden" des Bundesamtes für Energie konnte in Simulationen gezeigt werden, dass durch regelungstechnische Massnahmen eine Verdoppelung des natürlichen Eigenverbrauchs möglich ist. Deshalb wurde in einem weiteren Projekt der Eigenverbrauchsmanager entwickelt, welcher bereits in ersten Gebäuden in Betrieb ist.

Abstract

Since the new energy regulation entered into force in April 2014 in Switzerland, each photovoltaic operator has the right to self-consumption. The natural self-consumption of buildings without measures is relatively low (below 30%). In the framework of the ongoing project "Control strategies for the optimisation of internal consumption in buildings" of the Federal Office of Energy, simulations have shown a doubling of the self-consumption through control measures. Therefore a self-consumption manager has been developed in another project, which is already in operation in the first buildings.

Motivation

Die meisten Eigentümer einer kleinen Photovoltaikanlage auf dem eigenen Hausdach möchten den Strom ihrer Anlage selbst nutzen. Durch lokales Lastmanagement können die Geräte im Gebäude mit Sonnenenergie betrieben werden. Verschiedene Ansätze zu lokalem Lastmanagement wurden bereits in früheren Projekten [3] [4] untersucht. Dort hat sich klar gezeigt, dass sich grössere Verbraucher wie Wärmepumpen, Brauchwarmwassererwärmer und Elektromobile (bzw. Plug-In-Hybride) lohnen. Bei kleineren Haushaltgeräten wie Waschmaschinen, Geschirrspüler, Tiefkühltruhen usw. lohnt sich der Aufwand hingegen nicht und es sind Komforteinbussen zu erwarten. Deshalb wird in diesem Projekt auf grössere Verbraucher fokussiert (*Abbildung 1*).



Abbildung 1: Gebäude mit Eigenverbrauchsmanager und betrachtete Komponenten wie Photovoltaikanlage, Wärmepumpe, Brauchwarmwassererwärmer, Elektromobil (Plug-In-Hybrid) und Haushaltgeräte.

Eigenverbrauch lohnt sich

Ohne Eigenverbrauchsmanager sind Bezug und Einspeisung beliebig zeitlich verschoben (**Abbildung 2**). Für die Einspeisung ist gesetzlich nur der Energiepreis (Beispiel 10 Rp/kWh) garantiert. Beim Bezug muss hingegen der Energiepreis plus die Netznutzung und Abgaben (Beispiel 25 Rp/kWh) bezahlt werden. Damit verliert der Betreiber bei verschobenem Betrieb 15 Rp/kWh.

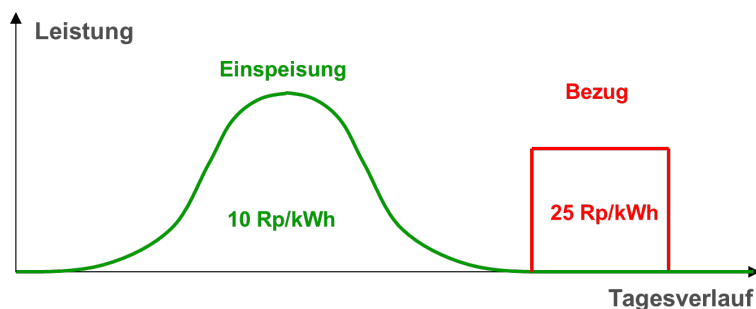


Abbildung 2: Situation ohne Eigenverbrauchsmanager. Einspeisung und Bezug sind verschoben. Einspeisung zum Energietarif (Beispiel 10 Rp/kWh). Bezug zum gesamten Tarif inkl. Energie, Netz und Abgaben (Beispiel 25 Rp/kWh, Stromtarife variieren je nach Standort).

Mit dem Eigenverbrauchsmanager wird der Verbrauch zeitlich auf die lokale Produktion abgestimmt (**Abbildung 3**). Durch die zeitliche Abstimmung speist der Betreiber weniger Strom ins Netz. Der Eigenverbrauch wird deshalb mit dem Energiepreis bewertet (Beispiel 10 Rp/kWh). Somit kann der Betreiber seine Geräte zum tiefen Energiepreis betreiben. Im Beispiel spart er 15 Rp/kWh durch Eigenverbrauch. Den Überschuss kann er wie bisher zu 10 Rp/kWh verkaufen. Zudem wird durch die Gleichzeitigkeit von Produktion und Verbrauch das Stromnetz entlastet.

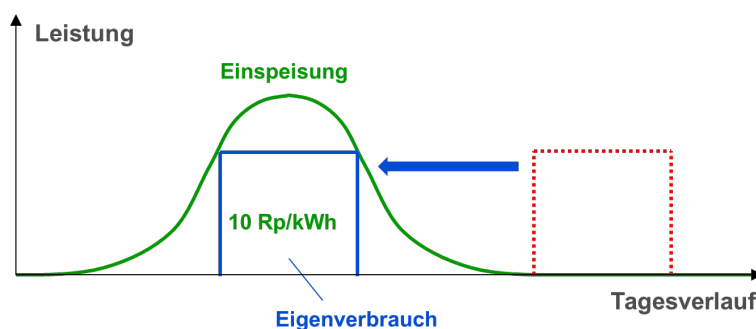


Abbildung 3: Situation mit Eigenverbrauchsmanager. Einspeisung und Verbrauch decken sich zeitlich. Der Preis des Eigenverbrauchs entspricht dem Tarif des Energiepreises (Beispiel 10 Rp/kWh). Resultierende Einsparung 11 Rp/kWh.

Die Preise oben sind absichtlich gerundet, da die Tarifstrukturen je nach Standort und Elektrizitätswerk stark variieren. Die Situation muss mit dem Tarifblatt des Elektrizitätswerkes vor Ort betrachtet werden. Selbstverständlich spielt es auch eine Rolle, ob zusätzliche Vergütungen wie Herkunftsnachweise (HKN) oder kostendeckende Einspeisevergütung (KEV) möglich sind. Bei KEV lohnt sich der Eigenverbrauch nicht, da dort z.T. über dem Netzbezugspreis eingespeist werden kann. Deshalb ist der Eigenverbrauchsmanager vor allem für Kleinanlagen mit Einmalvergütung (EIV) interessant.

Lastverschiebung durch thermische Speicherung

Das Gebäude ist ein idealer thermischer Speicher. Die Energie kann sowohl in den vorhandenen Wasserspeichern für Heizung und Brauchwarmwasser wie auch in der Gebäudemasse gespeichert werden. Für die Regelung werden die Standardschaltungen für Wärmepumpenanlagen aus [6] betrachtet.

Standardschaltung 4 mit zentraler Raumtemperatur-Aufschaltung

Die regeltechnische Erweiterung der Standard-Schaltung STASCH 4 [6] zur Eigenverbrauchsoptimierung ist in **Abbildung 5** gezeigt. Im Fokus ist die möglichst hohe Gleichzeitigkeit zwischen Produktion der Photovoltaikanlage (PV) und dem Verbrauch durch die Wärmepumpe (WP). Als einfachste Steuerungsstrategie kann über eine Zeitprogrammierung die Laufzeit der Wärmepumpe auf die Mittagszeit verschoben werden. Mit einer solchen Lösung läuft die Wärmepumpe aber auch dann, wenn keine Sonneneinstrahlung vorhanden ist. Damit muss teurer Strom zum Hochtarif aus dem Netz bezogen werden, was finanziell nachteilig ist.

Als nächster Schritt werden in diesem Projekt Regler untersucht, welche in Abhängigkeit der aktuellen PV-Leistung die Verbraucher steuern (Leistungssteuerung). Zudem werden Regler untersucht, welche direkt die Energiekosten optimieren unter Berücksichtigung des externen Tarifs und der lokalen Produktion (Preisregler). Als Schnittstellen zur Wärmepumpe kommen die Freigabe/Sperrung über das EW-Sperrsignal oder moderne SGReady-Schnittstellen in Frage. Damit ist auch die sofortige Umsetzbarkeit gegeben.

Die Pfeile in **Abbildung 5** zeigen die mögliche Temperaturüberhöhung (rot) oder -absenkung (blau) in den einzelnen Speichern an. Zu den Speichern gehören der Brauchwarmwasserspeicher (BWW), der Pufferspeicher (SP) und das Wärmeabgabesystem (WA) inkl. Gebäude als thermischer Speicher. Beim Brauchwarmwasserspeicher ist die mögliche Temperaturerhöhung am grössten. Auf Seite der Wärmeabgabe ist die Temperaturerhöhung aus Komfortgründen eingeschränkt. Zudem braucht es zwingend einen Raumfühler, um bei einer aktiven Leistungssteuerung der Wärmepumpe den Komfort jederzeit zu gewährleisten. Der Raumfühler kann entweder zur Überwachung der vorgegebenen Temperaturgrenzen eingesetzt werden oder zur kontinuierlichen Regelung der Raumtemperatur (Raumtemperaturaufschaltung).

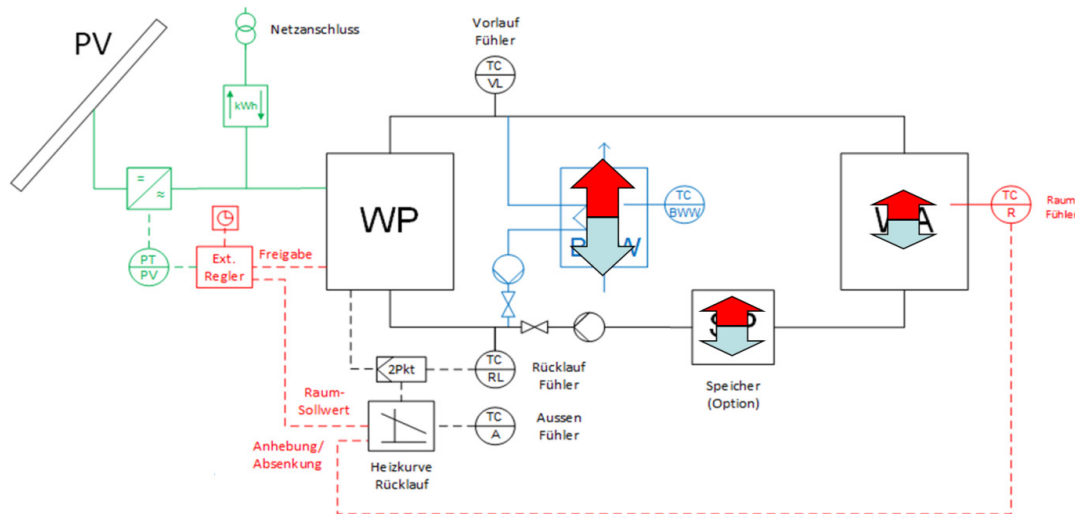


Abbildung 5: STASCH 4 mit PV-Leistungsmessung und Raumtemperatur-Aufschaltung.

Standardschaltung 6 mit zentraler Raumtemperatur-Aufschaltung

Die regeltechnische Erweiterung der Standard-Schaltung STASCH 6 [23] zur Eigenverbrauchsoptimierung ist in **Abbildung 6** gezeigt.

Auch hier werden die Verbraucher in Abhängigkeit der aktuellen PV-Leistung bzw. des Tarifs gesteuert. Als Schnittstellen zur Wärmepumpe kommen wiederum die Freigabe/Sperrung über das EW-Sperrsignal oder moderne SGReady-Schnittstellen in Frage. Die SGReady-Schnittstelle ermöglicht ein erzwungenes Anfahren der Wärmepumpe mit Temperaturüberhöhung. Es sind 4 Stufen (gesperrt, frei, Überhöhung 1 und 2) möglich.

Die Pfeile in **Abbildung 6** zeigen die mögliche Temperaturüberhöhung (rot) oder -absenkung (blau) in den einzelnen Speichern an. Der Pufferspeicher (SP) kann hier etwas stärker überhört werden als bei STASCH 4, sofern eine separate Entladeregelung über ein Mischventil implementiert ist. Auch hier braucht es zwingend einen Raumfühler, um bei einer aktiven Leistungssteuerung der Wärmepumpe den Komfort jederzeit zu gewährleisten. Der Raumfühler kann auf den Entladeregler (hier eingezeichnet) oder den zentralen Laderegler geführt werden (wie bei STASCH 4).

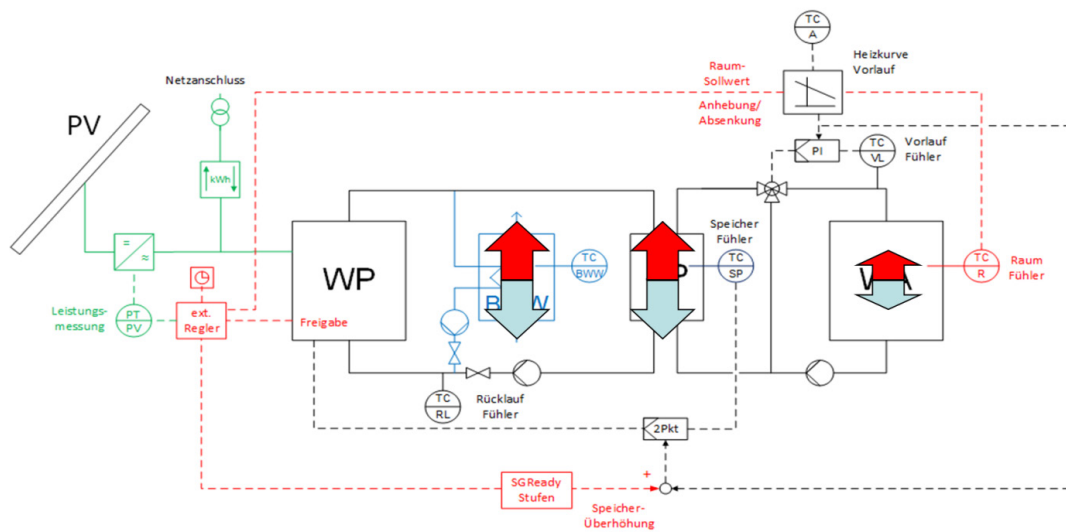


Abbildung 6: STASCH 6 mit PV-Leistungsmessung und Raumtemperatur-Aufschaltung

Aktuelle Produktion und Verbrauch aller Geräte im Blickfeld

Mit einer grafischen Darstellung der Leistungsverläufe kann das zeitliche Verhalten aller Produzenten und Verbraucher überwacht werden (*Abbildung 7* oben). Über die Leistungsbilanz (*Abbildung 7* unten) wird der zeitliche Verlauf von Netzbezug und Einspeisung angezeigt, also die resultierende Entlastung des Stromnetzes.

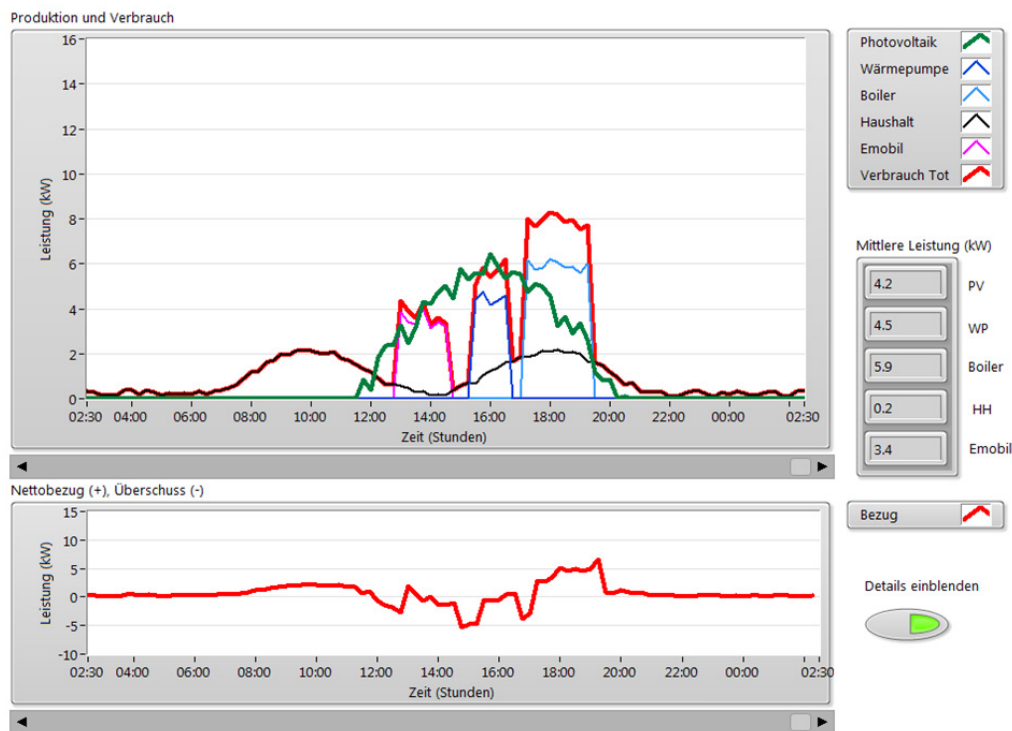


Abbildung 7: Bedienoberfläche mit Leistungsverläufe (kW) für alle Produzenten und Verbraucher (oben) und aktueller Leistungsbilanz (unten: positive Werte für Bezug, negative Werte für Einspeisung)

Eigenverbrauchsoptimierung mit Komfortüberwachung

Im Eigenverbrauchs-Modus lässt die Software die Geräte dann laufen, wenn die Photovoltaik-Anlage genügend Strom liefert (*Abbildung 8*). Für jedes Gerät kann vorgegeben werden, ab welchem solaren Deckungsgrad (%) es betrieben werden soll. Falls ein Deckungsgrad von 100% gewählt wird, wird das Gerät vollständig mit Solarstrom betrieben. Dies ist allerdings nur bei einer optimalen Abstimmung der PV-Anlagengrösse auf den Verbraucher möglich. Andernfalls können auch kleinere Deckungsgrade gefahren werden (Beispiel 50% für Wärmepumpe).

Damit der Raumkomfort auch an kalten Wintertagen ohne solare Produktion immer eingehalten wird, kann die minimale Raumtemperatur vorgegeben werden. Die Raumtemperatur wird ständig mit einem Raumfühler gemessen und überwacht.

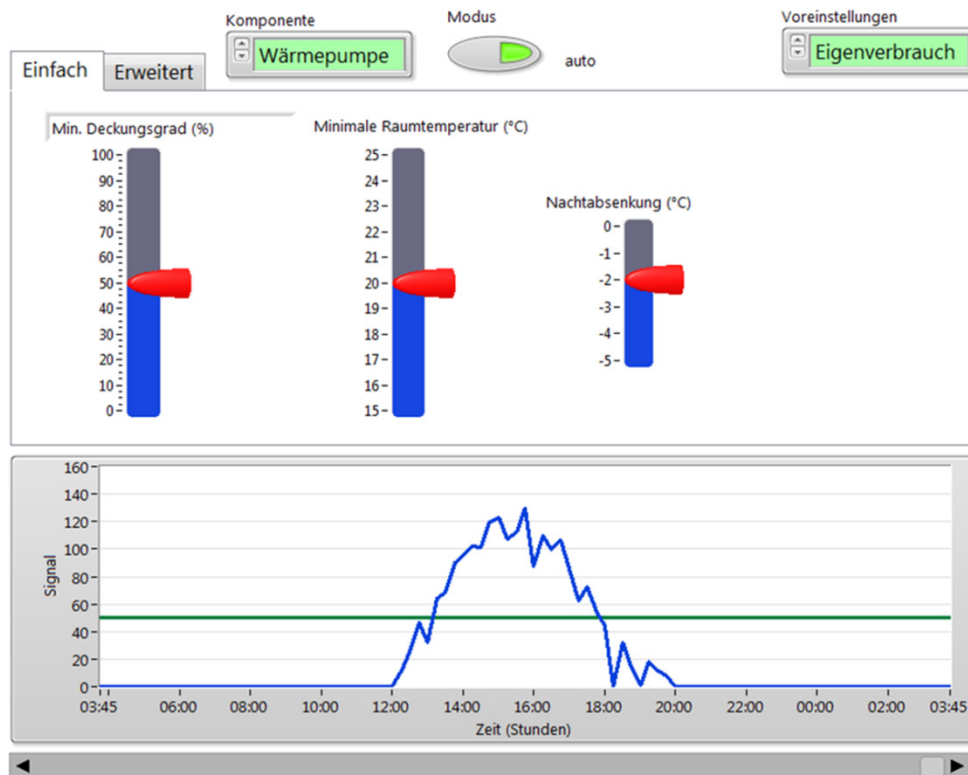


Abbildung 8: Eigenverbrauchs-Optimierung für die Wärmepumpe. Vorgabewerte sind der minimale solare Deckungsgrad in % (Schieberegler links) sowie die minimale Raumtemperatur in °C (Schieberegler Mitte/rechts). Im Plot unten ist der Verlauf des solaren Deckungsgrades (blau) sowie der vorgegebene Schwellwert (grün) dargestellt. Beim Überschreiten des Schwellwertes wird die Wärmepumpe eingeschaltet.

Kostenoptimierung nach dem Prinzip der Strombörse

Als wesentliche Innovation wird der interne Strompreis laufend aus dem externen Tarif und dem Anteil lokaler Produktion berechnet. Somit entsteht über dem Tagesverlauf ein variabler Preis (**Abbildung 9**, blaue Kurve). Nachts liegt der variable Preis auf dem Nachttarif (Beispiel bis 7:00 Uhr und ab 21:00 Uhr). Tagsüber schwankt der variable Preis zwischen dem hohen Bezugspreis bei 100% Netzbezug und dem tiefen Einspeisepreis bei 100% solarer Deckung. Dazwischen setzt sich der Preis anteilmässig aus Bezugs- und Einspeisepreis zusammen.

Die Kostenoptimierung funktioniert prinzipiell wie an der Strombörse: Unterhalb einer gewissen Preisgrenze wird "Strom eingekauft", d.h. das Gerät wird eingeschaltet. Für jedes Gerät kann eine Preisgrenze vorgegeben werden. Im vorliegenden Beispiel wird die Wärmepumpe also sowohl in der Nacht wie auch am Nachmittag bei vorhandener Produktion betrieben.

SmartGrid mit variablen (externen) Tarifen. Damit könnte auch der Netzbetreiber auf die lokale Optimierung Einfluss nehmen.



Abbildung 9: Kosten-Optimierung für die Wärmepumpe. Vorgabewerte sind die Preisgrenze in Rp/kWh (Schieberegler links) sowie die minimale Raumtemperatur in °C (Schieberegler Mitte/rechts). Im Plot unten ist der Verlauf des variablen Strompreises (blau) sowie die vorgegebene Preisgrenze (grün) dargestellt. Beim Unterschreiten der Preisgrenze wird die Wärmepumpe eingeschaltet.

Einfache Installation für Retrofit

Eine typische Installation ist in **Abbildung 10** dargestellt. Da die Datenübertragung zwischen den Komponenten über EnOcean®-Funktechnologie erfolgt, müssen keine zusätzlichen Leitungen verlegt werden. Das System eignet sich also bestens zur Nachrüstung und ist Hersteller-unabhängig. Zudem ist der Standby-Verbrauch der EnOcean®-Komponenten äusserst gering.

Vom Elektrizitätswerk her ist die einzige Voraussetzung für die Eigenverbrauchsoptimierung ein saldierender Zweirichtungs-Zähler, welcher Nettobezug und Überschuss abrechnet. Gemäss Energieverordnung [1] ist das Elektrizitätswerk seit dem 1.1.2015 dazu verpflichtet, auf Wunsch des Eigentümers eine solche Installation vorzunehmen.

Für den Eigenverbrauchsmanager wird jeder grössere Produzent und Verbraucher mit einem internen Energiezähler versehen (**Abbildung 10**, blau). Bei den Verbrauchern muss zunächst entschieden werden, welche Geräte geschaltet werden. Wie eingangs erwähnt lohnen sich nur die grösseren Verbraucher wie Wärmepumpen, Brauchwarmwassererwärmer und Elektromobile. Die restlichen Haushaltgeräte wie Kochherd, Geschirrspüler und

Waschmaschine werden i.A. nicht geschaltet. Dessen Energieverbrauch wird summarisch mit einem Zähler erfasst. Die Energiezähler und Relais werden im Elektroverteilschrank durch den Elektro-Fachmann installiert. Die Energiedaten werden über Funk an die Zentraleinheit im Wohnzimmer gesendet. Dort werden sie im Regler verarbeitet.

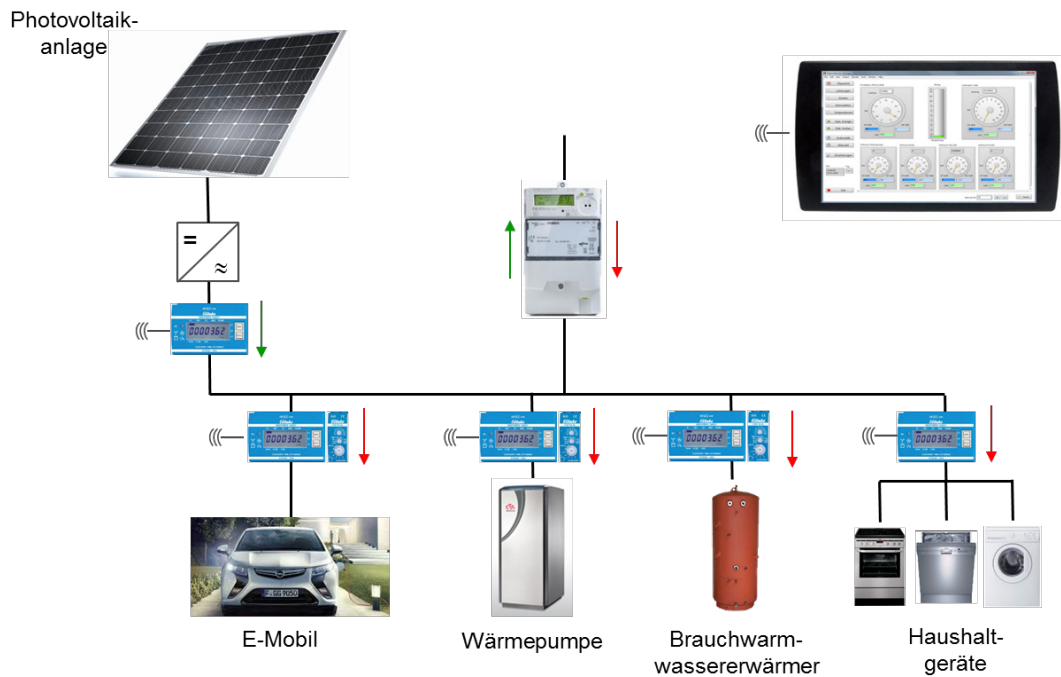


Abbildung 10: Typische Installation mit zusätzlichen Energiezählern und Relais (blau), Datenübertragung per Funk. Geschaltete Verbraucher: Elektromobil, Wärmepumpe, Brauchwarmwassererwärmer. Nicht geschaltet: Haushaltsgeräte.

Kennzahlen für Eigenverbrauch und Autarkie

Als **Eigenverbrauch** ist derjenige Anteil der lokal produzierten Energie zu verstehen, welcher gleichzeitig selbst verbraucht wird. Er wird in kWh (Kilowattstunden) angegeben.

Die **Eigenverbrauchsquote** R_{eig} ist das Verhältnis zwischen Eigenverbrauch und Eigenstromproduktion. Sie wird in % (Prozent) angegeben:

$$R_{eig} = \frac{E_{eig}}{E_{prod}} = \frac{E_{ges} - E_{netz}}{E_{prod}}$$

E_{eig}	Eigenverbrauch (kWh)
E_{ges}	Gesamter Stromverbrauch (kWh)
E_{netz}	Netzbezug (kWh)
E_{prod}	Eigenstromproduktion (kWh)

Unter **natürlichem** Eigenverbrauch oder natürlicher Eigenverbrauchsquote versteht man die Werte, welche man ohne spezielle Optimierungsmassnahmen erreicht.

Unter **Autarkie** versteht man die Unabhängigkeit vom externen Stromnetz.

Der **Autarkiegrad** R_{aut} ist das Verhältnis zwischen Eigenverbrauch und gesamtem Stromverbrauch. Er wird in % (Prozent) angegeben:

$$R_{aut} = \frac{E_{eig}}{E_{ges}} = \frac{E_{ges} - E_{netz}}{E_{ges}}$$

Resultate

Erste Simulationsresultate aus [2] zeigen eindrücklich, wie hoch die Steigerung des **Eigenverbrauchs** durch regelungstechnische Massnahmen ist (**Abbildung 11**). Die natürliche Eigenverbrauchsquote liegt für ein System mit Wärmepumpe und Brauchwarmwassererwärmung bei ca. 25..30% (Standard). Durch ein Zeitprogramm mit Verschiebung der Brauchwarmwasserladung auf die Mittagszeit und Verlagerung der Heizleistung auf den Tag durch gezielte Nachtabenkung kann die Eigenverbrauchsquote immerhin auf ca. 40..45% gesteigert werden (manuell optimiert). Der Nachteil eines festen Zeitprogramms ist allerdings, dass die Verbraucher auch dann eingeschaltet werden, wenn keine Produktion vorhanden ist (die Sonne nicht scheint). Finanziell ist dies nachteilig, da dann zu Hochtarifzeiten am Tag teurer Strom bezogen werden muss. Deshalb ist es wichtig, dass die Verbraucher nur dann betrieben werden, wenn sie durch die effektive Produktion gedeckt sind. Genau dies ist im Eigenverbrauchsmanager realisiert. Damit wird eine Steigerung der Eigenverbrauchsquote auf 50..55% erzielt, was praktisch einer Verdoppelung gegenüber dem natürlichen Wert (Standard) entspricht. Zudem wird verhindert, dass Strom zu Hochtarifzeiten aus dem Netz bezogen werden muss.

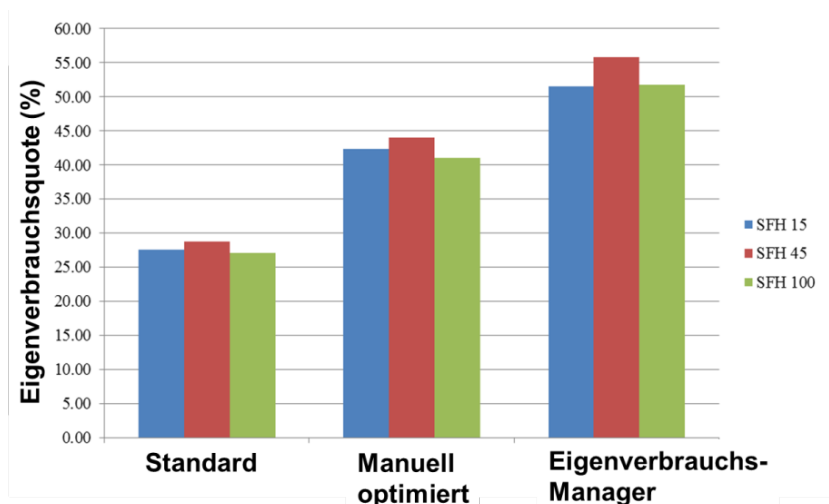


Abbildung 11: Eigenverbrauchsquote ohne Massnahmen (Standard), mit manueller Optimierung über Zeitprogramme und mit Eigenverbrauchsmanager für ein System mit Wärmepumpe und Brauchwarmwassererwärmung. SFH15 = Einfamilienhaus mit jährlichem spezifischem Verbrauch von 15 kWh/m² (Minergie-P), SFH45 = 45 kWh/m² (Neubau nach MuKE), SFH100 = 100 kWh/m² (sanierter Altbau) gemäss [7]. Basierend auf Jahres-Simulationen mit Wetterdaten aus Zürich.

Obige Betrachtung berücksichtigt noch kein Elektromobil. Mit Elektromobil kann die Eigenverbrauchsquote noch wesentlich gesteigert werden, was vor allem im Sommer interessant ist, um den produzierten Überschuss sinnvoll zu nutzen.

Der **Autarkiegrad** kann ebenfalls markant gesteigert werden (*Abbildung 12*). Er ist allerdings stark abhängig vom Gebäudetyp. Naturgemäss haben gut isolierte Gebäude (SFH15) einen wesentlich höheren Autarkiegrad als schlechter isolierte Gebäude (SFH100). Je nach Gebäudetyp liegt eine Steigerung von 15..30% (Standard) auf 30..50% (Eigenverbrauchsmanager) drin.

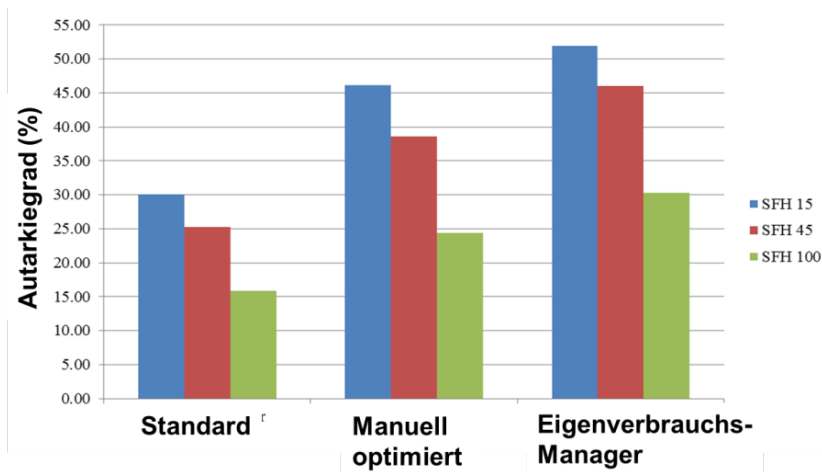


Abbildung 12: Autarkiegrad ohne Massnahmen (Standard), mit manueller Optimierung über Zeitprogramme und mit Eigenverbrauchsmanager für ein System mit Wärmepumpe und Brauchwarmwassererwärmung. Legende s. Abbildung 10.

Amortisation

In **Tabelle 1** wird die Amortisationszeit des Eigenverbrauchsmanagers für verschiedene Anlagengrössen abgeschätzt. Nach wenigen Jahren sind demnach die Investitionen amortisiert und es wird dank Kostenoptimierung ein jährlicher Gewinn von ca. 500 CHF für mittelgrosse Anlagen (15 kWp) erwirtschaftet (bei heutigen Stromtarifen).

	Variante klein	Variante mittel	Variante gross
Leistung PV-Anlage	5 kWp	15 kWp	25 kWp
Eigenverbrauchsmanager*	2'500 CHF	3'000 CHF	3'500 CHF
Energieproduktion PV	5'000 kWh/Jahr	15'000 kWh/Jahr	25'000 kWh/Jahr
Eigenverbrauchsquote** ohne → mit EM	35% → 70%	30% → 60%	25% → 50%
Eigenverbrauch ohne → mit EM	1750 → 3500 kWh/Jahr	4500 → 9000 kWh/Jahr	6250 → 12'500 kWh/Jahr
Tarifliche Einsparung durch Eigenverbrauch	15 Rp/kWh	15 Rp/kWh	15 Rp/kWh
Kosteneinsparung ohne → mit EM	263 → 525 CHF/Jahr	675 → 1350 CHF/Jahr	938 → 1875 CHF/Jahr
Kosteneinsparung durch Eigenverbrauchsmanager	263 CHF/Jahr	675 CHF/Jahr	938 CHF/Jahr
Amortisationszeit***	9.5 Jahre	4.4 Jahre	3.7 Jahre
Betriebsdauer	20 Jahre	20 Jahre	20 Jahre
Gewinn auf Betriebsdauer	2'750 CHF	10'500 CHF	15'250 CHF
Gewinn pro Jahr	138 CHF/Jahr	525 CHF/Jahr	763 CHF/Jahr

Tabelle 1: Amortisation des Eigenverbrauchsmanagers für verschiedene Anlagengrössen

EM = Eigenverbrauchsmanager

* grobe Kostenschätzung, variiert je nach Konfiguration, bei grösserer Anlage mehr Komponenten

** aus Simulationen, bei grösseren Anlagen Reduktion der Eigenverbrauchsquote

*** ohne Zinsen

Projektpartner im Rahmen des BFE-Projektes

Siemens Building Technologies AG, Zug

CTA Wärmepumpen AG, Münsingen

Ökozentrum, Langenbruck

Zogg Energy Control, Untersiggenthal (Spinoff der FHNW, gegründet 1.4.2015)

Quellen

- [1] Energieverordnung 730.01 (EnV) des Bundes, Stand 1. April 2014
- [2] D. Zogg, BFE-Projekt OPTEG, Regelstrategien für die Optimierung des Eigenverbrauchs von Gebäuden, Konzept und Regelstrukturen, Jahresberichte 2013 und 2014 (Projekt laufend)
- [3] M. Wiederkehr, S. Koch, Lokales Lastmanagement, FHNW IAST / ETH, www.lokales-lastmanagement.ch
- [4] BFE-Projekt „Kraftwerk Haus im ländlichen Raum, Umsetzung von Strom-Lastmanagement im Gebäude mit Eigenerzeugung aus Photovoltaik“, Vertrags-/Projektnummer 154392/103330, Schlussbericht, 31. August 2012
- [5] SG Ready, Regularium für das Label „SG Ready“ für elektrische Heizungs- und Warmwasserwärmepumpen, BWP Bundesverband Wärmepumpe e.V., Berlin, Jan 2013
- [6] BFE-Projekt Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen, Teil 1: STASCH-Planungshilfen, H.R. Gabathuler, H. Mayer, Dr. Th. Afjei, 2002
- [7] The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38,, M. Haller, R. Dott, J. Ruschenburg, F. Ochs, J. Bony

Damian Gwerder, BSc, Philipp Schuetz, Dr. sc. nat., Lukas Gasser, Dipl. Ing. FH,
Beat Wellig, Prof. Dr. sc. techn., Jörg Worlitschek, Prof. Dr. sc. techn.
Hochschule Luzern – Technik & Architektur
Fachbereich Maschinentechnik
CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik
Technikumstrasse 21
CH-6048 Horw
joerg.worlitschek@hslu.ch
www.hslu.ch/tes

Entwicklung einer optimalen Einheit aus Wärmepumpe und thermischem Energiespeicher

Zusammenfassung

Durch Kombination einer Wärmepumpe mit einem thermischen Speicher lässt sich die Erzeugung der Wärme vom Verbrauch zeitlich entkoppeln. Bei optimaler Dimensionierung von Wärmepumpe und Speicher kann die Wärmeerzeugung flexibel und in Sequenzen erfolgen, die sich optimal an die Erfordernisse zukünftiger Smart Grids anpassen lassen. Entscheidend dabei ist, dass die Effizienz der Wärmepumpe möglichst hoch bleibt. Um den Flexibilitätsgewinn zu untersuchen, präsentieren wir in dieser Arbeit ein neues Modell, welches das Verhalten des gesamten Systems durch die Kombination von experimentell validierten Modellen der Wärmepumpe, Speicher und Haus über lange Zeit simulieren kann. Um den Flexibilitätsgewinn des Systems für den Einsatz im Zusammenspiel mit regenerativen Energiequellen zu quantifizieren, wurden die Preise an den Elektrizitätsbörsen EpeXspot herangezogen. In grossen Parameterstudien (über 800 Simulationen) zeigte sich, dass eine Optimierung von Regelung und Speicher beträchtliche Einsparungen an Kosten bei minimalen Effizienzeinbussen ermöglicht. Ein Beispiel zeigt exemplarisch eine Kostenreduktion von 36 % bei einer Effizienzeinbusse von nur 4 % Prozent.

Abstract

Integrating a thermal storage into a heat pump driven heating system decouples the operating hours of the heat pump from the momentary heat demand. For future Smart Grids, it is desirable that the heat pump may only be operated during short sequences during the day also to facilitate an efficient use of energy from regenerative sources. Major goal of this project is to achieve a maximum flexibility gain at highest possible efficiency of the heat pump. To quantify the boost in flexibility, we developed a novel model for the complete heating system including validated models for heat pump, thermal energy storage, and, in particular, the complete building. To cope with climatic influences and the impact of energy from regenerative sources, the prices at the European Electrical Energy stock exchanges

(Epexspot SE) have been integrated into the model. In a large scale parameter study (over 800 simulations), we observed a substantial cost reduction at comparable efficiency (COP). In one example, a cost reduction of 36 % was achieved at 96 % of the system's efficiency using a thermal storage combined with Model Predictive Control.

Ausgangslage

Mit zunehmender dezentraler Erzeugung von elektrischer Energie aus neuen regenerativen Energiequellen gewinnt die Koordination von Erzeugung und Verbrauch von Elektrizität stetig an Bedeutung. Insbesondere die Nutzung von Photovoltaik kann kurzzeitig zu hohen, lokalen Energieüberschüssen führen. Zahlreiche Studien zeigen, dass im Rahmen der Energiewende Konzepte, welche flexibel Energieangebote und -nachfrage erfüllen können, eine zentrale Rolle spielen [1,2]. Der Nutzung der thermischen Speichermöglichkeit im Gebäudepark kommt dabei innerhalb der Massnahmen zur Stabilisierung des elektrischen Netzes und der intelligenten Verbrauchssteuerung im Smart Grid grosse Bedeutung zu. Dies vor allem, da die Speicherung thermischer Energie gegenüber der elektrischen Speicherung die ökonomisch günstigere Variante darstellt [3]. Die Kombination aus Wärmepumpe (WP) und thermischem Energiespeicher ist eine der zentralen Speicheralternativen, um einerseits die Effizienz der Wärmeproduktion gegenüber herkömmlichen Heizsystemen (z.B. Gasbrenner) zu erhöhen und andererseits die erforderliche Entkopplung/Flexibilität zwischen Wärmeproduktion und Elektrizitätsverbrauch zu erreichen. Bereits heute sind vereinfachte Modelle mit dieser Zielsetzung im Einsatz.

Zielsetzung

In diesem BFE-Projekt sollen die Vorzüge der Kombinationen aus einer Wärmepumpe und thermischer Energiespeicher für Gebäude (für Heiz- und Brauchwassererwärmung) untersucht werden. Die Systeme werden so konzeptioniert, dass ein Maximum an Flexibilitätsgewinn mit einem Minimum an Effizienzeinbusse erreicht wird.

Das Projekt baut auf der langjährigen Forschungstätigkeit zur Effizienzsteigerung von Wärmepumpen an der Hochschule Luzern auf [4, 5, 6]. Beispielsweise hat das BFE-Forschungsprojekt „Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung“ bestätigt, dass die kontinuierliche Leistungsregelung bei Verwendung geeigneter Komponenten und Anwendung der bestmöglichen Regelstrategie markante Effizienzsteigerungen von Luft/Wasser-Wärmepumpen (L/W-WP) ermöglicht [5]. Ebenfalls sind die Arbeiten der Firma Misurio AG innerhalb des vom BFE geförderten Projekts WarmUp [7] zu erwähnen. Die Studien zeigen, dass bereits heute unter Einsatz von prädiktiver Regelung lukrative Möglichkeiten bestehen, die thermische Speicherfähigkeit des Gebäudeparks zu nutzen.

International gliedern sich diese Aktivitäten in den IEA Annex Task 42 – ‚Heat Pumps in Smart Grids‘ der Internationalen Energieagentur ein [8]. Die hier präsentierten Ergebnisse sind u.a. koordiniert mit dem Fraunhofer ISE in Freiburg, sowie der EDF (Electricité de France), die ähnliche Zielsetzungen verfolgen. Zusätzlich wurde von den Autoren innerhalb der IEA Kooperation der Bericht „IEA Annex 42 Country Report Switzerland“ erstellt, der die aktuelle Lage der Schweiz im Bereich Elektrizitätsmarkt, Gebäude und Wärmepumpe zusammenfasst [9].

In dieser Arbeit werden erste Resultate für die Auslegung der Kombination Wärmepumpe – thermischer Speicher präsentiert. Um das Potenzial dieser Kombination möglichst akkurat beurteilen zu können wird validiertes Modell erstellt und angewendet, welches alle relevanten Aspekte (Gebäude, Wärmepumpe, technische Speicher für Brauchwarmwasser und Heizung, sowie auch Randbedingungen wie Aussentemperatur und Elektrizitätspreise) umfasst (vgl. Bild 1).

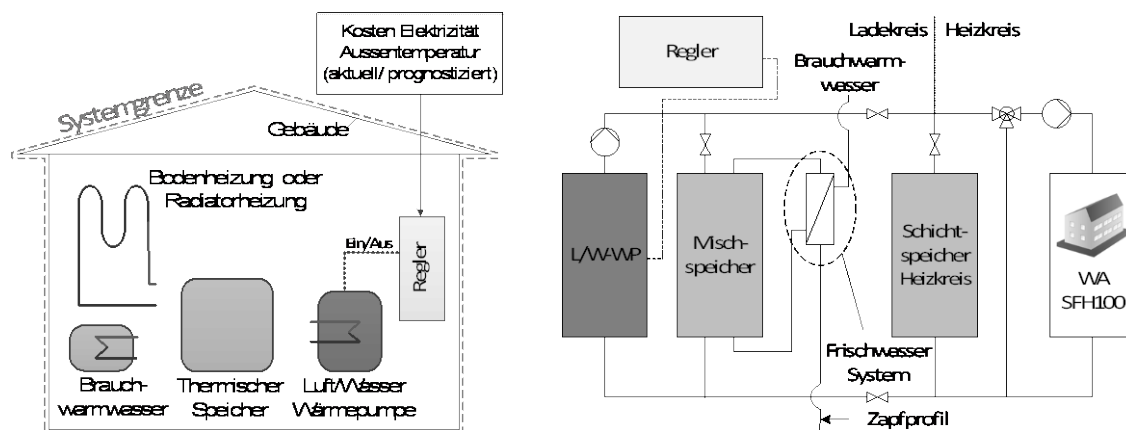


Bild 1: (links) Übersicht über die betrachteten Komponenten im Gesamtmodell. Dieses Modell zeichnet sich durch drei Eigenschaften aus: Der Einfluss des Gebäudes (WA: Wärmeabgabesystem) wird explizit mitmodelliert, das Modell betrachtet dynamische Elektrizitätsmarktpreise und ermöglicht damit eine vorausschauende Regelung (u.a. Model Predictive Control). (rechts) STASCH [14] Darstellung des modellierten Systems zur Veranschaulichung der analysierbaren Systemvarianten.

Ausgangspunkt der Modellbildung sind validierte Modelle der einzelnen Komponenten, die so angepasst werden, dass das Gesamtsystem über lange Zeiträume untersucht werden kann. Als Wärmeerzeuger werden L/W-WP betrachtet, da diese ca. 60% der heute eingesetzten Wärmepumpen in der Schweiz repräsentieren. Für den technischen Speicher werden sensible Wasserspeicher betrachtet mit einer Entladedauer von 12-48 Stunden. Die Kapazität wird so gewählt, dass ein möglichst hoher Flexibilitätsgewinn der WP bei möglichst kleinem Investitionsaufwand und Effizienzverlust des Gesamtsystems erreicht wird. Um realistische Simulationen zu erhalten, fließen Wetterdaten (Aussentemperatur und Sonneneinstrahlung) für das Jahr 2013 und die Stadt Zürich, sowie reale Elektrizitätspreise ins Modell ein.

Zentral für diese Arbeit ist, wie Flexibilitätsgewinn und Effizienzverlust quantifiziert werden. Die Effizienz wird gemessen über die Arbeitszahl (AZ) im betrachteten Zeitraum. Der Flexibilitätsgewinn wird durch zwei Kennzahlen quantifiziert: Die Länge der möglichen Abschaltperioden pro Tag und die Energiekosteneinsparungen unter Verwendung der Preise des Epexspot Elektrizitätsbörse.

Methodik und Modellierung

Ein Simulationsmodell des gesamten Systems (siehe Bild 1, rechts) wird aufgebaut, um die Effizienz und Flexibilität des Verbunds Wärmepumpe-technischer Speicher zu untersuchen. Ziel des Modells ist die Simulation eines zwei Speicher-Heizsystems in einem Einfamilienhaus, welches monovalent mit einer L/W-Wärmepumpe beheizt wird. Im folgenden Abschnitt wird die Modellierung der einzelnen wichtigen Komponenten und der Randbedingungen beschrieben.

Randbedingungen Meteorologie Daten, Elektrizitätsmarkt, Zapfprofil

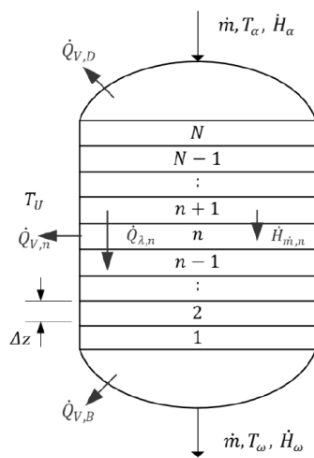
Es werden die meteorologischen Daten des Standorts Zürich verwendet, welche über Meteonorm und über das IDAWEB (Forschungsdienstleistung des Bundesamtes für Meteorologie und Klimatologie MeteoSchweiz) zur Verfügung stehen.

Es wird bewusst ein stark zeitabhängiges Tarifmodell für Elektrizitätspreise gesucht, da in der Studie mögliche Zukunftsszenarien betrachtet werden sollen. Dieser wird in dem Day-Ahead Markt der Elektrizitätsmarktbörse Epexsport abgebildet.

Das Trinkwasser-Zapfprofil wurde mit dem Programm ‚DHWcalc‘ generiert [10]. Das Programm erlaubt eine Diskretisierung des Brauchwarmwasserverbrauchs in 6 minütigen Zeitschritten und wurde mittels umfassender experimenteller Daten validiert.

Thermisch technischer Energiespeicher

Um die technischen Energiespeicher in das Gesamtmodell zu implementieren, werden Temperaturdurchmischung und Verluste durch die Speicheroberfläche berücksichtigt. Verluste durch Verwirbelungen des Fluids oder Konvektionsströmungen werden vernachlässigt. Das Modell teilt den Speicher in N Schichten mit gleichem Volumen und jeweils konstanter Temperatur $T(n)$ ein (vgl. Bild 2)



Totaler Wärmestrom:

$$\dot{Q}_{\lambda,n} = \dot{Q}_{\lambda,n,\alpha} - \dot{Q}_{\lambda,n,\omega} = \frac{d^2 \cdot \pi}{4 \cdot \Delta z} \cdot \lambda_F \cdot (T(n-1) + T(n+1) - 2 \cdot T(n))$$

Enthalpieströme durch interne, sowie ein- und austretende Massenströme:

$$\dot{H}_{m,\alpha} = c_p(n) \cdot \dot{m} \cdot (T_\alpha - T(n))$$

$$\dot{H}_{m,\omega} = c_p(n) \cdot \dot{m} \cdot (T(n+1) - T(n))$$

Gesamtwärmeverluststrom durch Speicherwand, Deckel und Boden:

$$\dot{Q}_{V,GES} = \sum_{n=1}^N \dot{Q}_{V,n} + \dot{Q}_{V,B} + \dot{Q}_{V,D}$$

Bild 2: Modelldarstellung des Speichers mit N Schichten und den bestimmenden Gleichungen. Das Modell berücksichtigt den Wärmeaustausch zwischen den Schichten und mit der Aussenwelt, sowie die Wärmeverluste an der Speicheraussengrenze.

Beim thermischen Energiespeicher für das Heizsystem werden der Energiebedarf und die Temperaturen am Speicheraustritt als Gesamtsystemparameter betrachtet und sind vom Regelalgorithmus abhängig. Für die Integration in das Gesamtsystems wird dabei ein geschichteter Speicher gewählt.

Der thermische Speicher für das Frischwassersystem besitzt für alle Betrachtungen ein Volumen von 900 l und wird als Mischspeicher ohne nennenswerte Schichtung betrieben. Für dessen Simulation wurde ein Speicher mit zwei Knoten nach dem oben angegebenen Modell angenommen.

Die Wärmepumpe (WP)

Die Modellierung der EIN/AUS-L/W-WP basiert auf einem detaillierten WP-Simulationsmodell, welches während den BFE geförderten-Studien „LOREF [6] und „Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung“ [5] an der Hochschule Luzern entwickelt wurde. Dieses Modell beschreibt eine detailgetreue L/W-WP und berechnet die Arbeitszahl für einen Zyklus „Heizen + Abtauen“ (AZ_{H+A}) mit optimaler Heiz- und Abtaudauer und maximaler Effizienz. Die WP-Modelle wurden im Verlauf der genannten Projekte umfassend experimentell validiert.

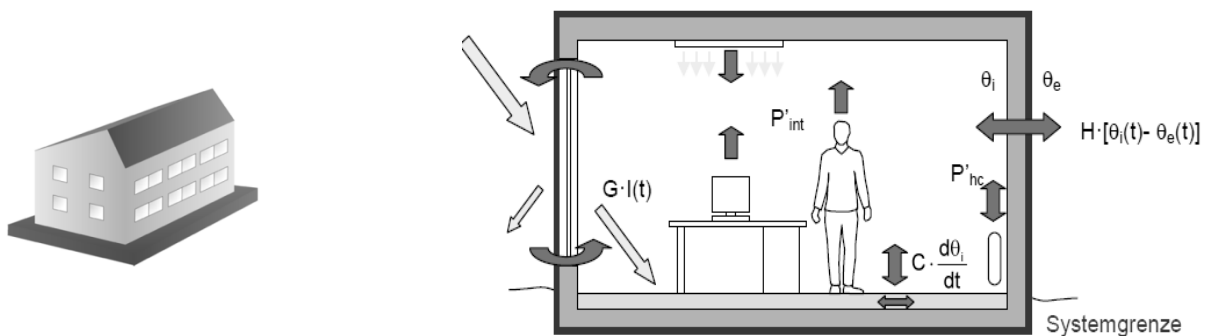
Das Gebäude als Speicher (WA)

Die Speicherkapazität und das dynamische Verhalten des Gebäudes fließen vollständig in das Modell ein, um eine Analogie zum verwendeten technischen Speicher herzustellen. Es werden

drei Gebäudetypen aus dem IEA SHC Task 44/HPP Annex 38 [12] betrachtet, um eine Vergleichbarkeit mit anderen Studien zu gewährleisten:

- SFH100 (Single Family House, 100 kWh/m²/Jahr)
- SFH45 (Single Family House, 45 kWh/m²/Jahr)
- SFH15 (Single Family House, 15 kWh/m²/Jahr)

Das komplette Gebäude wird mit einem mittleren Gesamtenergiedurchlass G , einem mittleren Verlustkoeffizient H und einer mittleren Wärmekapazität C modelliert. Aus dieser Vereinfachung ergibt sich folgendes Drei-Parametermodell (vgl. Bild 3).



$$G \cdot I(t) + P'_{int} + P'_{hc} - H[\theta_i(t) - \theta_e(t)] = C \cdot \frac{d\theta_i}{dt}$$

Bild 3: (Links) Ansicht des modellierten Gebäude SFH10 [12]. (Rechts) Schematische Darstellung des vereinfachten Modelles nach [11]. In jedem Moment dient die Differenz der eingebrachten Energien (Sonnenstrahlung $G \cdot I(t)$, inneren Produzenten P'_{int} und Heiz- und Kühlanlagen P'_{hc}) und Wärmeverluste (Wärmeleitung $H[\theta_i(t) - \theta_e(t)]$) zur Änderung der Raumtemperatur $\theta_i(t)$.

Die Parameter (vgl. Bild 3) dieses schlanken dynamischen Gebäudemodells wurden bestimmt durch Vergleich mit Referenzsimulationen der Gebäudemodelle SFH100, SFH45 und SFH15 aus [12] implementiert in der Gebäudesimulation „Indoor Climate and Energy“ (IDA ICE) (siehe Abschnitt Resultate Validierung Gebäudemodell für Details). Das Modell wurde in MATLAB&Simulink implementiert.

Referenzsystem Gesamtsystemmodellierung

Als Referenzsystem wurde die hydraulische Schaltung aus [14] inklusive der Regelung für Wärmepumpenanlage ohne Speicher mit Warmwassererwärmung (STASCH 2) gewählt. Die Wärmepumpe wird dabei über eine Zweipunktregelung der Rücklauftemperatur in Abhängigkeit zur Aussen- und Raumtemperatur geregelt.

Resultate

Flexibilitätsgewinn- und Kostenoptimierungs-Potenzial durch variable Elektrizitätspreise

Durch die Integration technischer Speicher und dank der thermischen Trägheit der Gebäude lässt sich der Betrieb von Wärmepumpen vom unmittelbaren Wärmebedarf des Hauses entkoppeln. Um das Potenzial dieser Strategie zu untersuchen, wurden historische Energiepreise der Elektrizitätsbörse Epexspot aus dem Jahr 2013 analysiert (vgl. Bild 4, links). Ein Vergleich der Preise in Deutschland und der Schweiz zeigt, dass die Preise in Deutschland während des Tages stärker fluktuieren und ausgedehnte Phasen mit tiefen Energiekosten zeigen. Eine Erklärung für diese Plateaus ist ein Energieüberangebot durch die Einspeisung von neuen regenerativen Energien, welche in Deutschland bereits ihre Wirkung zeigen. Vergleicht man für jede Stunde des Jahres die Kosten der Energie mit den Aussentemperaturen gemessen in Zürich (vgl. Bild 5, links), so erkennt man, dass in der Schweiz die Preise bei steigender Aussentemperatur sinken. Dies ist zu erklären durch den geringeren Energiebedarf zu diesen Zeiten und einem geringem Einfluss von neuen regenerativen Energien in der Schweiz. Hingegen in Deutschland sind die Preise fast entkoppelt von der Aussentemperatur (ein Vergleich mit den Temperaturwerten in Süddeutschland bestätigt diesen Trend). Daher werden im Folgenden die Preise für Deutschland betrachtet, um der erwarteten Deregulierung durch regenerative Energien in der Schweiz bereits heute Rechnung zu tragen.

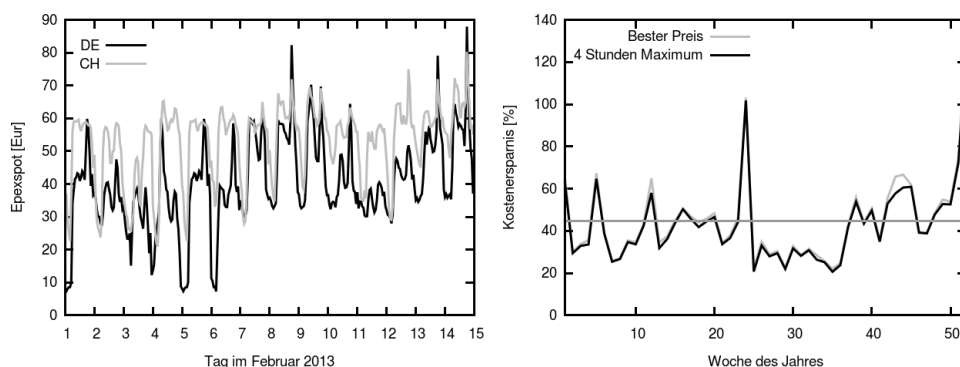


Bild 4: (Links) Day-Ahead Epexspot Preis-Verlauf für Februar 2013. Im Vergleich zum Schweizer Preisverlauf zeigt der deutsche Markt Tiefpreisphasen von mehreren Stunden. (Rechts) Vorhersage für Kosteneinsparung durch Laden eines Speichers zum günstigsten Preis an einem Tag (Bester Preis) und zum teuersten Preis während der 4 günstigsten Stunden. Die horizontale Linie zeigt die durchschnittliche Einsparung von 45 % über ein Jahr an.

Um das Potenzial der Kosteneinsparung (und der damit quantifizierten Flexibilitätssteigerung) grob abzuschätzen, wird zunächst ein sehr einfaches Modell erstellt (vgl. Bild 4, rechts). Der Energiebedarf des Systems wird als proportional zur Differenz von Aussentemperatur und

Soll-Raumtemperatur (20 °C) angenommen (falls die Aussentemperatur über die Heizgrenze steigt, besteht kein Heizbedarf). Im Referenzmodell wird angenommen, dass die Wärmepumpe kontinuierlich arbeite. Optimale Strategien nutzen kurze Zeitfenster zum Laden. Im Modell „Bester Preis“ wird nur in der günstigsten Stunde, im Modell „4 Stunden Maximum“ in den günstigsten vier Stunden die Wärmepumpe laufen gelassen. Vernachlässigt man die Einflüsse der Arbeitszahl in dieser ersten vereinfachten Betrachtung, lassen sich die Kosten dieser Modelle durch das Produkt von günstigstem Energiepreis an einem Tag oder dem 16%-Quantil (entspricht dem Maximum der vier günstigsten Stunden) und Energieverbrauch pro Tag berechnen. Die Resultate dieser Modellrechnung sind in Bild 4, rechts dargestellt. Es zeigt sich, dass durch die Konzentration der Speicherung auf wenige Stunden eine Energiekostenreduktion von maximal 45 % im Jahresmittel erwartet werden kann. Ferner zeigt sich, dass es genügt, die günstigsten 4 Stunden des Tages zu bestimmen ohne signifikante Einbussen an Kosteneinsparungen.

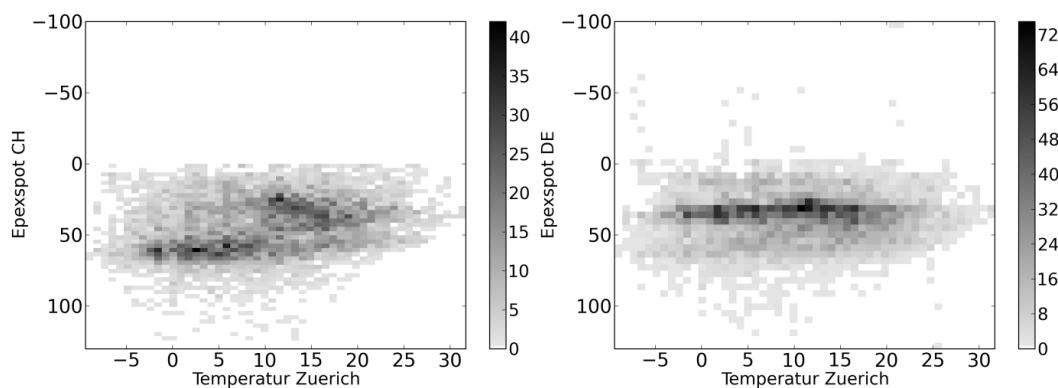


Bild 5: Vergleich der Epexspot-Preise bei unterschiedlichen Aussentemperaturen in Zürich im Jahr 2013. Die Histogramme wurden getrennt für die Schweizer (links) und die Deutschen (rechts) Preise berechnet. Im Vergleich zu den Schweizer Preisen, zeigen die Preise in Deutschland eine sehr geringe Abhängigkeit von der Aussentemperatur und können negativ werden. Die Schweizer Epexspotpreise zeigen jedoch die zu erwartende Abnahme des Preises bei steigenden Aussentemperaturen.

Validierung Modellkomponenten: Dynamisches Gebäudemodell

Für die Abbildung des Gebäudes im dynamischen Gesamtmodell (vgl. Bild 1) ist ein schlankes, auf Rechenzeit optimiertes Modell notwendig. Die Ergebnisse des vorgeschlagenen 3-Parametermodells (vgl. Bild 3) weichen im Jahresmittel um weniger als 10 % von den Referenzwerten einer umfassenden Gebäudesimulation mit IDA ICE ab (vgl. Bild 6). Somit eignet sich das vorgeschlagene 3-Parametermodell, um das Gebäudeverhalten im dynamischen Gesamtmodell realistisch abzubilden.

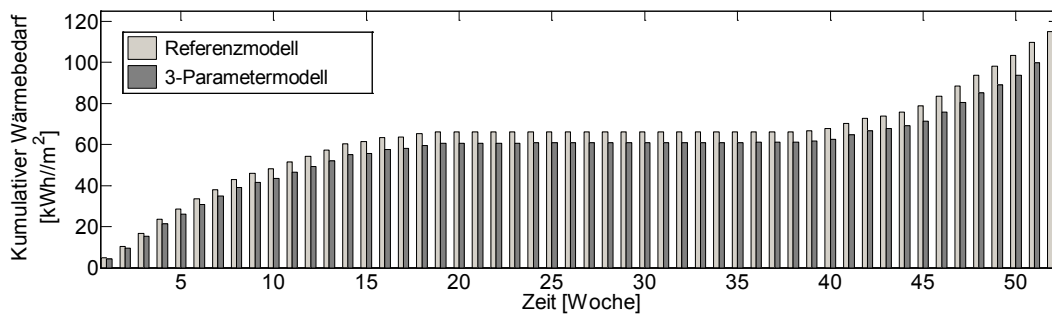


Bild 6: Vergleich des Jahres-Wärmebedarfs für das Gebäudemodell SFH100 berechnet mit dem vorgeschlagenen 3-Parametermodell (implementiert in Matlab&Simulink) und dem umfassenden Referenzmodell berechnet mit IDA ICE. Dieser Vergleich zeigt, dass das präsentierte Modell den Wärmebedarf geringfügig, aber konsistent überschätzt. Diese Unterschiede sind für die Modellierung des Gesamtsystem auch deshalb unkritisch, weil es aufwändiger ist, einen höheren Wärmebedarf/Verlust zu erbringen/kompensieren.

Validierung Modellkomponenten: Speichermodell

In Zusammenarbeit mit Regio Energie Solothurn konnte die Schichtungsqualität des Speichermodells (vgl. Bild 2) validiert werden. Untersuchungen für kleinere Speicher mit gutem Schichtungsverhalten bestätigen diese Resultate.

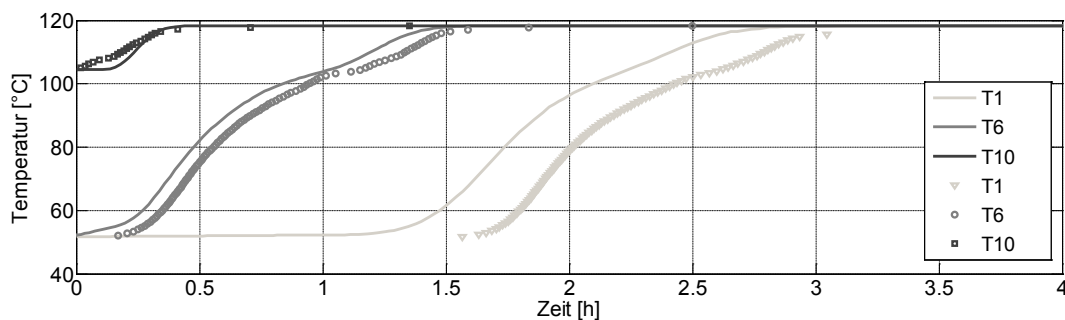


Bild 7: Validierung des Schichtspeichermodells mit einem Grossspeicher. An unterschiedlichen Positionen werden die gemessenen Temperaturen (Symbole) mit den numerischen Resultaten (Linien) verglichen. Das Verhalten des Speichers wird korrekt vorhergesagt, einzig wird die Verzögerung bis zum Einsetzen der Temperaturänderungen unterschätzt. Dies ist auf Abweichungen in der Massenstrommessung über mehrere Speicher zurückzuführen.

Der Vergleich zeigt, dass das Modell sehr gut den realen Schichtspeicher wiedergibt. Die Messwerte verlaufen parallel zu den Vorhersagen, was bedeutet, dass sich die Schichten in dem Speicher analog des Modells entwickeln.

Validierung Modellkomponenten: Wärmepumpencharakteristik für dynamische Gesamtsimulation

Die L/W-WP wird innerhalb der dynamischen Gesamtsimulation über eine berechnete Antwortfunktion modelliert (vgl. Bild 8). Auf diese Weise gelingt die Einbindung einer detaillierten Wärmepumpenmodellierung bei hoher Performanz des dynamischen Gesamtmodells.

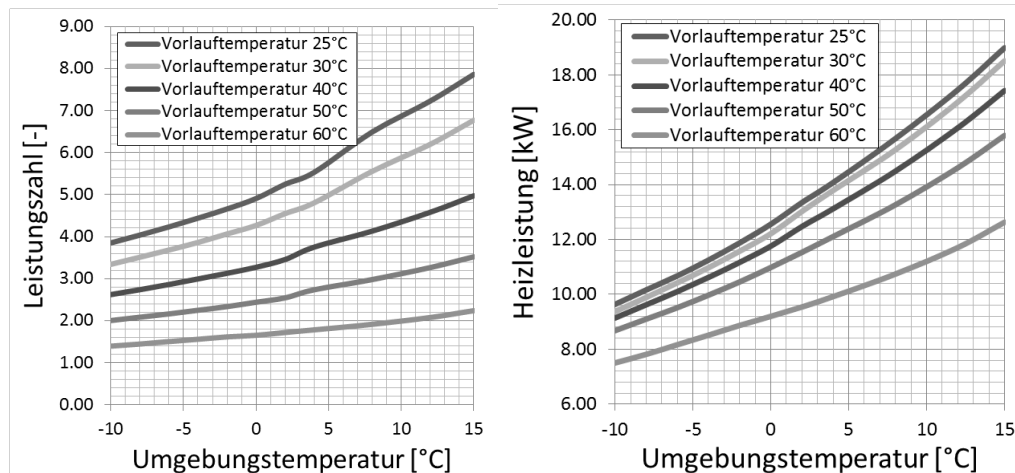


Bild 8: Kurvenscharfunktionen für die Wärmepumpenmodellierung. (Links) Aus dem komplexen Modell für die L/W-WP wird in Funktion der Umgebungstemperatur und Vorlauftemperatur die Heizleistung (links) und daraus die Leistungszahl (rechts) bestimmt. Die erforderliche Heizleistung für das Gebäude SFH100 von 7.4 kW im Auslegungspunkt bei -10°C wird erreicht.

Regelung des Gesamtsystems mittels Model Predictive Control

Das Gesamtmodell bietet vielfältigste Konfigurationen, um die Wärmepumpe und den technischen Speicher zu verbinden. Um das Ziel nach Maximierung der Flexibilität bei minimaler Effizienzeinbusse zu erreichen, wird ein Controller entwickelt, der auf der Basis von Model Predictive Control basiert. Dieser Algorithmus sucht mit einer vorgegebenen Zielfunktion in einem festgelegten Zeitfenster die gewünschten Einschalt-Zeitpunkte (in Stunden-Blöcken). Als Zielfunktion für die optimalen Blöcke können verschiedene Kriterien und Inputs betrachtet werden:

- Hohe Umgebungstemperatur beim Wärmepumpen-Betrieb zur Erreichung hoher Arbeitszahlen
- Niedrige Elektrizitätskosten (vgl. Bild 4 und 5) zur Quantifizierung der erreichbaren Flexibilitätssteigerung
- Minimierung der Einspeisung von Erträgen aus lokalen PV- Anlagen für lokales Supply Demand Management (Erhöhung Autarkiegrad)
- Sperrzeiten vorgegeben durch die Elektrizitätsanbieter

Dabei wird berücksichtigt, dass der technische Speicher, wenn möglich immer über eine Stufenladung (konstante Temperaturdifferenz zwischen Rück- und Vorlauftemperatur der Wärmepumpe) geladen wird, da eine Schichtladung (Vorlauftemperatur der WP ist die gewünschte Endtemperatur des Speichers) die AZ der Wärmepumpe signifikant verschlechtert.

Analyse Beispiel 1: Zusammenspiel Flexibilitätsgewinn und Effizienz

Bild 10 zeigt für die Schweizer Epexspotmarktpreise die Änderung der Arbeitszahl der Wärmepumpe (Effizienzänderung) bei den erreichten Elektrizitätskosten. Das Bild betrachtet einen typischen 2 Wochen Zeitraum in der Übergangszeit (mit starken Temperaturschwankungen) bei Einsatz eines 2000 l Wasserspeichers für Heizzwecke. Die Ergebnisse zeigen analog Bild 4 und 5, dass in der Schweiz eine direkte Kopplung der Epexspotpreise mit der Aussentemperatur vorliegt und somit die Einflüsse neuer regenerativer Energiequellen nicht abgedeckt werden können.

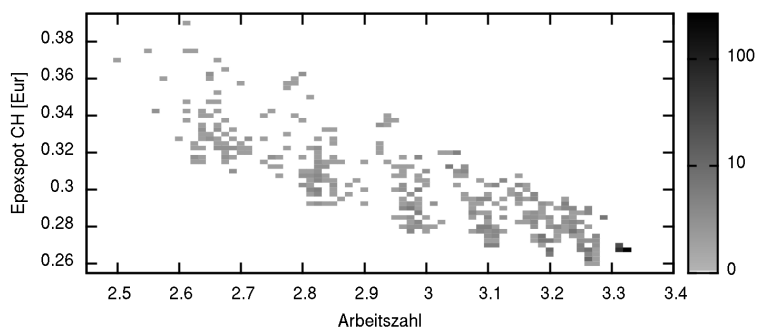


Bild 10: Einfluss von unterschiedlichen Ladestrategien auf die Arbeitszahlen und den erreichten Elektrizitätspreis (CH-Epexspot-Preis) berechnet für 2 Wochen. In 864 Simulationen wurde der Einfluss von unterschiedlichen Schalttemperaturen untersucht. Dabei setzen sich diejenigen Ladestrategien durch, welche vor allem während den Warmphasen die WP betreiben. In diesen Zeiten sind die Aussentemperaturen und Arbeitszahlen hoch und damit der Energiebedarf niedrig. Da der Schweizer Energiemarkt nur geringe Tagesschwankungen zeigt, setzt sich somit die Strategie mit niedrigen Energiebedarf (und damit hoher Arbeitszahl und tiefen Kosten) durch.

Analyse Beispiel 2: Konkrete Auslegung einer Wärmepumpen Speicher Kombination für ein Gebäude vom Typ SFH100

Im folgenden Beispiel wird eine optimierte Kombination für ein Gebäude des Typs SFH100 präsentiert. Diese Lösung besteht aus einem sensiblen Heizspeicher von 2000l für die Gebäudeheizung, sowie einem 900l Speicher für das Frischwassersystem. Die Model Predictive Control Regelung betrachtet ein realistisches Zeitfenster von 24 Stunden für den Regelungshorizont. Im Folgenden werden die Resultate für 2 Wochen vom 21.3.2013 bis

4.4.2013 repräsentativ diskutiert. Es ergeben sich 8 bis 10 pro Tag mögliche Einschalt-Stundenblöcke. Dies ermöglicht eine aktiv wählbare Sperrzeit für die Wärmepumpe von 14-16 Stunden.

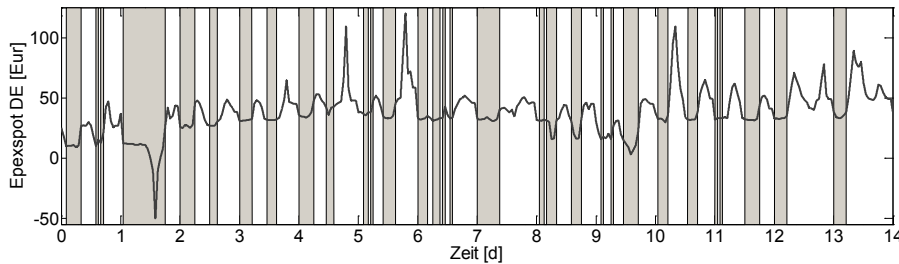


Bild 11: Prädiktive Auswahl der optimalen Ladeblöcke auf Basis der Flexibilitätsoptimierung mittels Epexspotpreisen. Die Ladeblöcke werden auf Zeiten mit tiefen Epexspotpreisen gelegt, um den Wärmebedarf des Tages in diesen Fenstern decken zu können. Durch die Integration eines Wärmespeichers genügt die in dieser Zeit geförderte Wärme, um die Raumtemperatur im Haus konstant zu halten. Für Netzbetreiber und Endverbraucher bietet dies einen grossen Flexibilitätsgewinn, da die Zeiten mit tiefen Energiekosten genutzt werden können.

Die hydraulische Grundschialtung basiert auf STASCH 6 (Auslegehilfe vom Bundesamt für Energie für Wärmepumpenanlage mit Parallelspeicher mit Wassererwärmung) [14]. Diese wurde mit Ventilen erweitert, welche ein aktives Ansteuern des Speichers ermöglicht. Anhand dieser Schaltung können folgende Zustände gefahren werden:

- Laden des Speichers mit gleichzeitiger Wärmeabgabe an den Heizkreis
- Laden des Speichers ohne Wärmeabgabe an den Heizkreis
- Entladen des Speichers über den Heizkreis (gleichzeitiger WP-betrieb zum Laden des Speichers für das Frischwassersystem möglich)
- Zweipunktbetrieb ohne Speicher. Vergleichbar mit STASCH 2 [14].

System / Modus	Sperrzeit [h/d]	AZ [-]	Endpreis Epexspot [Eur]	Anzahl WP Taktungen [Taktungen/2 Wochen]
Referenzsystem / A	0	3.3	24.50	268
Referenzsystem / B	2x3	3.23	25.16	211
System mit Speicher und MPC	14-16	3.10	16.20	53

Tabelle 1: Direkter Vergleich der Leistungsparameter der Systeme mit und ohne thermischen Speicher für die Heizanwendung (Schichtspeicher Heizkreis). Es zeigt sich dass der Speicher im Zusammenspiel mit Model Predictive Control (MPC) eine Kostenreduktion von 36 % und eine Reduktion der Taktung um 75 % bei einer Effizienzeinbusse von nur 4 % ermöglicht. Die Sperrzeit im Referenzmodell B wurde so gewählt, dass die Gebäudeträgheit voll genutzt wird.

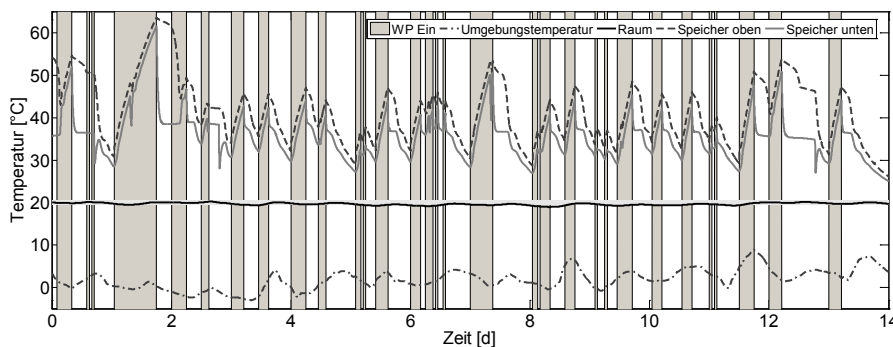


Bild 12: Einfluss der Model Predictive Control Regelstrategie auf die Speichertemperaturen und im Raum. Zum Vergleich ist auch die Aussentemperatur dargestellt, die verwendet wird, um den Bedarf an gespeicherter Energie abzuschätzen.

Um dem aktuellen Elektrizitätsmarkts Rechnung zu tragen, werden zwei unterschiedliche Modi für das Referenzmodell (vgl. Abschnitt „Referenzsystem Gesamtsystemmodellierung“) betrachtet: Modus A ohne Sperrzeiten und Modus B mit 2 x 3 Stunden Sperrzeit. Die Reduktion der AZ von Modus A zu B ergibt sich durch die höhere Vorlauftemperatur aufgrund der Raumeinflusssteuerung, welche die fehlende thermische Energie während der Sperrzeit kompensiert. Die Sperrzeit im Modus B wurde so gewählt, dass die Gebäudetragheit voll ausgeschöpft wird respektive die Raumtemperaturen im Komfortband bleiben.

Ein Vergleich der Systeme in Tabelle 1 zeigt, dass das System mit integriertem Speicher eine Kostenreduktion von 36 % ermöglicht, wobei die Effizienz nur um 4 % reduziert wird. Die ideale Auswahl des Speichers im Zusammenspiel mit der Model Predictive Control führt darüber hinaus zu einer Reduktion von 75 % der Wärmepumpentaktung.

Schlussfolgerung

Die Integration eines technischen Speichers in ein Heizsystem ermöglicht die zeitliche Entkoppelung von Wärmegewinnung und -verbrauch. Durch die damit gewonnene Flexibilität können Fenster von tiefen Energiekosten (Überangebot durch die Einspeisung von erneuerbaren Energien) optimal zur Erfüllung des Energiebedarfs genutzt werden. Um das Potenzial für Energiekosteneinsparung nicht durch reduzierte Effizienz zu mindern, sind neue Algorithmen für die Wärmepumpensteuerung erforderlich und die Speichergrößen, sowie hydraulische Verschaltung müssen optimal angepasst werden. In dieser Arbeit wurden unterschiedliche Szenarien von Regelalgorithmen und Systemgrößen in umfangreichen Parameterstudien mit über 850 Simulationen auf die Effizienz der Wärmepumpe, sowie auf die Energiekosten untersucht. Durch den Einsatz eines Speichers konnte in einem Beispiel eine Kosteneinsparung (und damit dargestellter Flexibilitätsgewinn) von 36 % und eine Reduktion der Wärmepumpentaktungen auf einen Viertel bei geringer Effizienzeinbusse erzielt werden. Ferner stellt diese Studie ein theoretisches Kosteneinsparpotenzial von 45 % im Jahresmittel durch die Speicher-Integration in Aussicht. Zukünftige Untersuchungen

innerhalb des Projekts zielen auf weitere Variationen der thermisch Speicher (inkl. Latentwärmespeicher) sowie auf die Untersuchung der aktiven Nutzung der Gebäudeträgheit und der Verwendung von leistungsgeregelten Wärmepumpen für einen Flexibilitätsgewinn ab.

Danksagung

Die Autoren danken dem Bundesamt für Energie (BFE) herzlich für die Unterstützung des Projekts, der Kommission für Technologie und Innovation (KTI) für die Unterstützung im Rahmen des SCCER Storage of Electricity and Heat und der Misurio AG und der KWT Kälte-Wärmetechnik AG für die wertvollen Diskussionen im Rahmen der Begleitgruppe. Die Autoren danken der Carnot-Usergroup [13].

Quellen

- [1] J. Nitsch, T. Pregger, et al., Langfristszenarien und Strategien für den Ausbau der erneuerbaren Energien in Deutschland bei Berücksichtigung der Entwicklung in Europa und global; BMU - FKZ 03MAP146, 2011.
- [2] Ch. Hewicker, J. Raadschelders, et al., Energiespeicher in der Schweiz - Bedarf, Wirtschaftlichkeit und Rahmenbedingungen im Kontext der Energiestrategie 2050, Bundesamt für Energie, 2013.
- [3] I. Stadler, Storage solutions for smart cities: interlinking electricity, heat and gas infrastructure, IRES, 2015.
- [4] L. Gasser, B. Wellig, K. Hilfiker: WEXA – Exergie-Analyse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen, Bundesamt für Energie, 2008.
- [5] L. Gasser, I. Wyssen, et al.: Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung, Bundesamt für Energie, 2011.
- [6] R. Sahinagic, L. Gasser, et al.: Optimierung des Lamellenluftkühlers/Verdampfers von Luft/Wasser-Wärmepumpen, Bundesamt für Energie, 2008.
- [7] S. Pfaffen, K. Werlen, WARMup - Optimale Verwertung der Flexibilität von thermischen Speichern, Bundesamt für Energie, 2012.
- [8] P. Wagner et al.: International Energy Agency Annex 42.
- [9] F. Eckl, D. Gwerder, et al.: IEA HPP Annex 42: Heat Pumps in Smart Grids, Market Overview Switzerland, 2014
- [10] U. Jordan, K. Vajen, Proc. ISES Solar Word Congress, Orlando, 2005.

- [11] H. Manz: Bauphysik II – Aussenklima thermischer Komfort Wärme Luftaustausch Energie, 5. Auflage, Horw, 2014
- [12] R. Dott, M. Haller, et al.: The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC TASK 44/ HPP Annex 38; Part B: Buildings and Space Heat Load, International Energy Agency, 2013.
- [13] CARNOT Toolbox für Matlab/Simulink Ver 6.0, Februar 2015.
- [14] H. R. Gabathuler, H. Mayer, et al.: Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen, Teil 1: STASCH-Planungshilfen, Bundesamt für Energie, 2002.

Lukas Gasser, Dipl. Ing. FH, Jörg Worlitschek, Prof. Dr. sc. techn., Beat Wellig, Prof. Dr. sc. techn.
Hochschule Luzern – Technik & Architektur
Fachbereich Maschinentechnik
CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik
Technikumstrasse 21
CH-6048 Horw
beat.wellig@hslu.ch
www.hslu.ch/tevt

Potential der Leistungsregelung von Sole/Wasser-Wärmepumpen

Zusammenfassung

Dieser Beitrag gibt Hinweise bezüglich der Entwicklung, Realisierung und des Betriebs leistungsgeregelter Sole/Wasser-Wärmepumpen (S/W-WP). Theoretische und experimentelle Untersuchungen bestätigen die Funktion und das Effizienzsteigerungspotenzial der Leistungsregelung von S/W-WP. Die erreichbaren Verbesserungen der Jahresarbeitszahl gegenüber der herkömmlichen Ein/Aus-Regelung betragen abhängig von der Heizkurve und der Tiefe der verwendeten Erdwärmesonde bis zu 12%. Eine zwingende Voraussetzung zur Erreichung effizienter leistungsgeregelter Wärmepumpen ist der Einsatz von effizienten Kompressoren und Zusatzaggregaten mit geeignetem Teillastverhalten sowie die Anwendung der „richtigen“ Regelstrategie. Erfolgt der Betrieb leistungsgeregelter Wärmepumpen im Feld anhand witterungsgeführter Heizungsregler hat zudem die Einstellung der Heizkurve einen erheblichen Einfluss auf das Betriebsverhalten und die Effizienz der Wärmepumpe.

Abstract

Comprehensive analyses indicate that the efficiency of heat pumps for heating purposes can be considerably increased using an appropriate continuous capacity control. In this contribution details concerning the development, realization and operation of capacity controlled brine to water heat pumps (B/W-HPs) are presented. Theoretical and experimental investigations confirm the functioning as well as the potential to increase the efficiency of continuous capacity controlled B/W-HPs. Depending on the heating curve as well as the depth of the geothermal heat probe the efficiency of B/W-HPs can be increased up to 12% using continuous capacity control. A necessary prerequisite for achieving efficient heat pumps based on continuous capacity control is the use of compressors and additional components with a wide control range and high part load efficiencies together with the application of the “correct” control strategy. If the operation of the capacity controlled heat pump in the field is managed by a controller based on atmospheric conditions, the settings of

the heating curve have a considerable influence on the operating behavior as well as the efficiency of the heat pump.

Einleitung

Ausgangslage und Ziel

Verschiedene Untersuchungen [1] [2] [3] belegen die Tatsache, dass Wärme-pumpen für die Gebäudeheizung ein noch beachtliches Potenzial für Effizienzsteigerungen aufweisen. Insbesondere die Fortschritte in der Kompressor-, Inverter-, Ventilator- und Pumpentechnologie eröffnen lohnende Möglichkeiten für die Prozessführung und erlauben markante Effizienzsteigerungen. Besonders vielversprechend erscheint in diesem Zusammenhang die Anwendung der kontinuierlichen Leistungsregelung.

Das BFE-Forschungsprojekt „Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung“ [1] bestätigt, dass die kontinuierliche Leistungsregelung bei Verwendung geeigneter Komponenten und Anwendung der bestmöglichen Regelstrategie markante Effizienzsteigerungen von Luft/Wasser-Wärmepumpen (L/W-WP) ermöglicht. Wertvolle Erkenntnisse und allgemeingültige Zusammenhänge bezüglich Entwicklung und Realisierung effizienter L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung konnten gewonnen werden. Diese Erkenntnisse werden im aktuellen BFE-Forschungsprojekt „Sole/Wasser-Wärmepumpen mit kontinuierlicher Leistungsregelung“ genutzt und für die Anwendung bei leistungsgeregelten Sole/Wasser-Wärmepumpen (S/W-WP) und Wasser/Wasser-Wärmepumpen (W/W-WP), nachfolgend zusammenfassend mit S/W-WP bezeichnet, adaptiert und weiterentwickelt.

Der vorliegende Beitrag gibt Hinweise bezüglich der Auslegung sowie der optimalen Regelung leistungsgeregelter S/W-WP. Weiter wird dargestellt, unter welchen Voraussetzungen leistungsgeregelte Wärmepumpen-Systeme ihre Effizienzvorteile im Feldbetrieb ausspielen können.

Unterschiedliche Regelstrategien – unterschiedliche Effizienzwerte

Mit dem BFE-Forschungsprojekt „WEXA“ [1] konnte eindrücklich gezeigt werden, dass die Ursache für die mässig gute Effizienz herkömmlicher L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung die ungünstige Betriebscharakteristik ist, welche aus der Charakteristik des drehzahlkonstanten Kompressors resultiert.

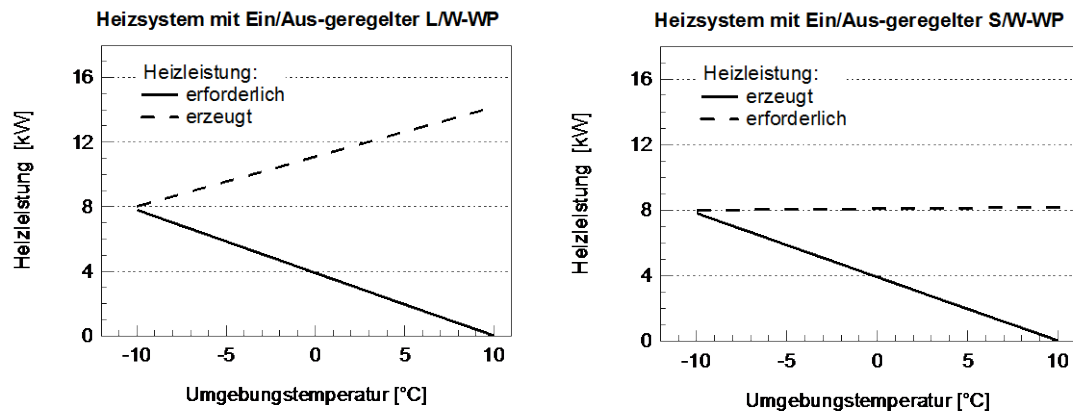


Bild 1: Erforderliche Heizleistung eines Gebäudes im Minergie-Standard (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) und erzeugte Heizleistung einer L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung (links) sowie einer S/W-WP mit Ein/Aus-Regelung (rechts) in Funktion der Umgebungstemperatur (qualitative Darstellung aus Simulationen)

Mit steigender Umgebungstemperatur sinkt die vom Gebäude erforderliche Heizleistung und Heiztemperatur gemäss Heizkurve. Demgegenüber ist das Verhalten von L/W-WP mit drehzahlkonstantem Kompressor gerade konträr: Je kleiner die vom Gebäude erforderliche Heizleistung und Heiztemperatur bei Zunahme der Umgebungstemperatur, umso höher ist die erzeugte Heizleistung (Bild 1 links) und Heiztemperatur.

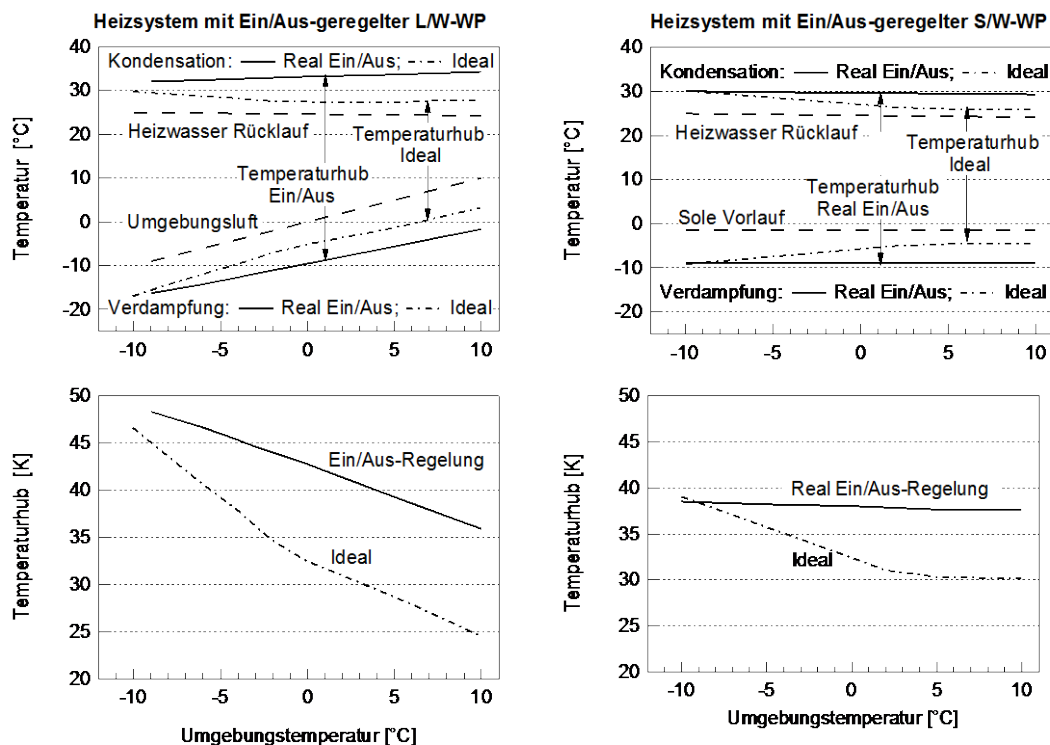


Bild 2: Quellen- und Senkentemperaturen, real resultierende Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen Ein/Aus-geregelter L/W-WP (links) und S/W-WP (rechts) sowie bei bestmöglicher Leistungsregelung ideal resultierende Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen aus Simulationen in Funktion der Umgebungstemperatur bei Anwendung in einem Gebäude im Minergie-Standard (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur).

Ein ähnliches Verhalten weisen auch S/W-WP mit drehzahlkonstanten Kompressoren auf. Unter der Annahme ungefähr konstanter Erdreichtemperaturen bleibt die erzeugte Heizleistung unabhängig von der Umgebungstemperatur während der gesamten Heizperiode nahezu konstant (Bild 1 rechts). Die Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung erfolgt heute typischerweise sowohl bei L/W-WP als auch bei S/W-WP durch eine Ein/Aus-Regelung (Taktbetrieb). Dies hat zur Folge, dass die Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator mit steigender Umgebungstemperatur bei Ein/Aus-geregelten L/W-WP ansteigen (Bild 2 links), während sie bei S/W-WP mit Ein/Aus-Regelung ungefähr konstant bleiben (Bild 2 rechts). Weiter führt dies sowohl bei L/W-WP als auch bei S/W-WP mit Ein/Aus-Regelung dazu, dass mit steigender Umgebungstemperatur eine deutliche Diskrepanz zwischen erforderlicher und erzeugter Heiztemperatur entsteht und der erzeugte Temperaturhub gegenüber dem idealen Temperaturhub weniger stark abnimmt (Bild 2). Es resultieren schlechte Teillastwirkungsgrade, tiefe Jahresarbeitszahlen und tiefe exergetische Jahreswirkungsgrade [1].

Erhöhung der Energieeffizienz durch kontinuierliche Leistungsregelung

Damit die Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung bei Teillast mit steigender Umgebungstemperatur abnehmen statt zunehmen bzw. konstant bleiben, muss die Diskrepanz zwischen erforderlicher und erzeugter Heizleistung und -temperatur vermieden werden (Bild 1 und Bild 2). Die Konsequenz daraus ist, dass künftige L/W-WP und S/W-WP nicht im Taktbetrieb (Ein/Aus-Regelung) arbeiten, sondern kontinuierlich in Betrieb sind (kontinuierliche Leistungsregelung) – ausser während Sperrzeiten sowie den erforderlichen Abtauprozessen bei L/W-WP. Für die Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung muss der umgewälzte Kältemittelmassenstrom geregelt werden, z.B. mittels Drehzahlregelung des Kompressors.

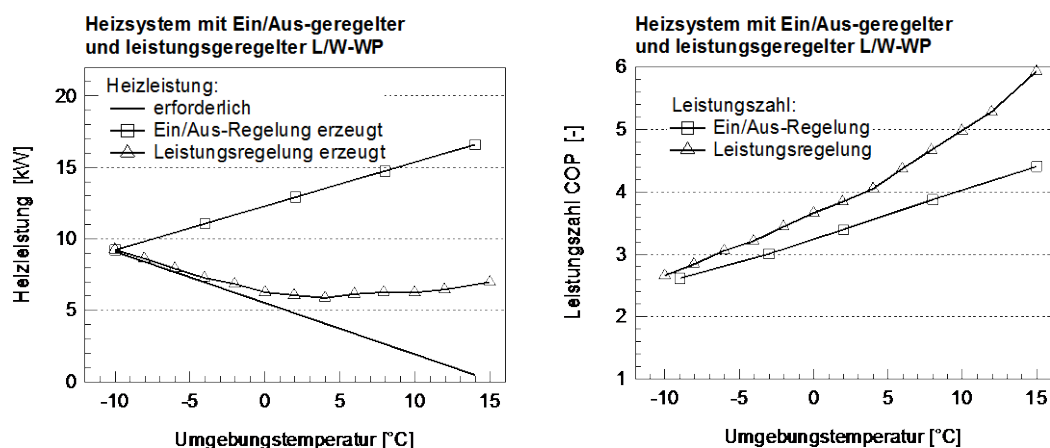


Bild 3: Links: Erforderliche Heizleistung eines sanierten Altbaus (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur) und erzeugte Heizleistung einer L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung sowie mit Leistungsregelung in Funktion der Umgebungstemperatur aus Messungen [2]. Rechts: Leistungszahl COP einer L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung sowie mit Leistungsregelung in Funktion der Umgebungstemperatur im Betrieb in einem sanierten Altbau (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur) aus Messungen [2].

Die im Rahmen des BFE-Forschungsprojekts „Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung“ [1] durchgeführten Untersuchungen bestätigen das Potenzial zur Effizienzsteigerung durch die Leistungsregelung von Wärmepumpen eindrücklich. Infolge der kontinuierlichen Leistungsregelung können die Diskrepanz zwischen erforderlicher und erzeugter Heizleistung im Teillastbetrieb reduziert (Bild 3 links) und damit die erreichbaren Leistungszahlen von L/W-WP gegenüber der klassischen Ein/Aus-Regelung markant erhöht werden (Bild 3 rechts). Vergleiche mit Jahresarbeitszahlen typischer L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung aus Feldstudien [4] zeigen, dass durch die Leistungsregelung Effizienzsteigerungen im Bereich von bis zur 70% erzielt werden können. Untersuchungen [3] zeigen, dass die Effizienz von S/W-WP durch die Leistungsregelung ebenfalls verbessert werden kann, was in der vorliegenden Studie theoretisch und experimentell nachgewiesen werden soll.

Leistungsregelung von Sole/Wasser-Wärmepumpen

Bei Wärmepumpen mit Leistungsregelung haben die Teillastverhalten des gesamten Wärmepumpen-Systems und dabei insbesondere des Kompressors einen massgeblichen Einfluss auf die Effizienz und die optimale Regelstrategie. Eine zwingende Voraussetzung zur Erreichung hoher Leistungs- und Jahresarbeitszahlen ist daher der Einsatz von Kompressoren mit hohen Teillast-Wirkungsgraden über einen weiten Regelbereich [2]. Nachfolgend wird dargestellt, wie sich das Teillastverhalten des Kompressors auf die optimale Regelung auswirkt bzw. wie die optimalen Einstellungen des Kompressors im Teillastbetrieb der Wärmepumpe ermittelt werden können. In einem weiteren Schritt wird zusätzlich die optimale Einstellung der Soleumwälzpumpe (SUP) diskutiert, welche ebenfalls einen massgeblichen Einfluss auf die Effizienz leistungsgeregelter S/W-WP haben kann.

Optimale Regelung des Kompressors leistungsgeregelter S/W-WP

Nimmt der Gesamtwirkungsgrad des Kompressors im Teillastbetrieb ab, kann dies bei „ungünstiger“ Regelung, beispielsweise bei einer konsequenten Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung, dazu führen, dass die Effizienz unter diejenige Ein/Aus-geregelter Anlagen absinkt. Damit dies vermieden werden kann, muss die Regelung des Kompressors bestmöglich auf das Teillastverhalten des Kompressors und des gesamten Wärmepumpen-Systems abgestimmt werden. Dies bedingt insbesondere, dass ein minimales bzw. optimales Teillastverhältnis des Kompressors, welches massgeblich von den Teillastverhalten des Kompressors und des Wärmepumpen-Systems abhängig ist, zu keinem Zeitpunkt unterschritten wird. Die Untersuchungen zeigen, dass die maximale Reduktion des Teillastverhältnisses des Kompressors bzw. der Kompressordrehzahl im Teillastbetrieb durch zwei Faktoren limitiert wird: Einerseits durch die vom Gebäude erforderliche Heizleistung und andererseits durch die maximal erreichbare Effizienz.

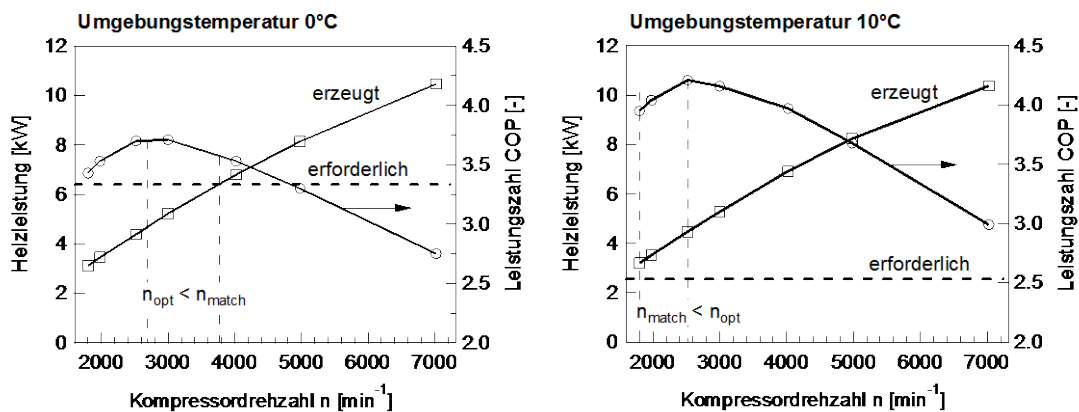


Bild 4: Erforderliche und erzeugte Heizleistung sowie Leistungszahl (ohne SUP) des S/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor (Emerson Copeland ZPV36) in Funktion der Kompressordrehzahl aus Messungen für 0°C (links) und 10°C Umgebungstemperatur (rechts), 6°C mittlere Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, 100 m Sondentiefe und Heizkurve sanierter Altbau (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur).

Jeder Kompressor weist ein optimales Teillastverhältnis bzw. eine optimale Kompressordrehzahl n_{opt} auf, welche zur Erreichung bestmöglicher Leistungszahlen im Teillastbetrieb nicht unterschritten werden darf, da dies eine Verschlechterung der Effizienz zur Folge hat (Bild 4). Ist die Kompressordrehzahl n_{match} , welche eine exakte Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung zur Folge hat, grösser als die optimale Kompressordrehzahl n_{opt} , ist die Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung zulässig. In diesem Fall ($n_{\text{opt}} < n_{\text{match}}$) wird die maximale Reduktion der Kompressordrehzahl somit durch die erforderliche Heizleistung, welche stets gedeckt werden muss, begrenzt (Bild 4 links). Müsste die optimale Kompressordrehzahl n_{opt} zur Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung unterschritten werden ($n_{\text{opt}} > n_{\text{match}}$), wird die S/W-WP bei reduzierter Leistung, d.h. mit optimaler Kompressordrehzahl n_{opt} Ein/Aus-geregelt, da die exakte Anpassung der Heizleistung eine Verschlechterung der Effizienz zur Folge hätte (Bild 4 rechts).

Einfluss des optimalen Teillastverhältnisses des Kompressors

Die optimale Kompressordrehzahl n_{opt} , welche im Teillastbetrieb aus Effizienzgründen nicht unterschritten werden sollte, ist nahezu unabhängig von den quellen- und senkenseitigen Betriebsbedingungen, wie z.B. der Umgebungstemperatur (Bild 5 rechts) oder der Bohrlochtemperatur der Erdwärmesonde (Bild 5 links).

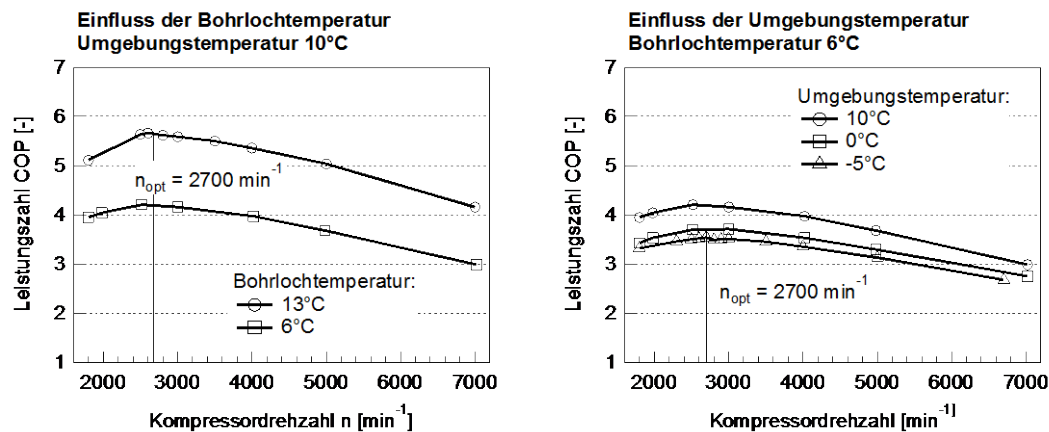


Bild 5: Leistungszahl (ohne SUP) des S/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll Kompressor (Emerson Copeland ZPV36) in Funktion der Kompressordrehzahl aus Messungen für unterschiedliche Umgebungstemperaturen (-5°C, 0°C und 10°C) sowie für unterschiedliche mittlere Bohrlochtemperaturen (6°C und 13°C) und Heizkurve sanierter Altbau (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur).

Die Tatsache, dass die optimale Kompressordrehzahl für einen gegebenen Kompressor nahezu unabhängig von den quellen- und senkenseitigen Betriebsbedingungen der S/W-WP mit relativ geringem Aufwand experimentell ermittelt werden kann, reduziert den Aufwand bei der Entwicklung der optimalen Regelung von S/W-WP mit Leistungsregelung massgeblich.

Optimale Regelung der Soleumwälzpumpe leistungsgeregelter S/W-WP

Zur Erreichung einer bestmöglichen Effizienz bei S/W-WP mit Leistungsregelung müssen nicht nur die Kompressordrehzahl, sondern auch der Solemassenstrom in jedem Zeitpunkt so gewählt werden, dass die Leistungszahl inkl. Berücksichtigung der SUP maximal wird (Bild 6). Die Untersuchungen zeigen, dass eine simultane Leistungsregelung von Kompressor und SUP nicht zwingend erforderlich und stattdessen bei bestmöglicher Wahl des Solemassenstroms eine alleinige Leistungsregelung des Kompressors ausreichend ist. Wird lediglich der Kompressor leistungsgeregt, hat die Wahl des Solemassenstroms aufgrund der Abhängigkeit der Pumpenleistung vom Solemassenstrom jedoch einen erheblichen Einfluss auf die optimale Regelung des Kompressors sowie auf die resultierende Effizienz der S/W-WP. Insbesondere im Teillastbetrieb können zu hohe Solemassenströme die erreichbaren Leistungszahlen mit Berücksichtigung der SUP stark nachteilig beeinflussen (Bild 6 links). Bei einem Solemassenstrom von 2100 kg/h kann die Leistungszahl mit Berücksichtigung der SUP durch die Reduktion der Kompressordrehzahl von rund 3.0 bei Volllast auf maximal 3.9 bei einem Teillastverhältnis von 43% (3000 min^{-1}) gesteigert werden (Bild 6 rechts). Bei einem Solemassenstrom von 1565 kg/h kann die Leistungszahl dagegen von 3.0 bei Volllast auf 4.2 bei einem Teillastverhältnis von 36% (2500 min^{-1}) gesteigert werden (Bild 6 rechts). Weiter wird infolge zu hoher Solemassenströme, der mit Effizienzsteigerungen verbundene,

nutzbare Bereich der Teillastverhältnisse des Kompressor reduziert, d.h. die optimale Kompressordrehzahl, welche aus Effizienzgründen nicht unterschritten werden soll, verschiebt sich mit zunehmendem Solemassenstrom zu höheren Drehzahlen (Bild 6 rechts).

Experimentelle Untersuchungen bezüglich des optimalen Solemassenstroms bestätigen, dass dieser zur Erreichung bestmöglicher Leistungs- und Jahresarbeitszahlen nicht geregelt werden muss, grundsätzlich jedoch so klein wie möglich gewählt werden sollte. Wichtig dabei ist jedoch, dass der Solemassenstrom so gewählt wird, dass die Strömung in der Erdwärmesonde konsequent im turbulenten Bereich liegt, da ein Unterschreiten des turbulenten Bereichs (laminare Strömung) eine massive Verschlechterung der Wärmeübertragung in der Erdwärmesonde zur Folge hat. Aus diesem Grund gilt es den laminaren Strömungsbereich in der Erdwärmesonde zwingend zu vermeiden (Bild 6 links) und den Solemassenstrom so einzustellen, dass gerade noch eine turbulente Strömung gewährleistet werden kann.

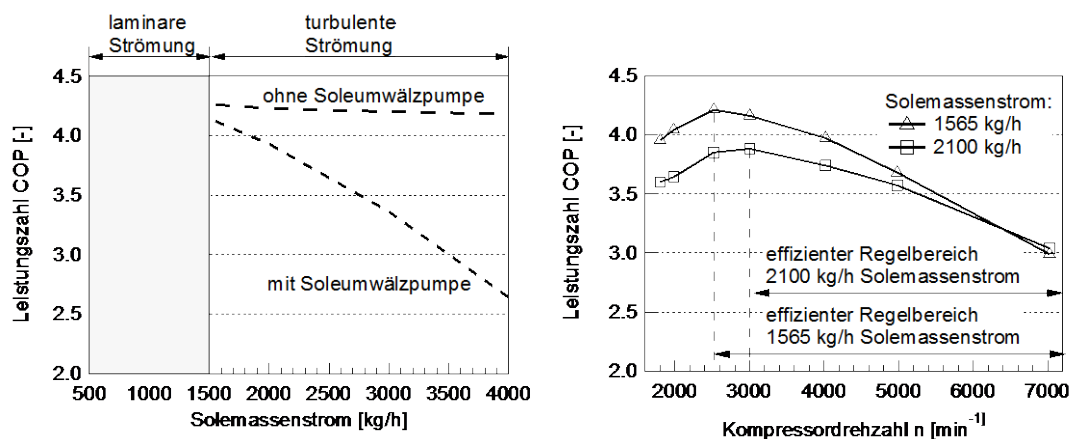


Bild 6: Links: Leistungszahl mit und ohne Berücksichtigung der SUP in Funktion des Solemassenstroms aus Simulationen bei 2500 min⁻¹ Kompressordrehzahl (Emerson Copeland ZPV36), 10°C Umgebungstemperatur, 6°C Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, Erdwärmesondentiefe 100 m und Heizkurve sanierter Altbau (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur).

Rechts: Leistungszahl mit Berücksichtigung der SUP in Funktion der Kompressordrehzahl (Emerson Copeland ZPV36) aus Messungen mit 2100 kg/h und 1565 kg/h Solemassenstrom, 10°C Umgebungstemperatur, 6°C Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, 100 m Sondentiefe, und Heizkurve sanierter Altbau (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur).

Experimenteller Nachweis

Wärmepumpen-Prototyp und Versuchsanlage

Zur experimentellen Bestätigung des Effizienzsteigerungspotenzials der kontinuierlichen Leistungsregelung sowie zur Überprüfung der entwickelten Regelung wurden Prototypen einer Ein/Aus-geregelten als auch einer leistungsgeregelten S/W-WP entwickelt und realisiert (Bild 7).

Der Ein/Aus-geregelte S/W-WP-Prototyp ist mit einem drehzahlkonstanten Scroll-Kompressor ZH09 von Emerson Climate Technologies GmbH ausgestattet, während im leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyp ein Inverter-Scroll-Kompressor (ZPV36), ebenfalls von Emerson Climate Technologies GmbH, eingesetzt wurde. Der verwendete Inverter-Scroll-Kompressor (ZPV36) ermöglicht eine kontinuierliche Leistungsregelung über die Drehzahlvariation (1800 min^{-1} bis 7000 min^{-1}) mittels Inverter und zeichnet sich durch seine hohe Effizienz aus. Beide Prototypen sind mit den identischen Verdampfern (Q80Tx40) und Kondensatoren (B80Tx30) von SWEP International AB ausgestattet, welche geringe Temperaturdifferenzen für die Wärmeübertragung und damit die Erreichung kleiner Temperaturhübe ermöglichen.

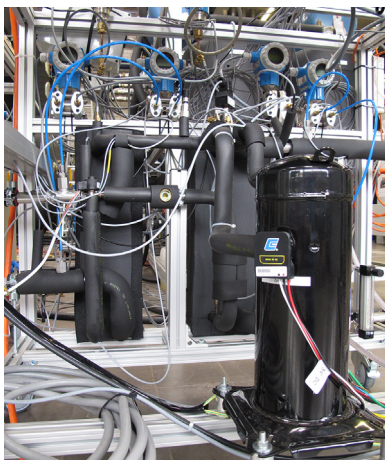


Bild 7: Leistungsgeregelter S/W-WP-Prototyp mit Inverter-Scroll-Kompressor (Emerson Copeland ZPV36) und Prüfstand „Wärmemodul“ im Labor der HSLU.

Betriebscharakteristik und Effizienz

Die experimentellen Untersuchungen erfolgten für die typischen Heizkurven eines Gebäudes im Minergie-Standard sowie eines sanierten Altbaus. Berücksichtigt wurden dabei jeweils drei unterschiedliche mittlere Bohrlochtemperaturen (6°C , 9.5°C und 13°C) infolge unterschiedlicher Tiefen der Erdwärmesonden. Untersucht wurde jeweils der monovalente Betrieb (Auslegungspunkt der Wärmepumpen bei -10°C Umgebungstemperatur). Nachfolgend sind beispielhaft die Resultate für die Heizkurven Minergie-Standard und

saniierter Altbau jeweils mit einem Erdwärmesonden-System mit 6°C mittlerer Bohrlochtemperatur dargestellt.

Bei Anwendung der optimalen Regelung und der Verwendung des Inverter-Scroll Kompressors (Emerson Copeland ZPV36) kann die erzeugte Heizleistung bei Umgebungstemperaturen im Bereich von -10°C bis 2°C für die Heizkurve Minergie bzw. 4°C für die Heizkurve saniierter Altbau kontinuierlich der erforderlichen Heizleistung angepasst werden. In diesem Bereich der Umgebungstemperaturen muss die optimale Kompressordrehzahl (n_{opt}) zur Anpassung der Heizleistung nicht unterschritten werden ($n_{match} > n_{opt}$). Bei höheren Umgebungstemperaturen müsste die optimale Kompressordrehzahl (n_{opt}) zur Anpassung der Heizleistung unterschritten werden. Aus Effizienzgründen wird die S/W-WP bei Umgebungstemperaturen über 2°C (Minergie) bzw. 4°C (saniierter Altbau) bei reduzierter Leistung mit optimaler Kompressordrehzahl Ein/Aus-geregelt (Bild 8). Bei Anwendung dieser optimalen Regelstrategie kann die resultierende Diskrepanz zwischen erforderlicher und erzeugter Heizleistung somit gegenüber einer klassischen Ein/Aus-Regelung deutlich reduziert werden.

Bei Anwendung in einem Gebäude im Minergie-Standard nimmt die Leistungszahl infolge der Leistungsregelung von rund 3.6 bei -10°C auf 5.0 bei 0°C Umgebungstemperatur zu, während die Leistungszahl der Ein/Aus-geregelten S/W-WP über den gesamten Bereich der Umgebungstemperatur konstant rund 4.5 beträgt. Bei Anwendung in einem sanierten Altbau führt die Leistungsregelung gegenüber der konventionellen Ein/Aus-Regelung bei Umgebungstemperaturen unter -1°C zu tieferen Leistungszahlen. Bei höheren Umgebungstemperaturen erreicht der leistungsgeregelte S/W-WP-Prototyp jedoch deutlich höhere Leistungszahlen. Damit kann die Jahresarbeitszahl infolge der Leistungsregelung sowohl bei Verwendung in einem sanierten Altbau als auch in einem Gebäude im Minergie-Standard erhöht werden.

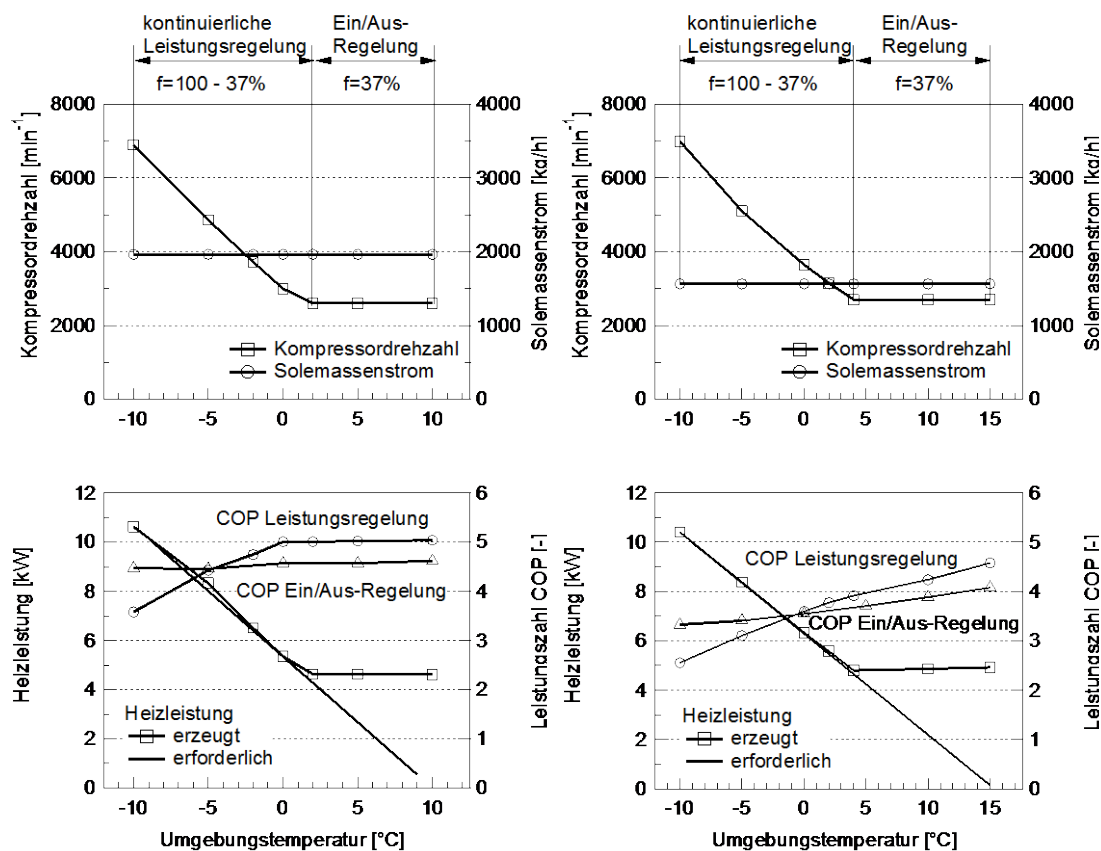


Bild 8: Optimale Kompressordrehzahl, optimaler Solemassenstrom, erforderliche und erzeugte Heizleistung sowie Leistungszahl (mit SUP) des Ein/Aus-geregelten (Emerson Copeland ZH09) und des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyps (Emerson Copeland ZPV36) in Funktion der Umgebungstemperatur aus Messungen für 6°C Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, 100 m Sondentiefe, konstanter Solemassenstrom sowie die Heizkurven Minergie-Standard (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) und sanierter Altbau (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur).

In Tabelle 1 sind die erreichbaren Jahresarbeitszahlen des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyps sowie des Ein/Aus-geregelten Prototyps für die Heizkurven Minergie-Standard und sanierter Altbau für zwei verschiedene Bohrlochtemperaturen infolge unterschiedlicher Tiefen der Erdwärmesonden zusammengefasst. Die Berechnung der Jahresarbeitszahlen nach der Methode von v. Böckh, erfolgte für die Summenhäufigkeitsverteilung der Umgebungstemperaturen von Zürich. Die resultierende Effizienzsteigerung infolge der Leistungsregelung beträgt abhängig von der Heizkurve und der Bohrlochtemperatur bzw. der Tiefe der Erdwärmesonde zwischen 5% bis maximal 12%.

Bohrloch- temperatur / Sondentiefe	Minergie-Standard VL/RL 30/25°C bei -10°C		Sanierter Altbau VL/RL 46/38°C bei -10°C	
	Jahresarbeitszahl JAZ Ein/Aus-Regelung	Jahresarbeitszahl JAZ Leistungsregelung	Jahresarbeitszahl JAZ Ein/Aus-Regelung	Jahresarbeitszahl JAZ Leistungsregelung
6°C/~100 m	4.54	4.88	3.64	3.83
13°C/~320 m	6.21	6.90	4.62	5.09

Tabelle 1: Jahresarbeitszahlen mit Berücksichtigung der SUP des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototyps (Emerson Copeland ZH09) und des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyps (Emerson Copeland ZPV36) für die Heizkurven Minergie-Standard (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) und sanierter Altbau (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur) sowie jeweils für 6°C und 13°C Bohrlochtemperatur aus Messungen.

Leistungsregelung von Wärmepumpen in der Praxis

Die durchgeführten Untersuchungen bestätigen, dass durch die kontinuierliche Leistungsregelung sowohl die Effizienz von L/W-WP als auch von S/W-WP erhöht werden kann. Die konsequente Anwendung der für S/W-WP vorgängig beschriebenen sowie für L/W-WP im BFE-Abschlussbericht [2] beschriebenen Regelstrategien ist jedoch noch keine vollständig ausreichende Massnahme zur Erreichung hoher Effizienzwerte derartiger Wärmepumpen im Feldbetrieb.

Bei den vorgestellten Regelstrategien leistungsgeregelter L/W- und S/W-WP erfolgt die Regelung/Steuerung der Kompressordrehzahl und eventueller Zusatzaggregate anhand der erforderlichen Heizleistung, welche mittels eines witterungsgeführten Heizungsreglers kontinuierlich anhand der gemessenen Aussentemperatur (meistens 24-Stundenmittelwert) und der fest eingestellten Heizkurve ermittelt wird. Die erzeugte Heizleistung der Wärmepumpe wird zu jedem Zeitpunkt gemäss den vorgängigen Beschreibungen der erforderlichen Heizleistung aus dem witterungsgeführten Heizungsregler angepasst. Dazu wird die Wärmepumpe zur Erreichung optimaler Effizienzwerte entweder kontinuierlich leistungsgeregelt oder bei reduzierter Leistung Ein/Aus-geregelt. Bei Anwendung eines witterungsgeführten Heizungsreglers zur Bestimmung der erforderlichen Heizleistung hat die Einstellung der Heizkurve auf dem Heizungsregler einen massgeblichen Einfluss auf das Betriebsverhalten und die Effizienz der leistungsgeregelten Wärmepumpe. Ungünstige Einstellungen der Heizkurve können dazu führen, dass die Effizienz der leistungsgeregelten Wärmepumpe infolge des ungünstigen resultierenden Betriebsverhaltens unter diejenige herkömmlicher Ein/Aus-geregelter Wärmepumpe absinkt. Dies wird mit dem nachfolgend dargestellten Beispiel einer leistungsgeregelten L/W-WP in einem Niedrigenergiegebäude in Zürich verdeutlicht.

Wird die Heizkurve auf dem Heizungsregler unnötig hoch eingestellt, kann zwar eine einwandfreie Beheizung des Gebäudes gewährleistet werden, der Vorteil der Leistungsregelung geht jedoch vollständig verloren, da das Betriebsverhalten und die Effizienz der leistungsgeregelten L/W-WP stark nachteilig beeinflusst werden. Infolge dieser zu hohen Einstellung der Heizkurve arbeitet die leistungsgeregelte L/W-WP selbst im Teillastbetrieb bei Umgebungstemperaturen über dem Auslegungspunkt bei deutlich zu hoher Leistung im Taktbetrieb (Bild 9 links). Es resultieren unnötig tiefe Leistungs- und Jahresarbeitszahlen, welche infolge der Verluste des Frequenzumrichters unter den Effizienzwerten herkömmlicher Ein/Aus-geregelter Wärmepumpen, welche ohne Frequenzumrichter auskommen, liegen können. Wird die Heizkurve jedoch bestmöglich gemäss dem effektiven Bedarf des Gebäudes eingestellt, ist ein kontinuierlich leistungsgeregelter Betrieb der L/W-WP bei hoher Effizienz möglich (Bild 9 rechts). Im hier aufgeführten Beispiel beträgt die erreichbare Jahresarbeitszahl bei einer schlechten Einstellung der Heizkurve 3.70, während diese bei einer bestmöglichen Einstellung der Heizkurve 3.95 beträgt. Dieses Beispiel verdeutlicht die Bedeutung der Einstellung der Heizkurve bei Anwendung leistungsgeregelter Wärmepumpen in der Praxis eindrücklich.

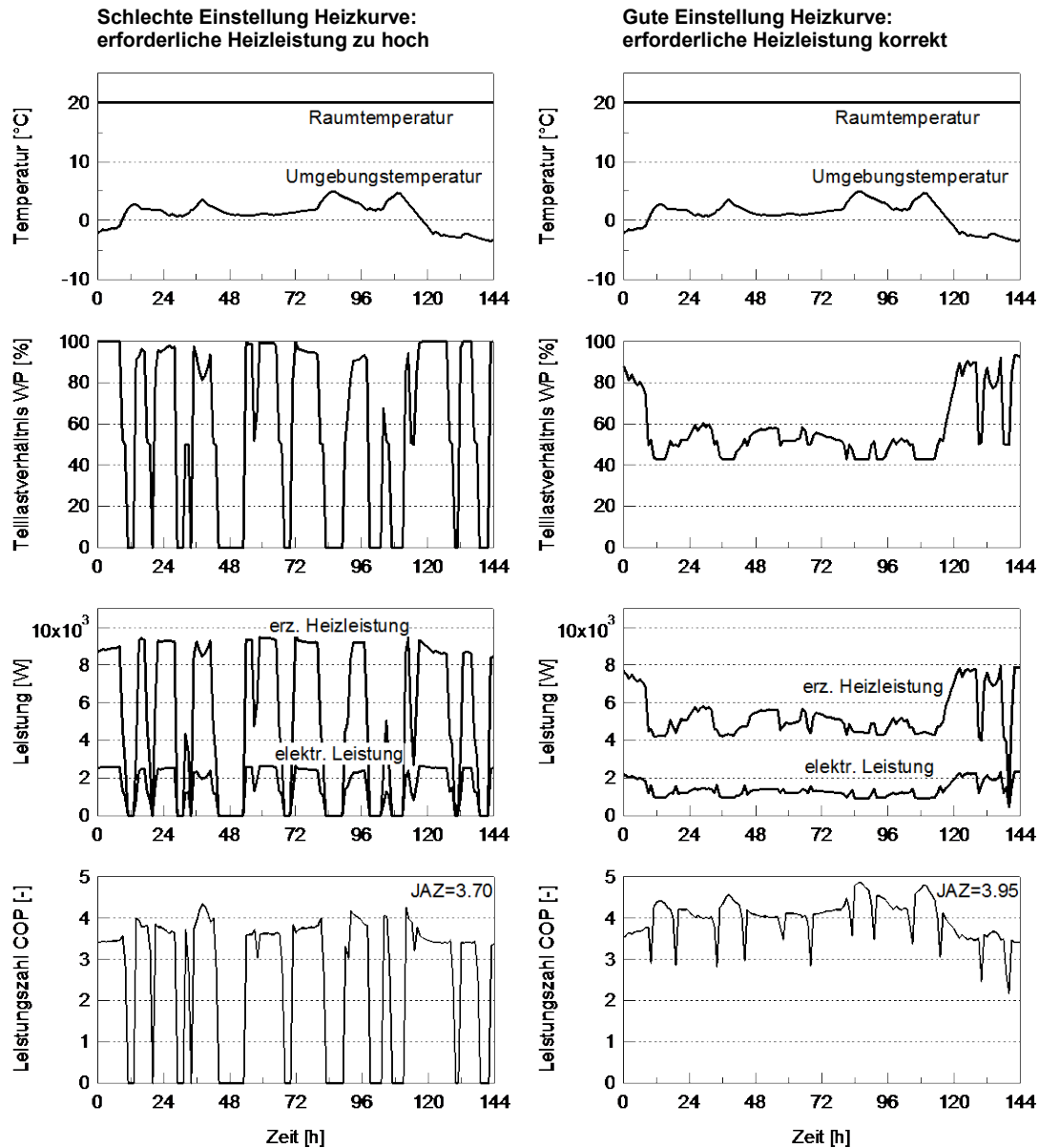


Bild 9: Zeitliche Verläufe der Umgebungstemperatur, der Raumtemperatur, des Teillastverhältnisses, der Heizleistung, der elektrischen Leistung und der Leistungszahl einer leistungsgeregelten L/W-WP [2] bei Anwendung einer schlechten (links) sowie einer guten Einstellung der Heizkurve (rechts) aus Simulationen für ein Niedrigenergiegebäude in Zürich.

Schlussfolgerungen

Die durchgeführten Untersuchungen bestätigen die Funktion der entwickelten Regelung und das Effizienzsteigerungspotenzial der Leistungsregelung von S/W-WP. Die entwickelte S/W-WP mit Leistungsregelung erreicht gegenüber dem Ein/Aus-geregelten Prototypen abhängig von der Heizkurve und der Tiefe der verwendeten Erdwärmesonde um bis 12% höhere Jahresarbeitszahlen.

Eine zwingende Voraussetzung zur Erreichung effizienter WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung ist der Einsatz von Kompressoren, Pumpen und Ventilatoren mit geeignetem Teillastverhalten, weiten zulässigen Regelbereichen und hohen Teillast-Wirkungsgraden. Eine weitere Voraussetzung, welche massgeblich über die Effizienz leistungsgeregelter Wärmepumpen entscheidet, ist die Anwendung der „richtigen“ Regelstrategie des Kompressors und eventueller Zusatzaggregate. Der Teillast-Wirkungsgrad des Kompressors hat einen starken Einfluss auf die Effizienz und die optimale Regelung leistungsgeregelter Wärmepumpen. Nimmt der Gesamtwirkungsgrad eines Kompressors bei Teillast stark ab, kann dies bei „falscher“ Regelung des Kompressors dazu führen, dass die Leistungszahl im Teillastbetrieb mit angepasster Heizleistung unter diejenige einer Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung sinkt.

Erfolgt der Betrieb leistungsgeregelter Wärmepumpen im Feldbetrieb anhand witterungsgeführter Heizungsregler hat die Einstellung der Heizkurve einen massgeblichen Einfluss auf das Betriebsverhalten und die Effizienz der Wärmepumpe. Schlechte Einstellungen der Heizkurve können trotz der eigentlichen Leistungsregelung zu schlechten Effizienzwerten führen, welche im Extremfall unter denjenigen klassischer Ein/Aus-geregelter Anlagen liegen können. Abhilfe könnten hier adaptive Heizungsregler mit selbstoptimierenden Heizkurven schaffen.

Danksagung

Das Projektteam bedankt sich beim Bundesamt für Energie BFE für die finanzielle Unterstützung und bei den Projektpartnern Emerson Climate Technologies GmbH und SWEP International AB für die wertvollen Inputs und die Unterstützung mit modernsten Produkten

Quellen

- [1] L. Gasser, B. Wellig, K. Hilfiker: WEXA – Exergie-Analyse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen, Bundesamt für Energie, 2008.
- [2] L. Gasser, I. Wyssen, M. Albert, M. Häusermann, M. Kleingries, B. Wellig: Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung, Bundesamt für Energie, 2011.
- [3] F. Karlsson, P. Fahlén: Energy saving potential of capacity controlled brine-to-water heat pumps, International Congress of Refrigeration, Washington D.C., 2003.
- [4] M. Erb, P. Hubacher, M. Ehrbar: Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen FAWA, Bundesamt für Energie, 2004.

Christian Seitz, Michael Uhlmann, Stefan Bertsch
NTB Hochschule für Technik Buchs
Werdenbergstrasse 4
CH-9471 Buchs
stefan.bertsch@ntb.ch
www.ntb.ch/ies

HEXModul⁽¹⁾ All-In-One: Kombiniertes Lüftungs- und Wärmepumpensystem mit hoher Energieeffizienz

⁽¹⁾: Früher als AirModul bezeichnet

Zusammenfassung

Eine gängige Methode zur Senkung des Energiebedarfs, ist die luftdichte Dämmung von Gebäuden. Dies führt aber zu einer Verringerung des natürlichen Luftwechsels, was die Installation einer kontrollierten Wohnungslüftung zu einer Notwendigkeit macht. Um den Einbau von Wohnungslüftungen mit dem Zielmarkt Mehrfamilienhaus zu vereinfachen wurde das System „HEXModul“ entwickelt und auf dem Markt eingeführt. Es handelt sich dabei um einen Abluftwärmetauscher welcher durch den kaminartigen Aufbau optimal innerhalb der Wärmedämmung des Gebäudes eingebaut werden kann, was zu deutlichen Kosten- und Platzersparnissen führt.

Dieser Beitrag präsentiert das Vorgehen bei der Erweiterung des bestehenden Systems um eine Wärmepumpe, welche durch die Ausnutzung der Energie im Abluftstrom entweder Brauchwarmwasser erwärmt oder die Gebäudeheizung unterstützt. Durch die intelligente Einbindung der Wärmepumpe entsteht ein energieeffizientes und wirtschaftliches Gesamtsystem zur Integration in die Sanierung und den Neubau.

Ziele der Arbeit sind ein überarbeitetes Design des Wärmetauschers, eine Steigerung der JAZ um 20% gegenüber herkömmlichen LW-WP und die Integration einer Kühlfunktion ins System. Zusätzlich solle mittels Messung und Simulation ein Vergleich zu konventionellen Systemen erfolgen.

Abstract

Airtight thermal insulation is a common method to reduce the energy consumption in households. This causes a reduction of the air change rate and therefore requires a mechanical ventilation system. To ease the installation of the ventilation system, “HEXModul” was developed for multi-family dwellings which has already been introduced in the market. This is a special kind of air duct with integrated heat exchanger which is mounted

vertically in a building within the thermal insulation. This way cost and the needed space can be reduced.

This report shows the process of extending the system using an air to water heat pump for domestic hot water or heating of the building. The new approach uses the exhaust air of the ventilation system as heat source for the heat pump. The combination of ventilation and heat pump generates an efficient system for both, building refurbishment and new buildings. The aim of the work is to gain a redesigned heat exchanger, to increase the seasonal efficiency of heat pumps by 20% and to integrate an air cooling into the system.

Einleitung

Im Zuge einer fortschreitenden Urbanisierung werden die Gebäude immer grösser, relativ hohe Geschosshöhen und tiefe Grundrisse sind die Regel. Oft haben nicht alle Räume Fassadenanstrich und müssen belüftet werden. Zusätzlich werden die Gebäudehüllen immer besser isoliert und abgedichtet. Dies bedingt, dass die Belüftung des Raumes kontrolliert erfolgt, idealerweise mit einer Wärmerückgewinnung (WRG). Auch für den Komfort ist eine Vorwärmung der Frischluft wichtig.

Es ist unbestritten, dass der Bedarf nach kontrollierter Wohnungslüftung in Zukunft zunehmen wird. Die heute auf dem Markt verfügbaren Systeme sind als Gesamtsysteme meist aufwendig und verlustbelastet. Dies gab Anlass, über neue Systeme nachzudenken. Das Resultat ist das System „HEXModul“, ein von Grund auf neu konzipierter Wärmetauscher aus einem speziellen Aluminiumprofil der vor allem für Überbauungen mit mehreren Wohneinheiten gedacht ist. Dieser wird im Gebäude kaminartig eingebaut und fügt der Abluft Wärme zu, die er der Zuluft entzieht. Die Idee stammt von der Firma HEXModul AG, welche gemeinsam mit Partnern solche Wärmetauscher-Kamine für WRG erfolgreich am Markt vertreibt. Das Lüftungssystem erlaubt eine separate Belüftung der einzelnen Wohnungen und vermeidet auf Grund der Integration der Wärmetauscherfunktion in den Luftkanal, unnötig lange, verlustbringende Luftleitungen. Hierbei werden zwei getrennte Luftkanäle durch ein Rippensystem thermisch miteinander verbunden. Die Ausrichtung der Lüftung über Dach nach oben bringt vor allem in urbanen Bereichen Vorteile, da die Luft im bodennahen Bereich mit Staub, Schadstoffen und Abgasen belastet ist und sich somit nicht als Dauerluftquelle eignet.

Der grundsätzliche Aufbau des HEXModuls ist in **Bild 1** zu sehen.

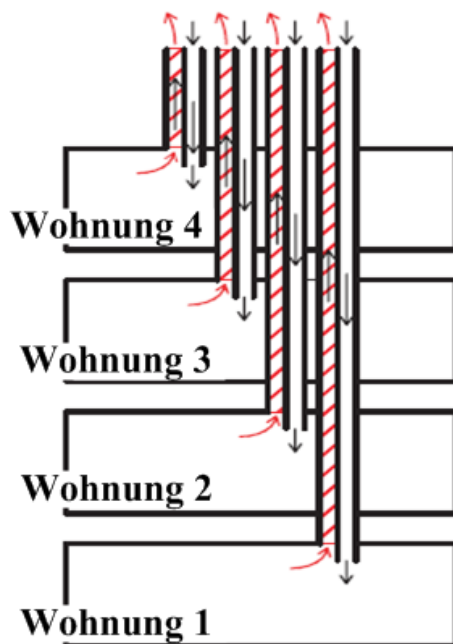


Bild 1: Grundprinzip des HEXModuls für vier Wohnungen

Die Einfachheit des HEXModuls sowie viele weitere Vorteile und nicht zuletzt der Umstand, dass es preislich den herkömmlichen Systemen standzuhalten vermag, haben ihm bisher einen grossen Verkaufserfolg beschieden. HEXModul besteht aber nicht nur durch seine Einfachheit, sondern auch durch den Umstand, dass es im Gegensatz zu anderen kontrollierten Wohnungslüftungen Abluft aller Art wie stark feuchtigkeitsbelastete Kochstellenabluft oder auch Verbrennungsabgase aufnehmen kann.

Damit eröffnen sich interessante Weiterentwicklungsmöglichkeiten im Bereich der Energieeffizienz, so zum Beispiel die Erweiterung zu einem integrierten Heiz-, Klima- und Lüftungssystem. Die Grundidee ist die Integration von Lüftung, Wärmepumpe (WP) und optional der Verbrennung in einem System, um die Heizkosten zu senken. Warme feuchte Abluft kann aus der Wohnung entfernt und die Zuluft durch Übertragung von Wärme aus der Abluft erwärmt werden. Nachfolgend entzieht die Wärmepumpe dem Kamin am äusseren Ende mit einem Verdampfer Wärme auf einem hohen Temperatur Niveau, die dann entweder für die Erwärmung von Brauchwarmwasser oder für die Hausheizung genutzt werden kann.

Ziele und Vorgehen

Ende 2014 wurde mit der Firma HEXModul AG ein Projekt gestartet in dem die Entwicklung des Gesamtsystems erfolgen soll und das bis Ende 2015 dauern wird. Als Basis für die Entwicklung wird das bereits existierende Konzept von HEXModul dienen. Lüftung, Wärmepumpe und Verbrennung werden zu einem gemeinsamen System mit dem Wärmetauscher-Kamin im Zentrum integriert. Dadurch soll bei geringen Investitionskosten ein energetisch optimales System erarbeitet werden, das die Vorteile der Einzellösungen für

Lüftung, Heizung und Kühlsystem kombiniert und verbessert. Das System soll für den Neubau- und Sanierungsmarkt im oberen und mittleren Preissegment konzipiert sein.

Die Zielsetzungen lassen sich in drei Hauptthemen aufteilen

1. Mit thermischen Simulationen vom Wärmetauscher wird die bisherige Geometrie optimiert. Weiter soll das Wärmetauscher Profil statt durch Strangpressen neu durch verpressen von gewalzten Aluminiumblechen hergestellt werden. Die dadurch erzielte Materialeinsparung wird zu einer Reduktion von Kosten und Gewicht führen.
2. Ergänzung des Systems mit einer Wärmepumpe. Das Gesamtkonzept soll bei typischem Einsatz eine Verbesserung der JAZ herkömmlicher Luft-Wasser Wärmepumpen von mindestens 20% erreichen.
3. Integration der Kühlfunktion ins System.

Am Ende soll ein energetischer Vergleich des Primärenergieverbrauchs und der JAZ von herkömmlichen Systemen und dem All-In-One mit einer Ganzjahressimulation vorgenommen werden.

Um die Ziele zu erreichen wird folgendermassen vorgegangen. In einem ersten Schritt wird durch Simulationen die bestmögliche Geometrie des Wärmetauscher-Kamins gefunden die dann verwirklicht wird. Anschliessend werden die Dimensionierung der Wärmepumpe für Heiz- und Warmwassereinsatz sowie die Lage des optimalen Bivalenzpunktes bei Anwendungen mit Verbrennungsöfen geklärt. Schliesslich werden mit Jahressimulationen Aussagen über die Effizienz gemacht. Dazu müssen die bisherigen einfachen Simulationsmodelle erweitert und durch Messungen an einer Laboranlage verifiziert werden.

Aufbau und Technische Beschreibung

Die Schlüsselkomponente des Systems bildet ein Wärmetauscher, wie in **Bild 2** gezeigt. Die zwei parallel verlaufenden Kanäle für Zu-und-Abluft werden zu einem Doppelkanal verbunden und sind durch eine neutrale Zwischenzone räumlich getrennt. Die Kanäle übernehmen im Lüftungssystem zwei Hauptfunktionen. Einerseits wird die Luft in beide Richtungen zwischen den einzelnen Etagenwohnungen und dem Dachbereich des Gebäudes transportiert und andererseits werden die langen Transportdistanzen genutzt, um die Wärme im Gegenstrom von der hochsteigenden Abluft auf die absteigende Zuluft zu übertragen. Der Temperaturverlauf im Zuluft Kanal ist kontinuierlich, von oben (etwa Aussentemperatur) nach unten (etwa Innentemperatur).

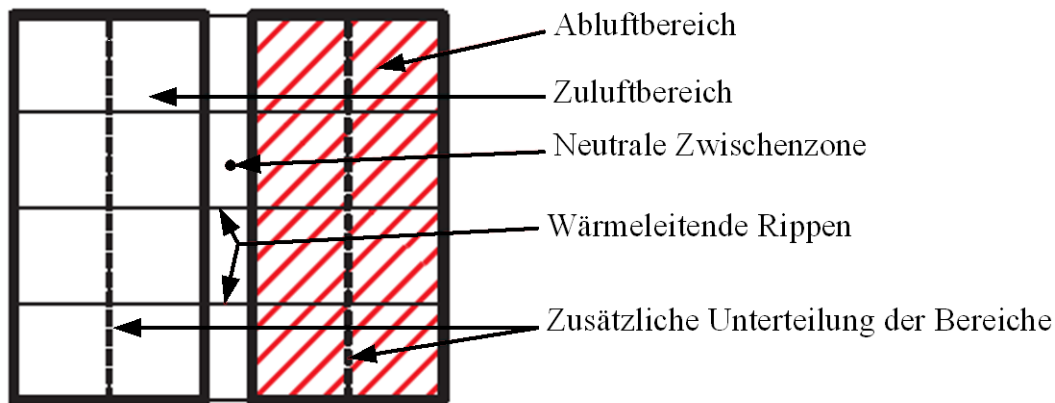


Bild 2: Querschnitt des bisherigen Wärmetauscher-Kamins

Der Kanal ist kaminartig langgezogen. Die Abmessung in Längsrichtung ist viel grösser als in Querrichtung, sodass die theoretisch ebenfalls auftretende Längsleitung gegenüber der Querleitung vernachlässigt werden kann. Auf Grund der hohen Wärmeleitfähigkeit des Materials verteilt sich die Temperatur praktisch gleichmässig über den ganzen Querschnitt.

Die Integration des HEXModuls im Gebäude erfolgt, wie in **Bild 3** zu sehen ist, im Dachbereich, wo die Kamine von allen Wohnungen zusammengefasst und nebeneinander platziert werden. Hier sind auch die Ventilatoren angeordnet, entweder separat je Wohnung oder bei einfacheren Anlagen als Sammelventilatoren in zweifacher Ausführung. Die Wartung, Kontrolle und Reinigung der Kamine erfolgt vom Dachbereich her, ohne dass die Wohnungen betreten werden müssen.

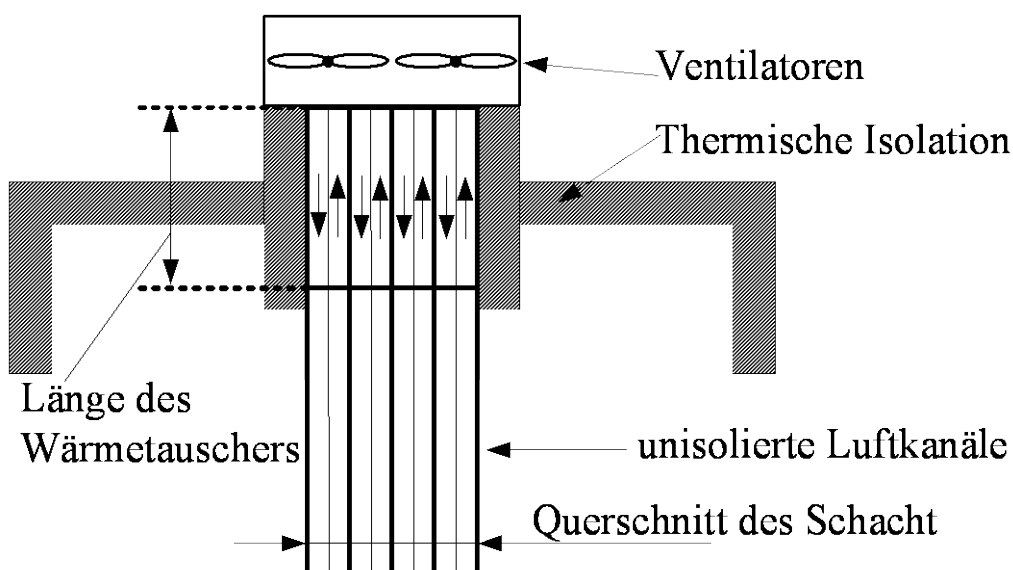


Bild 3: Integration der Wärmetauscher-Kamine

Der Einbau des Wärmetauscher-Kamins erfolgt innerhalb der Dämmschicht des Gebäudes. Damit können thermische Störzonen und damit sämtliche Leitungsverluste weitgehend vermieden werden.

Bei der Erweiterung zum Gesamtsystem wird die Wärmerückgewinnung mit einer Wärmepumpe und optional mit einem Stützbrenner kombiniert.

Im Zentrum steht der Wärmetauscher-Kamin bei dem aber zusätzlich die WP-Komponenten Verdampfer und Unterkühler integriert werden. Im Verdampfer wird der Abluft Wärme entzogen und im Unterkühler die Zuluft erwärmt. Damit lässt sich die im Abluftstrom verbleibende Restwärme nach dem Lüftungswärmetauscher verwerten. Zudem kann in der Wärmepumpe eine sehr hohe Unterkühlung des Kältemittels gewährleistet werden was direkt der Effizienz zu Gute kommt.

Bild 4 zeigt den prinzipiellen Einbau der Wärmepumpe in den Wärmetauscher-Kamin. WRG und Wärmepumpe werden in einem System gebündelt, in dem der Wärmetauscher-Kamin die zentrale Rolle spielt.

Der Wärmetauscher-Kamin wird grundsätzlich in drei Bereiche aufgeteilt. Dies ist einerseits der Bereich mit reinem Wärmeaustausch zwischen Zuluft und Abluft, andererseits die Bereiche, wo auch das Kältemittel Einfluss hat, also bei der Verdampfung und Unterkühlung.

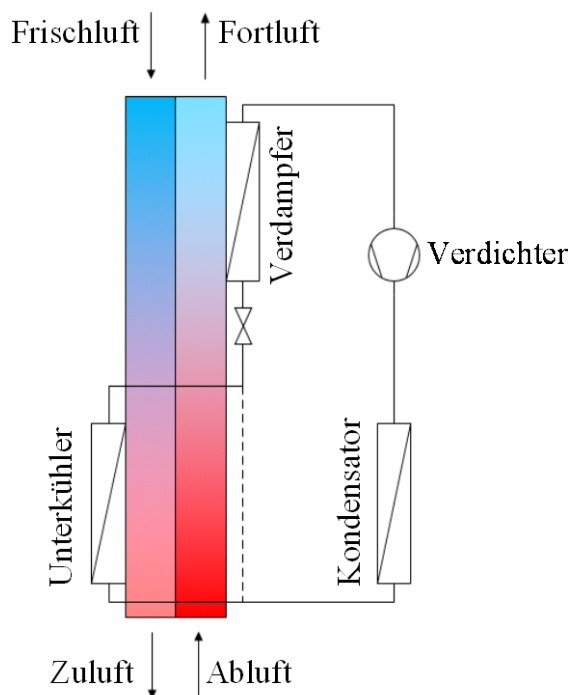


Bild 4: Schema des All-In-One System

Die thermische Ankopplung des Kältekreislaufs an den Luftvolumenstrom erfolgt durch Leitungen, die zum Beispiel durch einpressen an der äusseren Seite des Wärmetauschers aufgebracht werden. **Bild 5** zeigt den grundsätzlichen Aufbau des Luftkanals mit den Ankopplungsstellen für die Kältemittelleitungen.

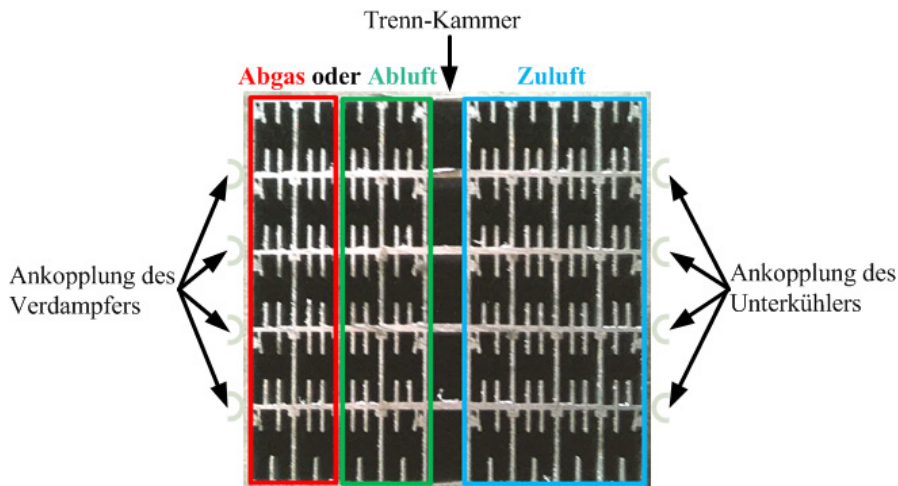


Bild 5: Wärmetauscher Profil mit den Unterteilungen für Zuluft, Abluft und Abgas.

Da eine Wärmepumpe aus ökonomischer Sicht vor allem für die Grundlast abdecken soll und in der hier gewählten Anordnung auch in der Leistung begrenzt ist, kann das System zusätzlich bivalent gefahren werden. Die Wärmepumpe deckt die Grundlast und der Brenner/Holzofen deckt die Spitzen.

Der Wärmetauscher-Kamin verfügt über eine Fähigkeit, die sich das Gesamtsystem zunutze machen kann. Es ist dank seiner besonderen Konstruktion gas dicht, sodass alle Arten von Abwärme zurück gewonnen werden können. **Bild 5** zeigt einen horizontalen Querschnitt durch das Profil. Hier ist zu sehen, dass der Wärmetauscher in mehrere Zonen aufgeteilt ist, die komplett voneinander abgeschlossen sind. Dies eröffnet die Möglichkeit die Abgase eines Verbrennungsofens ins System zu leiten und deren Restwärme nutzbar zu machen. Die gesetzlich vorgeschriebene Trennung von Frischluft und Abgasen kann durch die zusätzliche Kammer problemlos eingehalten werden.

Erstmals kommen die drei Geräte Lüftung, Wärmepumpe und Verbrennung in so enger Zusammenarbeit als Gesamtsystem zum Einsatz. Sie können ihre Stärken ausspielen, und helfen sich in ihren charakteristischen Schwächen. Dennoch erhalten sie betrieblich diejenige Autonomie, die sie brauchen. Die Wechselwirkung der drei Komponenten im Gesamtsystem führt zu einem Schub in der Energieeffizienz und gleichzeitig zu einer Vereinfachung gegenüber herkömmlichen Systemen. Nach [1] ist das System im Stande, höhere Effizienz zu erreichen als die Kombination von WRG, WP und Verbrennung mit heute am Markt erhältlichen Geräten.

Simulation

Es wurden mehrere Simulationen im Zusammenhang mit dem Gesamtsystem durchgeführt und dabei zwei Ziele verfolgt. Erstens sollen die Komponenten optimiert werden, zum Beispiel die Länge der Rohre von Verdampfer und Unterkühler und die innere Geometrie des Lüftungswärmetauschers im Kamin. Zweitens sollen Aussagen über die zu erwartende Effizienz gemacht werden können.

Für die Untersuchungen zur Geometrie des Lüftungswärmetauschers wurde die Software ANSYS verwendet. Damit wurde für mehrere Varianten der Wärmeübergang vom Kanal zur Luft ermittelt. In der späteren Ausführung soll dann die Geometrie mit dem besten Wärmeübergang, wie in **Bild 6** gezeigt, zur Anwendung kommen.

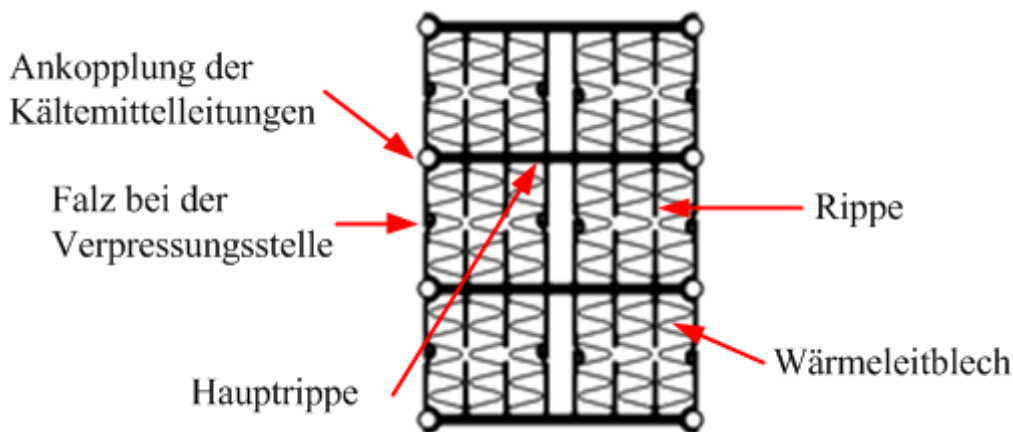


Bild 6: Verbesserter Querschnitt durch den Lüftungswärmetauscher

Als nächster Schritt wurde das Modell der Wärmepumpe in EES erstellt. Dieses ist für den Kältekreislauf mit den Komponenten gemäss **Bild 7** aufgebaut.

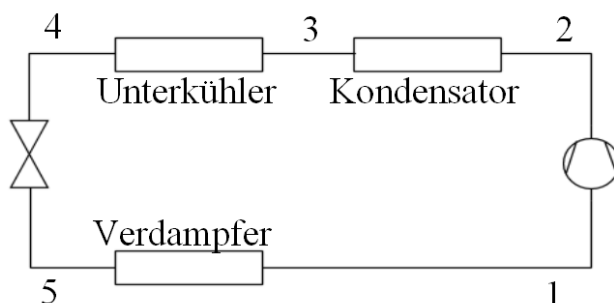


Bild 7: Kältekreislauf der Wärmepumpe

Da es sich hier seitens Einbindung um ein komplexeres System handelt, fällt die Definition der Leistungszahl unkonventionell aus. Der Ansatz $COP = \text{Nutzen zu Aufwand}$ stimmt hier

nicht, solange nur elektrische Leistung und Kondensationswärme betrachtet werden. Grundsätzlich ist der Nutzen des Gesamtsystems die Summe aus Brauchwarmwasser Erwärmung bzw. der Heizungsunterstützung und der Erwärmung des zufließenden Luftstromes von der Aussenluft Temperatur auf die Zuluft Temperatur. Nur wird der Nutzen nicht alleine von der Wärmepumpe geliefert, ein Teil davon stammt von der Wärmerückgewinnung im Wärmetauscher-Kamin.

Die Wärmeübertragung zwischen den Luftströmen und dem Kältemittel im Unterkühler und im Verdampfer der Wärmepumpe beeinflussen die Wärmeübertragung zwischen den beiden Luftströmen. Da der Verdampfer der Abluft Wärme entzieht, wird die Zuluft vor dem Unterkühler bei laufender Wärmepumpe weniger stark erwärmt als bei ausgeschalteter Wärmepumpe. Hingegen wird die Zuluft durch den Unterkühler zusätzlich aufgeheizt, wenn die Wärmepumpe in Betrieb ist. Die Verdampfungs- und die Unterkühlungswärme haben somit Einfluss auf die erzielte Zuluft-Temperatur aus dem Wärmetauscher-Kamin. Deshalb wird zuerst verglichen, welche Temperaturen die Zuluft annimmt, wenn die Wärmepumpe eingeschaltet ($T_{\text{Zuluft, WP Ein}}$) bzw. ausgeschaltet ($T_{\text{Zuluft, WP Aus}}$) ist. Die zusätzliche Erwärmung, „ $Q_{\text{Luft, Zusatz}}$ “ der Zuluft entsteht durch die Wärmepumpe, und muss deshalb als Nutzen in die Leistungszahl miteinbezogen werden. Somit wird die totale, der Wärmepumpe anrechenbare Wärmeleistung Q , folgendermassen aus der Brauchwarmwasser Erwärmung Q_{BWW} und der zusätzlichen Erwärmung des Luftstromes V_{Luft} bestimmt.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{\text{BWW}} + \dot{V}_{\text{Luft}} \cdot \rho_{\text{Luft}} \cdot c_{p, \text{Luft}} \cdot (T_{\text{Zuluft, WP Ein}} - T_{\text{Zuluft, WP Aus}})$$

Zusammen mit der elektrischen Leistungsaufnahme P_{elektr} der Wärmepumpe ergibt sich die Leistungszahl des Systems.

$$\text{COP}_{\text{System}} = \frac{\dot{Q}}{P_{\text{elektr}}}$$

Diese Leistungszahl kann nun zu Vergleichszwecken mit anderen Luft/Wasser Wärmepumpen verwendet werden.

In einer parametrischen Studie mit dem Wärmepumpenmodell folgte die Festlegung der Rohrlängen von Verdampfer und Unterkühler wobei ein gutes Kosten/Nutzen Verhältnis angestrebt worden ist. Die Auslegung erfolgte für den Betrieb zur Erwärmung von Brauchwarmwasser mit Abluft, die aus reiner Raumluft besteht, also ohne Abgase von einem Brenner.

Bild 8 zeigt die aus der Simulation resultierende Leistungszahl sowie die Verdampfungs-Temperatur des Kältemittels des All-In-One in Bezug auf die Aussenluft-Temperatur. Der schraffierte Bereich im Bild kennzeichnet die Aussenluft-Temperaturen, bei denen keine Erwärmung der Zuluft mehr erwünscht ist. Dann wird der Unterkühler nicht mehr von Kältemittel durchströmt werden. In diesem Fall kann auf reinen Abluftbetrieb umgeschaltet werden.

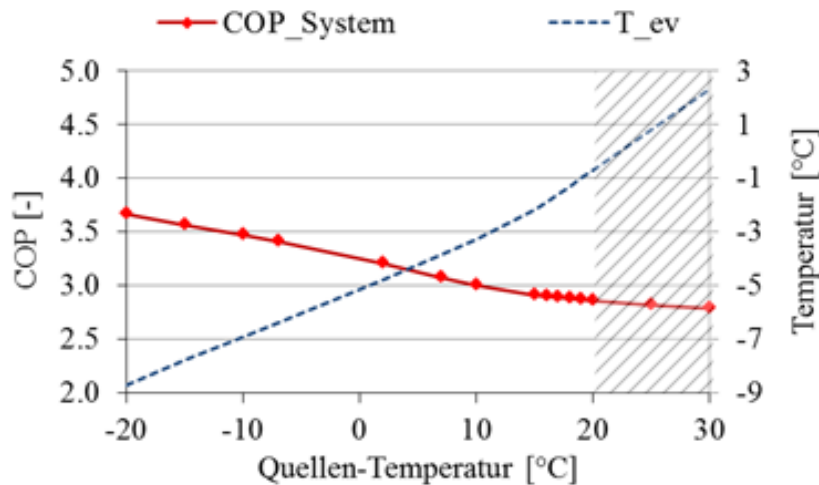


Bild 8: Simulationsergebnisse zum All-In-One System in Abhängigkeit der Aussenluft-Temperatur bei einer Vorlauftemperatur von 55°C am Kondensator.

Der Verlauf der Leistungszahl ist ungewöhnlich da sie zu tieferen Aussenluft-Temperaturen hin ansteigt. Der Grund dafür liegt bei der Erwärmung der Zuluft im Unterkühler, die bei tiefen Lufttemperaturen deutlich höher ausfällt als bei hohen. Dies ist in **Bild 9** zu sehen, in dem der zusätzliche Nutzen, „Q_{Luft,zusatz}“ in Abhängigkeit der Aussenluft-Temperatur aufgezeichnet ist.

Bemerkenswert ist auch, dass die Verdampfungstemperatur bei tiefen Temperaturen der Aussenluft auf Grund der warmen und feuchten Abluft im Wärmetauscher-Kamin höher liegt als die Aussenluft-Temperatur. Dies wirkt sich nicht nur positiv auf den COP aus, sondern auch auf die Vereisung des Verdampfers.

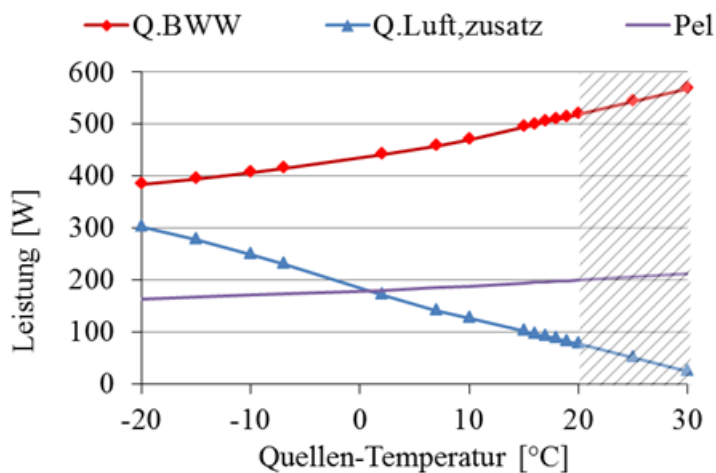


Bild 9: Simulierte Leistungen im All-In-One bei einer Vorlauftemperatur von 55°C.

Effizienz

Die Effizienz des All-In-One Systems wird auf einem hohen Niveau liegen. Die Gründe dafür sind nachfolgend aufgezeigt.

1. Die Nutzung der Abluft als Quelle für die Wärmepumpe führt auf Grund der höheren Temperatur der Abluft gegenüber der Umgebungsluft zu einer Steigerung der Leistungszahl. Bei der Abkühlung wird teilweise der Taupunkt unterschritten was zu nutzbarer Latent-Wärme führt.
2. Die hohe Unterkühlung des Kältemittels von 20-40K statt den typischen 3K im Unterkühler kann auf die Zuluft übertragen werden, was die Effizienz der Wärmepumpe steigert.
3. Der Wärmetauscher bewirkt keine relevanten luftseitigen Druckverluste, was sich zusätzlich verlustmindernd auswirkt.
4. Wird ein Brenner ins System eingekoppelt, kann die Energie der Abgase verwertet werden, der COP steigt zusätzlich.
5. Die Abtauung kann über einen weiten Bereich direkt mittels der Abluft erfolgen, daher fällt der jährliche Energiebedarf dafür kleiner aus.

Vergleich mit herkömmlichen Lüftungen

Der grosse Unterschied des All-In-One ist, dass es keine klare Unterscheidung zwischen Abluftwärmetauscher und Wärmepumpe mehr gibt. Es handelt sich um ein Gerät, dass durch die Integration beider Funktionen wesentliche Effizienzvorteile mit sich bringt. So kann eine sehr grosse Unterkühlung erreicht werden. Des Weiteren wird insgesamt nur ein Wärmetauscher für Komfortlüftung und Verdampfer benötigt. Dies führt wiederum zu Kosteneinsparungen gegenüber dem herkömmlichen System.

Schlussfolgerungen

Die Kombination von Lüftung, Wärmepumpe und optionaler Verbrennung führt nicht nur in Bezug auf die Systemeffizienz zu Vorteilen. Es fällt auch die Integration ins Gebäude einfacher aus. Die Vorteile des Wärmetauscher-Kamins gegenüber herkömmlichen KWL lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Der Wärmetauscher ist ein Teil der ohnehin benötigten Luftleitungen des Kanalsystems. Somit fallen die ausgedehnten, verlustbringenden passiven Transportleitungen weg.
- Einfache Montage und Wartung da das System zusammengefasst platziert ist.
- Hohe Eignung für Sanierungen auf Grund des geringen Platzbedarfs.
- Einfache Reinigung des Luftwärmetauschers durch den Kaminfeger.
- Einkopplungsmöglichkeit von diversen Medien wie zum Beispiel Abgase.
- Geringe Geräuschemissionen da sich der Antrieb im Mündungsbereich ausserhalb der Wohnung befindet.
- Gratis Zuluftkühlung im Sommer bei der Warmwasserbereitung.
- Luftkanalsystem kann im Gebäude ohne Isolation verlegt werden was eine Kosten- und Platzersparnis darstellt.

Danksagung

Die Autoren danken dem Bundesamt für Energie (BFE) und im speziellen Herrn Stephan Renz herzlichst für die finanzielle Unterstützung dieser Untersuchung. Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichts verantwortlich.

Quellen

- [1] D. Oppliger, S. Bertsch: Untersuchungen zur Erweiterung des Wärmetauscher-Kamins mit einer Wärmepumpe, Institut für Energiesysteme IES / NTB, 2011.

Michele Zehnder, Dr.
Teamleiter Entwicklung Wärme
CTA AG
Hunzikenstr. 2
CH-3110 Münsingen
michele.zehnder@cta.ch
www.cta.ch

Herausforderungen an die Wärmepumpenforschung aus Sicht der CTA

Zusammenfassung

Für die Weiterentwicklung der Wärmepumpentechnologie sind die aktuellen Herausforderungen in den Kontext der sich wandelnden Rahmenbedingungen zu setzen. Die politisch definierten Effizienzziele können nur koordiniert über mehrere Technologiestufen erreicht werden. Die analysierten Schwerpunkte decken die Möglichkeiten in den Bereichen Komponenten, Systemintegration, Hybridansätze und Regelung ab. Dies erfordert eine intensive Zusammenarbeit mit den verschiedenen Kompetenzzentren, der Industrie und der Politik.

Résumé

Les différents défis technologiques pour le développement de pompes à chaleurs sont mis en évidence et analysés par rapport au cadre changeant. Les axes de recherche étudiés couvrent les composants, l'intégration dans le système, les concepts hybrides ainsi que la régulation. Pour atteindre les buts d'efficacité définis par la politique il est nécessaire de regrouper les centres de compétence et de collaborer avec l'industrie et la politique.

Die Wärmepumpe der Schlüssel zu einer effizienten Systemzukunft

Die Evolution der Wärmepumpentechnologie hat in den letzten Jahrzehnten bedeutsame Schritte erfahren. Während bis Mitte der 90'er Jahre die Produkte noch unter dem Prädikat Pionierphase gebaut wurden, konnte mittels Standardisierung und entsprechenden Förderungsmassnahmen die Marktdurchdringung wesentlich erhöht werden. Der Schweizer Markt hat bis Mitte der 2000'er Jahre international zusammen mit Schweden eine Vorreiterrolle übernommen [1]. Einen Beitrag zur standardisierten Umsetzung haben die vom BFE finanzierten Projekte Standardschaltungen für Kleinwärmepumpen beigetragen [2],

welche bis heute die Grundlage für die hydraulische Integration bilden. Gleichzeitig förderte die Einführung des D-A-CH Wärmepumpen Gütesiegels (heute EHPA Gütesiegel, siehe [3]) im 2001 die Transparenz und die Vertrauensbasis für qualitativ hochstehende Produkte und Dienstleistungen. Diese Bestrebungen werden laufend ergänzt. Zum einen durch die Einführung des FWS Wärmepumpen-Systemmoduls [4] und zum andern durch die Einführung einer Energie-Etikette für alle Wärmeerzeuger im EU Raum [5]. Somit können sämtliche Wärmeerzeuger und Systeme technologieübergreifend besser miteinander verglichen werden.

All dieser Massnahmen zum Trotz und entgegen dem politischen Willen, erfahren die Wärmepumpen Verkaufsstückzahlen seit 2008 kein wesentliches Wachstum mehr.

Die Wärmepumpe bzw. der darin zugrundeliegende thermodynamische Kreisprozess ist die Schlüsseltechnologie für die angestrebten politischen Ziele eines nachhaltigen Energieverbrauchs. Im Kontext der Bereitstellung von Wärme im mittleren Temperaturbereich (z.B. für das Heizen oder die Warmwasserbereitung) oder für die Abdeckung eines Kühlbedarfes bildet der Wärmepumpenprozess die Grundlage und das Potential für eine nennenswerte Steigerung der Systemeffizienz gegenüber einer Direktumwandlung von „nobler“ Primärenergie. Berücksichtigt man den Energiefluss vom Primärenergieträger bis zur bereitgestellten Wärme, bleibt immer noch ein theoretisches Verbesserungspotential von über 50% (siehe exergetischer Wirkungsgrad am Beispiel eines Wärmebedarfes bei 50°C und bei Umgebungstemperatur von 0°C, Bild 1) und mehr. Bild 1 verdeutlicht, dass hochwertige Energieformen nicht direkt aber immer besser in Verkettung mit einem Wärmepumpenprozess transferiert werden sollten. Gleichzeitig zeigt dies auch die unvergleichbare Flexibilität der Wärmepumpe für eine optimale Umsetzung.

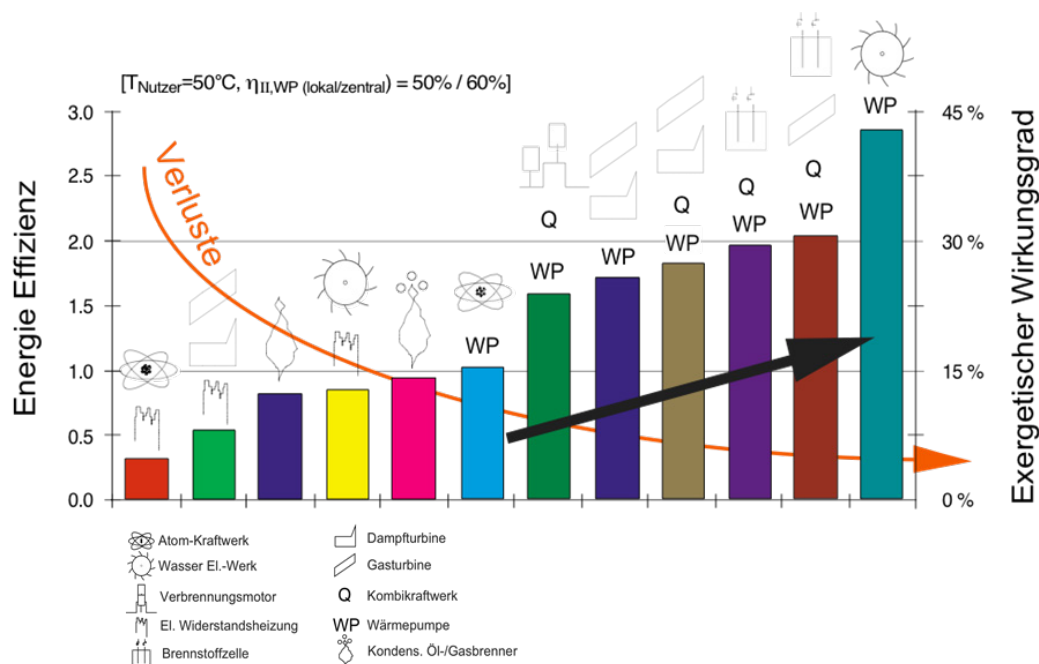


Bild 1: Umwandlungseffizienz vom Primärenergieträger zu Wärme bei 50°C und Umgebungstemperatur von °C, nach [6]

Politische Ziele, Effizienzpfad

Im Rahmen der aktuellen Debatte über eine mögliche Energiewende und der klimapolitischen Dringlichkeit für eine globale nachhaltige Entwicklung wurden in der Schweiz, wie auch in der EU mittelfristige Ziele gesetzt.

Für eine Gesellschaft mit einem nachhaltigen Ressourcenverbrauch steht auch der Begriff der 2000W Gesellschaft. Für unsere Gesellschaft hat dies zur Folge, dass gegenüber der aktuellen Belastung (siehe Tabelle 1, Stand 2010) der Primärenergieverbrauch je Einwohner um das Dreifache reduziert, der absolute Anteil an erneuerbaren Energieträgern um das Dreifache gesteigert und die Treibhausgasemissionen um mehr als das Achtfache vermindert werden müssen. Der SIA Effizienzpfad 2050 sieht eine schrittweise Annäherung vor.

	2010	2035	2050	« 2000W »
Primärenergieverbrauch (Watt/Einwohner)	6300	4400	3500	2000
Nicht erneuerbare Energieträger (Watt/Einwohner)	5800	3300	2000	500
Treibhausgas-Emissionen (T Co ₂ eq/Einwohner/Jahr)	8.6	4.2	2.0	1.0

Tabelle 1: Energie Effizienzpfad 2050 nach SIA, [7]

Das Erreichen dieser Zielsetzungen setzt in verschiedenen Lebensbereichen (Wohnen, Mobilität, etc.) einen technologischen Wandel voraus, welcher in der vom BFE vorgestellten Strategie in Bezug auf die Wärmepumpenanwendung konkretisiert dargestellt wird (siehe Tabelle 2).

	2011	2025	2050
Gütegrad bei Wärmepumpen	45	55	65
Jahresarbeitszahl bei Neubauten			
• Luft/Wasser-Wärmepumpe	3.3	5.0	7.0
• Sole/Wasserwärmepumpe	4.5	6.0	8.0
GWP der Arbeitsmedien		< 6	< 2

Tabelle 2: Technische Ziele des aktuellen BFE Forschungsprogrammes [8]

Die in Tabelle 2 aufgeführten Zielsetzungen seien hiermit noch erläutert:

Steigerung des Gütegrades bei Wärmepumpen

Ein Gütegrad⁵ von 65% setzt beim Normbetriebspunkt nach EN14511 bei Sole/Wasser bei B0/W35 einen COP Wert von 5.7 und bei Luft/Wasser bei A2/W35 von 6.1 voraus. Aktuelle Bestwerte gemäss den veröffentlichten WPZ Prüfergebnissen [9] erreichen einen Wert von 57% / 5.0 (Sole/Wasser) resp. 47% / 4.4 (Luft/Wasser).

Erreichung der Jahresarbeitszahlen bei Neubauten

Die vom Bund in Auftrag gegebene Studie für Langzeit Feldmessung von Wärmepumpenanlagen (bekannt als FAWA Studie) zeigt, dass die mittlere Jahresarbeitszahl des beobachteten Feldbestandes von mittlerweile 140 Anlagen seit 1999 keine Steigerung mit sich gebracht hat. Die aus dieser Studie gemessenen Bestwerte liegen bei einer Jahresarbeitszahl von 5.6 (Sole/Wasser) bzw. 3.4 (Luft/Wasser).

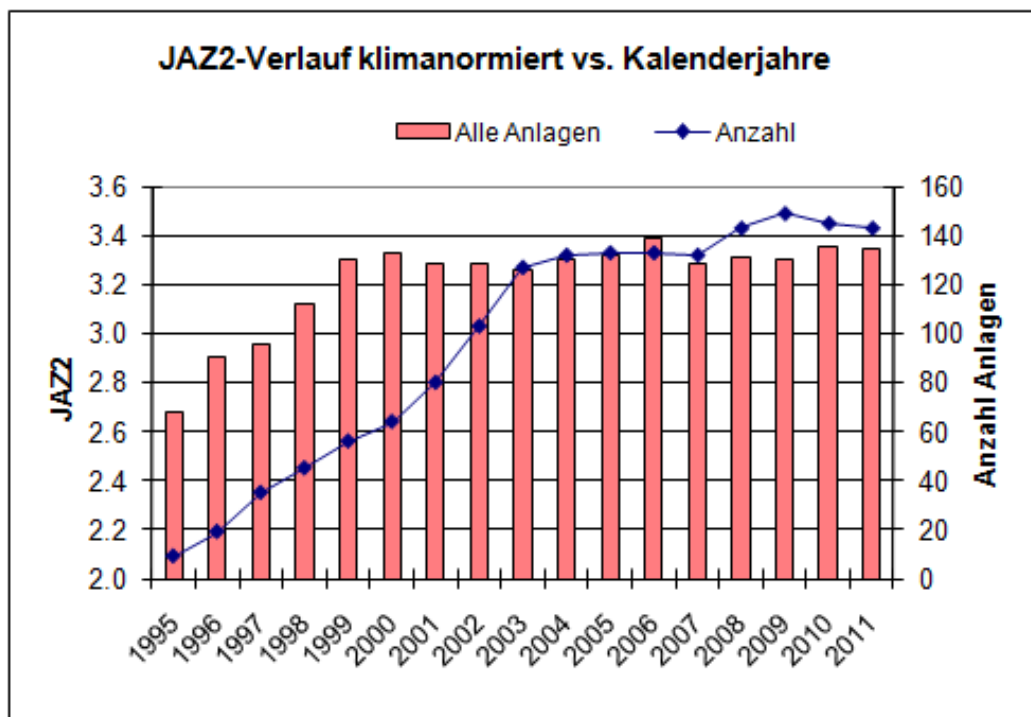


Bild 2: Jahresarbeitszahlen von installierten Wärmepumpenanlagen [10]

GWP der Arbeitsmedien

Die aktuell verwendeten Arbeitsmedien in den Wärmepumpen beinhalten mit Ausnahme der brennbaren, natürlichen Kältemittel (Propan R-290 oder Isobutan R-600a) fluoridierte Kohlenwasserstoffe und weisen einen GWP Wert deutlich über den gewünschten Grenzwerten auf [11]. Der Einsatz von Ammoniak oder CO₂ ist im Kontext der Wohnbauten

⁵ Als Referenz wird hier der reversible Kreislauf nach Carnot berücksichtigt.

kleiner und mittlerer Leistung nicht von Bedeutung. Einen Grenzwert <6 berücksichtigt ebenso die neuen HFO Kältemittel R-1234-yf (GWP 4) sowie R-1234-ze (GWP 6), wie auch das brennbare, natürliche Kältemittel Propan (GWP 3), welches bereits⁶ in der Wärmepumpenbranche für aussen aufgestellte Geräte eingesetzt wird. Die Eingrenzung auf einen tieferen GWP Grenzwert von <2 für den Horizont bis 2050 erstaunt aus heutiger Betrachtungsweise. Es ist derzeit unvorstellbar mit einer drastischen Eingrenzung der verfügbaren Kältemittel die erwünschten Höchstwerte im Gütegrad erreichen zu können.

Einen Wandel hinsichtlich der heute mehrheitlich eingesetzten fluorierten Kältemittel hin zu alternativen Produkten wird durch die EU F-Gase Verordnung untermauert [12]. Diese sieht eine drastische Reduktion der Umlaufmenge mittels Quotensystem vor. Bis im Jahr 2020 werden die Quoten auf 63% und bis im Jahr 2030 auf 21% der im Jahr 2014 festgelegten Umlaufmenge beschränkt. Durch dieses verordnete Phase Down Szenario werden Kältemittel Alternativen mit tiefem GWP forciert. Ob dies einen positiven Einfluss auf die Gesamtemissionen (TEWI Kennzahl) haben wird, ist noch offen und ist etwas in den Hintergrund der Diskussionsgrundlagen geraten.

Forschungsschwerpunkte

Unter Berücksichtigung des beschriebenen Umfelds in Bezug auf eine nachhaltige Entwicklung resultieren folgende Anforderungen an die Forschungsgruppen:

1. Erschliessung Potential im Bereich Komponenten/Technologie

Eine Analyse des thermodynamischen Kreisprozesses mittels der Exergie-Analyse [6, 13] zeigt auf, dass die grössten Verluste bei den Teilprozessen Kompression und Expansion liegen.

Eine Verbesserung des Expansionsprozesses setzt eine Energie-rückgewinnung voraus. Diese Energierückgewinnung ist technisch sehr schwer realisierbar und bei den Leistungsbereichen der Wärmepumpen für den Wohnungsbau unrealistisch.

Entwicklungen im Bereich der Verbesserung der Kompression werden seit Jahren unter führender Mithilfe von Schweizer Forschungsgruppen vorangetrieben. Erwähnenswert hierzu sind die erfolgte Entwicklung des Kreislaufes mit Dampfeinspritzung (EVI) bzw. des dafür geeigneten Kompressors [6] und die Arbeiten rund um die ölfreien gasgelagerten Turbokompressoren im kleineren Leistungsbereich [14,15]. Die marktfähige Entwicklung dieser Technologie muss jedoch noch bewiesen werden. Ebenso lässt das eingeschränkte Einsatzgebiet dieser Technologie noch einige Wünsche offen. Mit der Fokussierung auf eine Niedrigtemperaturhub-Anwendung wird im Konzept der Allianz 2SOL [16] versucht, dieser Technologie mithilfe verschiedener Neuentwicklungen rund um die Wärmepumpe einen Schub zu verleihen.

⁶ Die Verwendung von Propan als Kältemittel in Wärmepumpen hatte bereits Mitte der 90'er Jahre an Bedeutung gewonnen, bis technologische Probleme und eine Verschärfung der Sicherheitsvorschriften diese Entwicklung vorübergehend zum Stillstand gebracht hatten.

Weitere Ansätze zur Verbesserung des Kreisprozesses wurden im Rahmen der vom BFE unterstützten Projektreihe Swiss Retrofit Heat Pump untersucht und in [6] zusammengefasst. Am NTB in Buchs und an der FH Rapperswil [17, 18] werden weitere Integrationsmöglichkeiten verfolgt.

Als aktuelle Herausforderung gilt es den Wandel hinsichtlich der mittelfristigen Kältemittelauswahl zu planen und zu optimieren.

2. Temperaturhub zwischen Quelle und Senke

Die Erhöhung der Arbeitszahl setzt nebst einer optimalen Wärmepumpe weitere wichtige Rahmenbedingungen voraus. Diese Rahmenbedingungen sind als viel bedeutender zu gewichten als der einschränkende Blick auf einen möglichst optimalen COP Wert bei Normbedingungen. Die eingesetzte Wärmepumpentechnologie ist im Idealfall perfekt auf den Anwendungsfall abgestimmt und bietet eine hohe Effizienz und Regelbarkeit über den ganzen Anwendungsbereich.

Während im Neubaubereich ein kompletter Verzicht auf eine Heizungsanlage technisch durchaus machbar und sinnvoll ist, steigt der Fokus vermehrt auf die Warmwasserbereitung, welche ganzjährig und bedarfsabhängig angefordert werden kann.

Im Bereich der Sanierungen und im „konventionellen“ Neubau hingegen müssen die Temperaturdifferenzen zwischen der Bereitstellung durch die Wärmepumpe (Austritt Wärmepumpe) und dem effektiven Bedarf (Komforttemperatur im Raum) möglichst klein gehalten werden. Eine Direktkondensation im Fussboden wäre ein möglicher aber aus heutiger Sicht unrealistischer Ansatz. Ähnlich kann eine Direktverdampfung in Erdsondenanlagen unter geeigneten und umwelttechnisch bedenkenlosen Rahmenbedingungen die Systemeffizienz weiter steigern. Hierzu müsste ein natürliches und ohne Schmieröl behaftetes Kältemittel, welches bei Austritt in das Erdreich keine Umweltschäden hinterlassen würde, eingesetzt werden können. Bei aktuellen Entwicklungen werden die quellenseitigen Systemtemperaturen mittels Erhöhung der Tauscherfläche bzw. tieferen Bohrungen angehoben [16].

Im Bereich der Wärmeverteilung sollten unnötige Speicher (mit unvermeidbaren Wärmeverlusten) möglichst weggelassen werden. Diese sind weiterhin für die Überbrückung der „leidigen“ EW Sperren sowie für den Abtauprozess in Luft/Wasser Anwendungen und für einen Pendelschutz bei stufigen Wärmepumpen weiterhin sinnvoll.

Es gilt indes zu beachten, dass die Gesamtkosten so tief gehalten werden müssen, dass die Verschiebung in Richtung weniger effiziente und/oder ökologische Systeme nicht noch weiter verstärkt wird.

3. Bedarfsgerechte-lokale Produktion

Einen weiteren Beitrag zur Verbesserung der Jahresarbeitszahl von Wärmepumpenanlagen liegt in der angepassten und lokalen Wärmeherzeugung.

Eine regelbare, mit dem Verbraucher abgestimmte Energieerzeugung verhindert Übertemperaturen und Taktverluste. Bild 3 veranschaulicht mittels einer direkten Gegenüberstellung eine regelbare und eine einstufige Leistungserzeugung. Bei der einstufigen Anlage erfolgt die Ladung des Parallelspeichers über den Speicherfühler und einer eingestellten Regelhysterese. Der Temperaturhub zwischen Vor- und Rücklaufleitung überlagert den eigentlichen Bedarf des Heizverbrauchers (siehe Sollwert). Bei der regelbaren Wärmeherzeugung wird direkt über den Wärmepumpen Vorlauffühler geregelt und es wird die aktuell benötigte Wärme in den Heizkreis transportiert. Die ersichtlichen höheren Ladepeaks entsprechenden Warmwasserladungen.

In Mehrfamilienhäusern ist die bedarfsgerechte Energiebereitung bedingt durch die komplexe Abnahmestruktur (verschiedene Entladekreise und Zapfprofile beim Warmwasserkonsum) und den unterschiedlichen individuellen Komfortansprüchen nur sehr eingeschränkt möglich. Zentrale Systeme müssen demnach die Wärme immer auf einer höheren, als der effektiv lokal benötigten Temperatur und in ausreichender Menge bereitstellen. Bei einer zentralen Warmwasserproduktion werden durch die erforderlichen Zirkulationsleitungen und die hygienischen Anforderungen die Jahresarbeitszahlen regelrecht in den Keller gezogen [19] und stellen eine hohe Anforderung an die Planung. Ein dezentraler Ansatz mittels einer leistungsgeregelten Wohnungswärmepumpe, welche den individuellen Komfortansprüchen direkt dient und an einer lokalen Kaltnetzverteilung mit einer gemeinsamen Erdsondenanlage angeschlossen werden kann, bietet hier eine mögliche Alternative zu den bestehenden Konzepten [20].

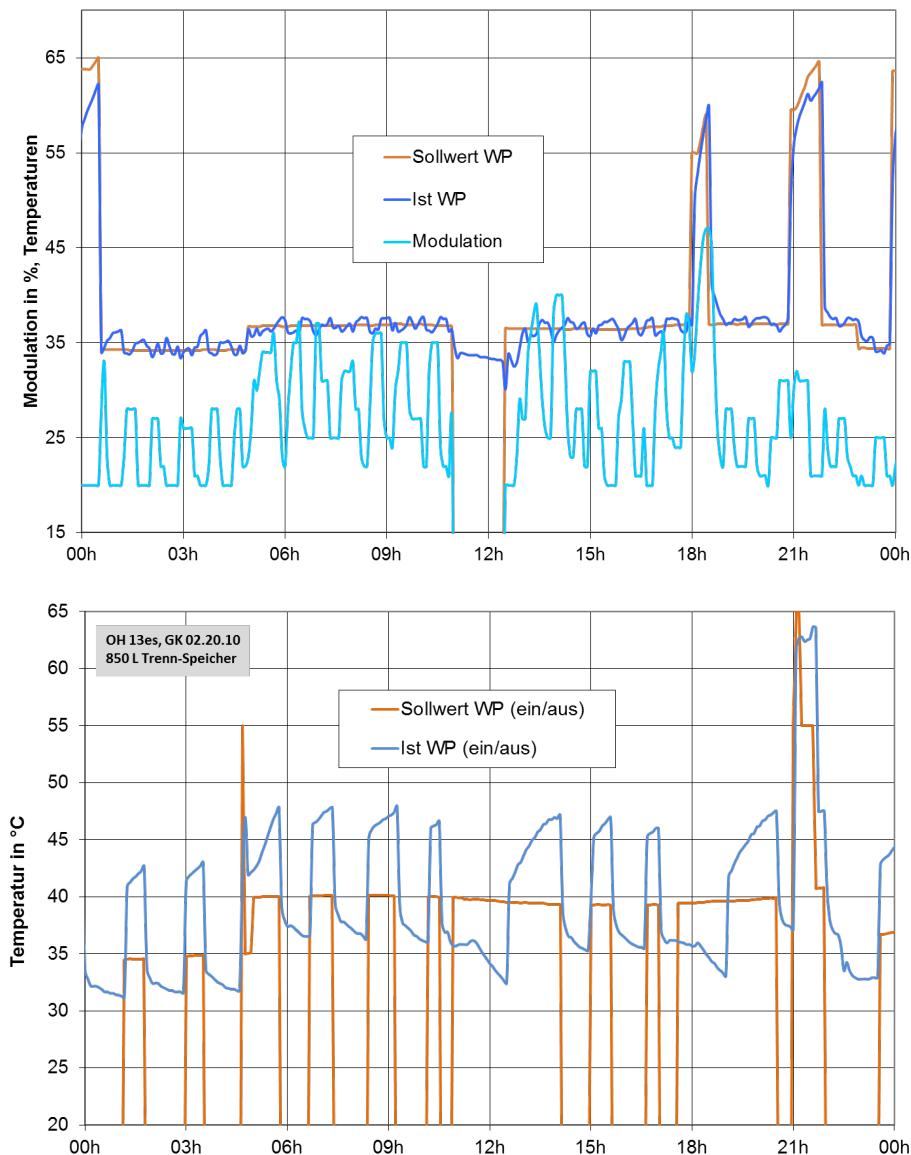


Bild 3: Vergleich Betriebsdaten regelbare Sole/Wasser Wärmepumpe CTA Optiheat Inverta TWW (Einbindung gemäss STASCH 2) zu einstufiger Wärmepumpe Optiheat All-in-One 13es mit Parallelspeicher und Entladeregelung (STASCH 6).

4. Smart Grid, Hybridanwendungen

Unter dem Stichwort „Smart Grid“ werden intelligente Netzwerke verstanden. Die Kommunikationsmöglichkeiten, welche durch verschiedene Schnittstellen und Kommunikationskanäle zur Verfügung gestellt werden können, werden durch die kommerziellen Interessen der vorhandenen Player zu ihren Zwecken genutzt. Hier hat es die Politik verpasst, einen offenen und frei zugänglichen Standard international durchzusetzen. Einen einfachen Ansatz dazu hat der Bundesverband für Wärmepumpen mit dem Label Smart Grid Ready [21] etabliert. Dieser auf zwei Eingangsrelais basierende Standard ist eine schwache Intelligenz und nur in eine Richtung nutzbar.

Viele Smart Grid Ansätze dienen in Wirklichkeit dem Zweck eines verbesserten

Managements der bestehenden Infrastruktur. Eine Verbesserung der Jahresarbeitszahl bei Wärmepumpen ist damit nicht in Sicht. Durch externes Lastmanagement wird eher eine Senkung der Effizienz erzielt.

Einen interessanten Systemansatz liefern sogenannte Hybridlösungen. Durch die Kombination von verschiedenen (in unserem Fokus möglichst erneuerbare) Energiequellen können Hybridkonzepte durch Synergie dieser Energien optimal nutzbar gemacht werden. Ein Beispiel bildet die Kombination von Solarenergie mit Wärmepumpen. Dadurch kann erneuerbare Energie thermisch oder in Form von PV-Strom lokal und direkt verwendet werden. Ein BFE Projekt untersucht die Optimierungspotentiale und Regelstrategien für das lokale Netzwerk [22].

Fazit

Wärmepumpen sind der Schlüssel zu einer nachhaltigen Entwicklung und bieten die Flexibilität zur optimalen Einbindung. Die technischen Herausforderungen liegen auf verschiedenen Ebenen und bieten noch ein grosses Optimierungspotential gegenüber dem heutigen Stand der Technik. Die Komplexität der Aufgabe und die wirtschaftlichen und politischen Rahmenbedingungen zeigen auf, dass die Forschung noch einige offene Punkte behandeln und marktgerechte Lösungen bringen können.

Quellen

- [1] Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz, www.fws.ch, Statistik 2014, Wärmepumpenstückzahlen CH seit 1980
- [2] H.R. Gabathuler, H. Mayer, Th. Afjei. Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen, Teil 1: STASCH-Planungshilfen, BFE, 2002
- [3] Europäische Wärmepumpenvereinigung, <http://www.ehpa.org/ehpa-quality-label/> Datenbank der EHPA Gütesiegel zertifizierten Produkte und Firmen
- [4] <http://www.wp-systemmodul.ch/>
- [5] EU Richtlinie 2010/30 EU, Verordnung 811/2013, <http://eur-lex.europa.eu>
- [6] M. Zehnder, Efficient Air-Water Heat Pumps for High Temperature Lift Residential Heating, including Oil Migration Aspects, LENI EPFL, 2004
- [7] SIA-Effizienzpfad Energie, Merkblatt SIA-2040, Ausgabe 2011
- [8] S.Renz, BFE Forschungsprogramm Wärmepumpen und Kältetechnik: Schwerpunkte 2013-2016, Tagungsband der 19. Wärmepumpentagung 2013, BFE, 2013
- [9] CH Wärmepumpen-Testzentrum WPZ, NTB Buchs, www.wpz.ch, Prüferesultate, 2015

- [10] P. Hubacher, 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, Hubacher Engineering, Bern, 2013
- [11] Bundesamt für Umwelt BAFU, Übersicht über die wichtigsten Kältemittel, Stand Juli 2014, EU Verordnung Nr. 517/2014, F-Gase Verordnung, 2014
<http://eur-lex.europa.eu/>
- [13] L. Gasser, B. Wellig, K. Hilfiger, WEXA: Exergie-Analyse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser Wärmepumpen, HTA Luzern, BFE, 2008
- [14] J. Schiffmann, Integrated Design, Optimization and Experimental Investigation of a Direct Driven Turbocompressor for Domestic Heat Pumps, LENI EPFL, 2008
- [15] J. Schiffmann, Small-Scale and Oil-Free Turbocompressor for Refrigeration Application, LAMD-EPFL, Proceedings of Int. Compressor Eng. Conf. at Purdue, 2014
- [16] M. Bättschmann, Minimierung des Exergiebedarfs durch die Kombination von Wärmepumpen mit Erdwärmesonden und PV/T-Solarkollektoren, BS2 AG, Tagungsband der 20. Wärmepumpentagung 2014, BFE, 2014
- [17] M. Uhlmann, A. Heldstab, S. Bertsch, OptiRef: Heat Pump with Two Heat Sources at Different Temperature Levels, IES NTB Buchs, Proceedings of Int. Compressor Eng. Conf. at Purdue, 2014
- [18] M. Friedl, Wärmepumpen mit Gaskühlung im Zweiphasenkompressor, IET HSR, Tagungsband der 20. Wärmepumpentagung 2014, BFE, 2014
- [19] B. Vetsch, A. Gschwend, S. Bertsch, Warmwasserbereitstellung mittels Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern, IES NTB Buchs, BFE, 2012
- [20] M. Zehnder, CTA AG, Bedarfsgerechtes Heizen mit Wärmepumpen, Energieapéro Energiecluster, Bern, 2015
- [21] Bundesverband Wärmepumpe, SG-Ready,
<http://www.waermepumpe.de/waermepumpe/qualitaetssicherung/sg-ready-label.html>
- [22] D. Zogg, OPTEG - Regelstrategien für die Optimierung des Eigenverbrauchs in Gebäuden Tagungsband 21. Wärmepumpentagung in Burgdorf, BFE, 2015

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

Gut aufgehoben in die Energiezukunft

Mit massgeschneiderten Energie- und
Infrastrukturdienstleistungen der BKW

