

News aus der Wärmepumpen-Forschung

Wärmepumpen – Teil der Energiezukunft
Industrieanwendungen – heute und morgen
Erkenntnisse aus der Praxis

Mittwoch, 14. Juni 2017, HTI Burgdorf



23. 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

Tagungsband zur
23. Tagung des Forschungsprogramms
Wärmepumpen und Kälte

14. Juni 2017
Berner Fachhochschule
HTI Burgdorf

Herausgeber
Bundesamt für Energie (BFE)



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Bundesamt für Energie BFE

Impressum

Datum: Juni 2017

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

Um die Zielsetzungen der Klimapolitik zu erfüllen, müssen **Wärmepumpen eine wichtige Rolle im Energiesystem der Zukunft** spielen. Infolge des 2015 in Paris verabschiedeten internationalen Klimaabkommens «COP 21» will der Bundesrat die Treibhausgasemissionen der Schweiz bis 2030 - insbesondere im Gebäudebereich - substantiell reduzieren. Unmittelbare Erfolge werden durch den Ersatz bestehender Heizungssysteme durch Wärmepumpen erzielt. Interessant ist, dass auch bei neu erstellten oder sogar zu „Nearly Zero Energy Buildings» (nZEB) sanierten Gebäuden die Wärmepumpe die geeignete Wahl für die Wärmezeugung ist.

Im Eröffnungsreferat zur **23. Wärmepumpentagung in Burgdorf vom 14. Juni 2017** hat Prof. Hans-Martin Henning vom Fraunhofer Institut in Freiburg i.B. am Beispiel Deutschland aufgezeigt, welche Rolle der Wärmepumpe bei der Transformation des Energiesystems zukommt. In der Präsentation aktueller vom BFE geförderter Forschungsprojekte erfahren die Teilnehmer Neues über die intelligente **Kombination von Wärmepumpen** mit additiven Energiesystemen wie Photovoltaik oder Eisspeicher, aber auch über die Chancen eines auf die Anforderungen intelligenter Stromnetze abgestimmten Betriebs von Wärmepumpen.

Die technischen und wirtschaftlichen Anforderungen an **Wärmepumpen für den industriellen Einsatz** sind ungleich höher als bei Wohnbauten. In einer Studie ging die Universität Stuttgart im Auftrag von EnergieSchweiz den Anforderungen an rasch umsetzbare Anlagen nach. Industrielle Wärmepumpen sind auch Schwerpunkt in der Energieforschung des BFE: Evaluation von Hochtemperatur-Wärmepumpen, Entwicklung von Planungsinstrumenten für die Integration von Wärmepumpen in verfahrenstechnische Prozesse oder Erforschung von mehrstufigen Mikroradialverdichtern. Diese Projekte stehen auch im Einklang mit der Roadmap des Swiss Competence Centre on Energy Research „Efficiency of Industrial Processes“ (www.sccer-eip.ch).

Felduntersuchungen zeigen ungeschönt die Herausforderungen, die anstehen, um die in der Forschung entwickelten, zunehmend komplexeren Systeme erfolgreich umzusetzen. Aktuelle Erkenntnisse des «Wärmepumpendoktors» Peter Hubacher sowie eine Präsentation über den Stand der Trinkwarmwasser-Wärmepumpen führen zu Diskussionen am Schluss der Tagung.

Carina Alles

Leiterin des BFE-Forschungsbereichs Wärmepumpen und Kälte

Stephan Renz

Leiter des BFE Forschungsprogramms Wärmepumpen und Kälte

Avant-propos

Nouvelles de la recherche sur les pompes à chaleur

Afin de remplir les objectifs de la politique climatique, **les pompes à chaleur doivent jouer un rôle important dans le système énergétique de demain**. Suite à la « COP 21 », la convention internationale sur le climat signée à Paris en 2015, le Conseil fédéral veut réduire substantiellement les émissions de gaz à effet de serre de la Suisse jusqu'en 2030 – en particulier dans le domaine des bâtiments. Des succès immédiats seront atteints par le remplacement des systèmes de chauffage actuels par des pompes à chaleur. Il est intéressant de noter que les pompes à chaleur sont le bon choix pour la production de chaleur, y compris pour les nouveaux bâtiments et même pour les rénovations qui aboutissent à des « Nearly Zero Energy Buildings » (nZEB).

Lors de la conférence d'ouverture **du 23e congrès sur les pompes à chaleur, qui s'est tenue le 14 juin 2017 à Berthoud**, le Professeur Hans-Martin Henning de l'Institut Fraunhofer à Fribourg en Brisgau a expliqué sur la base de l'exemple de l'Allemagne le rôle des pompes à chaleur dans la transformation du système énergétique. Dans la présentation des projets de recherche actuels soutenus par l'OFEN, les participants ont été informés des nouveautés en matière de **combinaison intelligente de pompes à chaleur** avec des systèmes énergétiques accessoires comme le photovoltaïque ou les accumulateurs de glace, mais aussi des chances d'une exploitation des pompes à chaleur gérée selon les besoins d'un réseau électrique intelligent.

Les défis techniques et économiques des **pompes à chaleur à usage industriel** sont nettement supérieurs à ceux des habitations. Sur mandat d'EnergieSuisse, l'Université de Stuttgart s'est attachée aux défis d'une installation rapidement réalisable. Les pompes à chaleur industrielles sont aussi un axe clé dans la recherche énergétique de l'OFEN : l'évaluation de pompes à chaleur à température élevée, le développement d'instruments de planification pour l'intégration des pompes à chaleur dans l'ingénierie des processus ou encore l'étude de compresseurs microradiaux en cascade. Ces projets s'accordent aussi avec la feuille de route du Swiss Competence Center on Energy Research « Efficiency of Industrial Processes » (www.sccer-eip.ch).

Les études de terrain montrent sans fard les défis qui se présentent pour réussir à mettre en œuvre les systèmes toujours plus complexes développés par la recherche. Les découvertes de Peter Hubacher, « docteur ès pompes à chaleur », et la présentation sur l'état actuel des pompes à chaleur à eau chaude sanitaire ont alimenté les débats en clôture du congrès.

Carina Alles
Cheffe du domaine de recherche pompes à chaleur et froid

Stephan Renz
Chef du programme de recherche pompes à chaleur et froid

Prof. Jürg Schiffmann
Directeur

Ecole Polytechnique Fédéral de Lausanne (EPFL)
Laboratoire de conception mécanique appliquée (LAMD)
Rue de la Maladière 71b
2002 Neuchâtel 2
jurg.schiffmann@epfl.ch

Prof. Dr. David Zogg

Fachhochschule Nordwestschweiz FHNW,
Institut für Automation
Klosterzelgstrasse 2
CH 5210 Windisch
david.zogg@fhnw.ch

Dipl.-Ing. Jeannette Wapler

Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE
Abteilung Energieeffiziente Gebäude
Wärme- und Kältetechnik
Heidenhofstrasse 2
79110 Freiburg, Germany
jeannette.wapler@ise.fraunhofer.de

Peter Hubacher

Hubacher Engineering
Tannenbergrasse 2
9032 Engelburg
he-ko@bluewin.ch

Tagungs-Moderation

Carina Alles

Bereichsleiterin Industrielle Prozesse, Verbrennung,
Wärmepumpen und Kältetechnik
Sektion Energieforschung
Bundesamt für Energie
CH-3003 Bern
carina.alles@bfe.admin.ch

Stephan Renz

Leiter des BFE-Forschungsprogramms
Wärmepumpen und Kälte
Beratung Renz Consulting
Elisabethenstrasse 44
CH-4410 Basel
renz.btr@swissonline.ch

Inhaltsverzeichnis

Die Rolle der Wärmepumpe für die Transformation des nationalen Energiesystems – Beispiel Deutschland Hans Martin Henning	9
Wärmepumpen in nZEB – Internationale Zusammenarbeit (IEA HPT Annex 40+49) Carsten Wemhöner	15
Steigerung des Photovoltaik-Eigenverbrauchs durch intelligente Wärmepumpen (CombiVolt) Michel Haller	29
Leistungsgeregelte Wärmepumpenanlagen mit Solar-Eisspeicher und Fotovoltaik (LEWSEF) Ralf Dott	41
Eisspeicher in der Forschung und im praktischen Einsatz Daniel Philippen	54
Wärmepumpen und thermische Speicher in Smart Grids (IEA HPT Annex 42) Jörg Worlitschek	65
Wärmepumpen für die Industrie – Situation, Methoden zur Umsetzung Peter Radgen	77
Hochtemperatur Wärmepumpen für industrielle Prozesse – Status und Forschungsbedarf Osman Sari	88
Turbokompressoren für Wärmepumpen – Eine Übersicht Jürg Schiffmann	103
Minergie-P-Eco-Areal-Überbauung mit Wärmepumpen und innovativer Strombörse David Zogg	117
Feldtest von 5 Warmwasser Wärmepumpen – Betriebsverhalten beim Endkunden Jeannette Wapler	127
Stichprobenkontrollen an nicht WP-System-Modul-Anlagen – Bericht aus der Praxis Peter Hubacher	142
Abkürzungsverzeichnis	149
Nützliche Adressen	150

Hans-Martin Henning, Prof., Direktor
Philip Sterchele
Andreas Palzer
Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems ISE, Freiburg

Die Rolle von Wärmepumpen in der Transformation nationaler Energiesysteme

Die Transformation der Energieversorgung – die „Energiewende“ – zielt auf ein Energiesystem mit drastisch reduzierten Emissionen von klimarelevanten Spurengasen, also solchen Gasen, die eine Veränderung des globalen Klimas bedingen. Der mit Abstand größte Anteil dieser Emissionen entfällt auf energiebedingte CO₂-Emissionen, die aus der Verbrennung fossiler Energieträger in unterschiedlichen Anwendungen resultieren; im Jahr 2013 machten energiebedingte CO₂-Emissionen 85 % der gesamten deutschen Treibhausgas-Emissionen aus. Die wichtigsten Anwendungsbereiche dabei sind die Stromerzeugung in thermischen Kraftwerken, die Nutzung fossiler Kraftstoffe im Verkehr, die Verbrennung fossiler Brennstoffe in Heizungsanlagen und der Einsatz von Brennstoffen in Prozessen der Industrie.

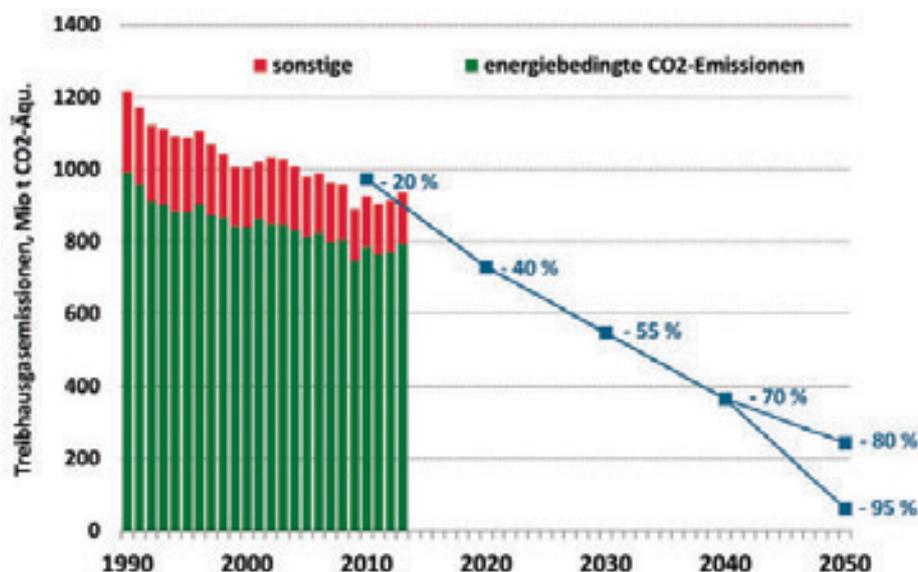


Bild 1: Treibhausgasemissionen Deutschlands von 1990 bis 2013 [1] und Zielwerte für die Jahre bis 2050 (blaue Punkte). Die Minderungswerte in % beziehen sich auf den Bezugswert im Jahr 1990 [1, 2]

Um die energiebedingten CO₂-Emissionen entsprechend den Zielen der deutschen Bundesregierung in den kommenden drei bis vier Jahrzehnten signifikant, d.h. um 80 % oder mehr gegenüber dem Ausgangswert (Bezugswert des Jahres 1990 entsprechend dem Kyoto-Protokoll) zu reduzieren (siehe hierzu Abb. 1), ist demnach eine Betrachtung all dieser Sektoren notwendig.

Um analysieren zu können wie die Transformation eines nationalen Energiesystems erfolgen muss, die gleichzeitig Versorgungssicherheit, minimierte Kosten und das Einhalten der Klimaschutzziele gewährleistet, haben wir leistungsstarkes Computermodell entwickelt, dass alle

energierelevanten Bereiche gleichzeitig betrachtet. Das heißt, die Sektoren Strom, Niedertemperaturwärme, Verkehr und industrielle Prozesswärme stehen zu einander in Interaktion. Das regenerative Energien Modell – Deutschland, kurz REMod-D bietet die Möglichkeit in stündlicher Auflösung die Transformation des deutschen Energiesystems unter Einhaltung der oben genannten Kriterien zu berechnen [1, 3–7]. In diesem Beitrag wird, basierend auf den Ergebnissen verschiedener Modellrechnungen, auf der Bereich der Niedertemperaturwärme, der überwiegend in Form von Raumwärme und Trinkwarmwasser den Gebäudesektor betrifft, näher beleuchtet. Insbesondere die Rolle von Wärmepumpen wird hierbei Beachtung finden.

Im Modell kann der Gebäudesektor mit insgesamt 18 verschiedenen Heizungssystemen mit Wärme versorgt werden. Jedes dieser Heizungssysteme besteht aus einer Haupt-Heizungstechnologie z.B. eine elektrische Wärmepumpe, einer optionalen Solarthermieanlage und einem thermischen Wasserspeicher. Die stündliche Arbeitszahl von Wärmepumpen wird im Modell in Abhängigkeit der Quell¹- und Senktemperatur berechnet. Bild 2 zeigt den Verlauf der im Modell hinterlegten Kennlinie. Die Daten basieren auf am Fraunhofer ISE durchgeführten Arbeiten der letzten Jahre ([8–10]).

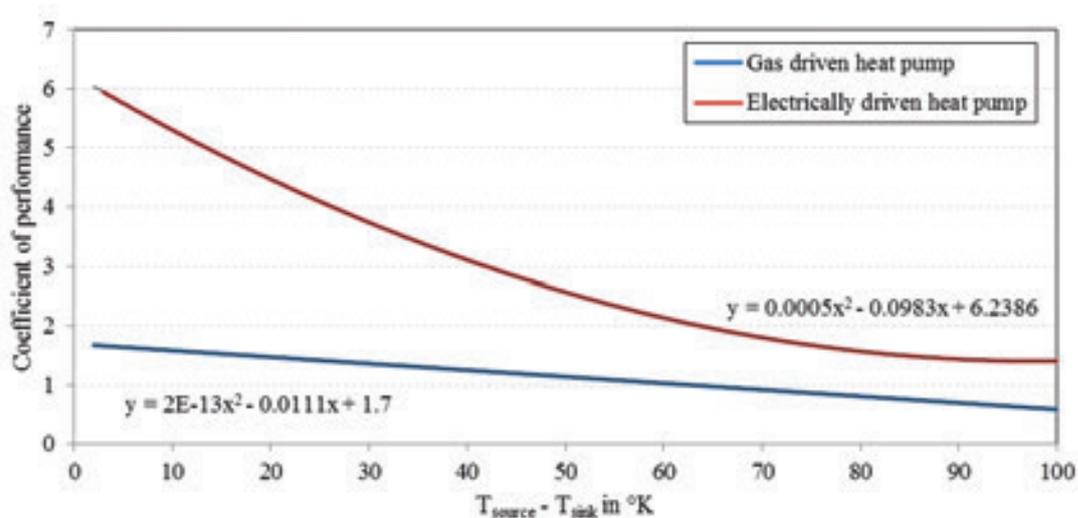


Bild 2: Funktionen zur Berechnung der stündlichen Arbeitszahl von Wärmepumpen.

In der im November 2015 [11] veröffentlichten Studie „Was kostet die Energiewende“ des Fraunhofer ISE wurde gezeigt, dass die Zusammensetzung der Heizungstechnologien im Jahr 2050 massiv davon abhängt welches CO₂-Reduktionsziel betrachtet werden soll. Die Zusammensetzung der Techniken zur Wärmeversorgung des Gebäudebestands im Jahr 2050 ist für drei untersuchte Szenarien in Abb. 3 dargestellt. In allen Szenarien sind Wärmepumpen (elektrisch und mit Brennstoff) die dominante Heizungstechnik; ihr Anteil liegt zwischen rund zwei Drittel aller Anlagen bis hin zu knapp 90 %. Im - 90-%-Szenario spielen verbrennungsbasierte Techniken gar keine Rolle mehr. Hier ist die Menge an Brennstoffen auf Grund der geringen Menge noch verfügbarer fossiler Energieträger so gering, dass vollständig auf Fernwärme und elektrische Wärmepumpen zurückgegriffen wird. Zugleich dominiert hier die erdreichgekoppelte – und damit effizientere – Wärmepumpentechnik signifikant. Im vergleichbaren Szenario mit - 80 % CO₂-Reduktion steht dagegen noch eine ausreichend hohe

¹ Die im Modell verwendeten Temperaturen, Strahlungsdaten, etc. basieren auf realen Wetterjahren (2011-2013) für zwei Referenzstandorte in Deutschland (Braunschweig und Würzburg)

Menge an Brennstoffen zur Verfügung, so dass verbrennungsbasierte Techniken mehr als 50 % aller Heizungsanlagen ausmachen.

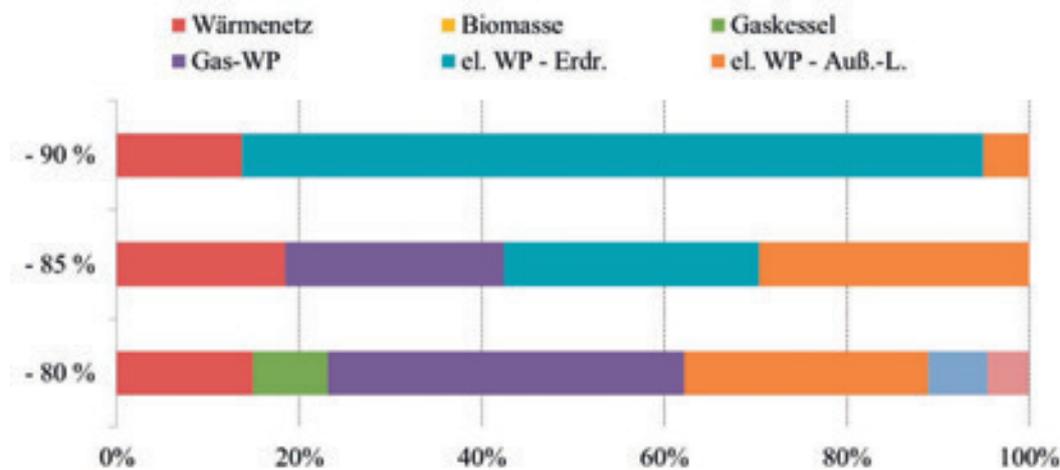


Bild 3: Zusammensetzung der Techniken für die Wärmeversorgung des Gebäudebestands im Jahr 2050 für die untersuchten Szenarien. Es bedeuten: el. WP – Erdr: elektrische Wärmepumpe mit Wärmequelle Erdreich. el. WP – Auß.-L: elektrische Wärmepumpe mit Wärmequelle Außenluft

In der angesprochenen Studie wurde ebenfalls hergeleitet, dass das hier dargestellte – 85 % Szenario unter Berücksichtigung der Gesamtkosten und des CO₂-Ziels als am vielversprechendsten angesehen werden kann. Die Entwicklung der Zusammensetzung der Techniken zur Wärmebereitstellung in diesem – 85 % Szenario zeigt Abb. 4.

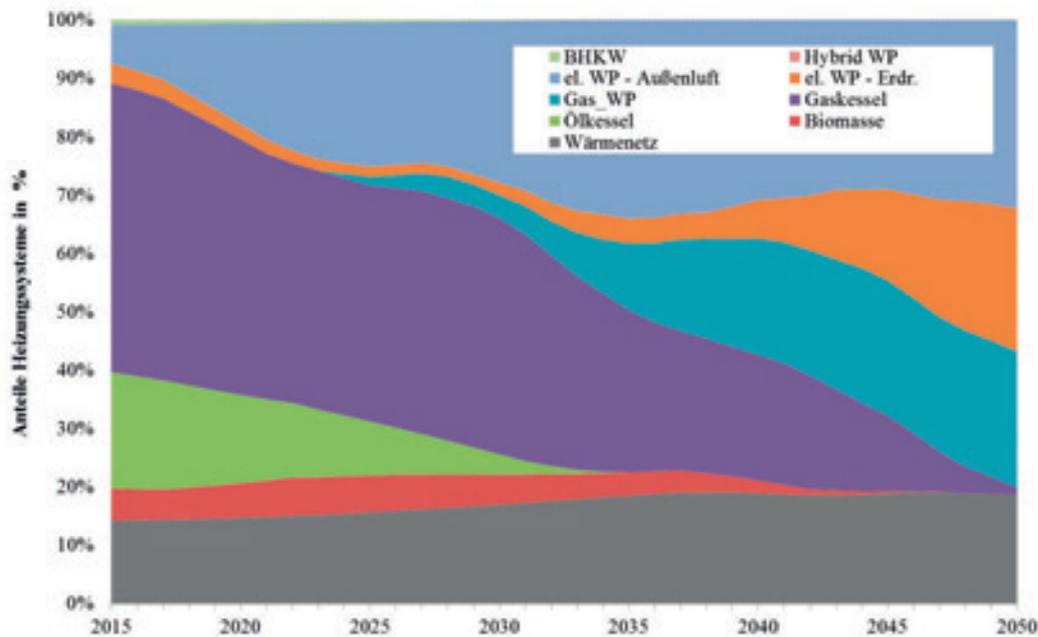


Bild 4: Zusammensetzung der Techniken für die Wärmeversorgung des Gebäudebestands während der Transformation des Energiesystems von heute bis zum Jahr 2050. Es bedeuten: el. WP – Erdr: elektrische Wärmepumpe mit Wärmequelle Erdreich. el. WP – Außenluft: elektrische Wärmepumpe mit Wärmequelle Außenluft

Die Darstellung macht deutlich, dass zunächst Ölkessel auslaufen und im Weiteren auch Gaskessel. Ebenso nimmt die Anzahl der Biomassekessel nach schwacher Zunahme in den 2020er Jahren ab 2040 deutlich ab; auf Grund des limitierten verfügbaren Potenzials wird die Biomasse vorzugsweise in anderen Anwendungen eingesetzt. Die Anzahl der Fernwärmeanschlüsse nimmt nur leicht zu und liegt bei knapp 20 % aller Anschlüsse am Ende des betrachteten Zeitraums. Die dominante Heiztechnik werden Wärmepumpen, wobei die Anlagenzahl an Wärmepumpen mit Außenluft als Wärmequelle ab Mitte der 2030er Jahre eher wieder leicht abnimmt zugunsten von erdreichgekoppelten Wärmepumpen und Gaswärmepumpen. Übertragen auf das Stromsystem Deutschlands bedeutet dies, dass der überwiegende Anteil der Wärmebereitstellung über die Nachfrage von Strom gedeckt wird.

Der daraus resultierende Anstieg der Stromnachfrage hat einen signifikanten Einfluss auf die residualen Last² des Gesamtsystems. Bild 5 zeigt die sortierte Jahresdauerlinie der residualen Last für die nächsten Dekaden. Folgendes wird bei dieser Abbildung deutlich: Obwohl die Heizwärmeversorgung durch den vermehrten Betrieb von elektrischen Wärmepumpen eine starke Stromnachfrage erzeugt, sinkt der Anteil positiver residualer Lastzustände zunehmend bis zum Jahr 2050. Während im Jahr 2020 in ca. 8740 Stunden im Jahr Kraftwerke in Betrieb sein müssen, müssen diese im Jahr 2050 nur noch für 4240 Stunden in Betrieb sein. Der starke Anstieg des Ausbaus von Windkraft- und Fotovoltaikanlagen überwiegt hier die große Stromnachfrage von elektrischen Wärmepumpen. Gleichzeitig ist dem Diagramm zu entnehmen, dass die maximale positive residuale Last über die Jahre ansteigt und nach links im Diagramm „steiler“ wird. Der steilere Anstieg spricht für eine eher selten vorkommende sehr

² Unter Residuallast versteht man die im Stromsystem verbleibende Last, also durch Kraftwerke zu deckende Stromnachfrage, nach Abzug der aus erneuerbaren Energien erzeugten Strommenge. Eine negative residuale Last entsteht, wenn mehr Strom aus Erneuerbaren erzeugt wird als in diesem Moment im gesamten System nachgefragt wird und bei positiver residualer Last reicht die Stromerzeugung aus Erneuerbaren nicht aus, sodass sonstige Kraftwerke betrieben werden müssen.

hohe Nachfrage nach Elektrizität. Dieser u.a. durch die Nachfrage der Wärmepumpen ausgelöste Effekt führt dazu, dass erstens der „Back-up“-Kraftwerkspark ansteigt und zweitens die Kraftwerke sehr flexibel eingesetzt werden müssen.

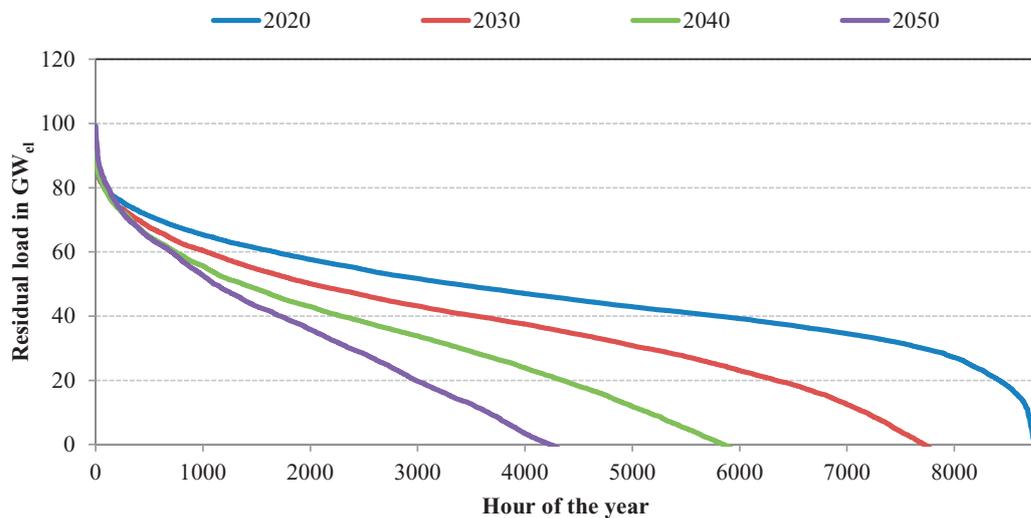


Bild 5: Sortierte Jahresdauerlinie der Residuallast für die Jahre 2020, 2030, 2040 und 2050 (- 85 % Ziel)

Zusammenfassend lässt sagen, dass ein zukünftiges, den klimaschutzzielen folgendes Energiesystem im Vergleich zu heute stark umgestellt werden muss. Um eine möglichst effiziente und klimaschonende Wärmebereitstellung zu gewährleisten muss der Anteil an Wärmepumpen im System stark ausgebaut werden. Insbesondere der Anteil elektrischer Wärmepumpen muss mit zunehmenden CO₂-Reduktionszielen ansteigen. Die durch das intersektorale Modell REMod-D mögliche Betrachtung des gesamten deutschen Energiesystems hat darüber hinaus deutlich gemacht, dass die Nachfrage nach Strom für Wärmepumpen das System nicht übermäßig belastet. Die erhöhte Stromnachfrage wird in den meisten Stunden des Jahres über den Anstieg der installierten Leistung von Windkraft- und Fotovoltaikanlagen kompensiert. Dennoch muss ein hochflexibler Kraftwerkspark während des Jahres dafür sorgen, dass in Zeiten niedriger Stromerzeugung aus Windkraft- und Fotovoltaikanlagen Strom bereitgestellt werden kann.

Quellen

- [1] HENNING, Hans-Martin ; PALZER, Andreas: *ENERGIESYSTEM DEUTSCHLAND 2050 : Sektor- und Energieträgerübergreifende, modellbasierte, ganzheitliche Untersuchung zur langfristigen Reduktion energiebedingter CO₂-Emissionen durch Energieeffizienz und den Einsatz Erneuerbarer Energien*. Freiburg, 11.2013
- [2] BMWi: *Zahlen und Fakten. Energiedaten. Nationale und internationale Entwicklung – Überprüfungsdatum 2015-09-22*
- [3] HENNING, Hans-Martin ; PALZER, Andreas: *A comprehensive model for the German electricity and heat sector in a future energy system with a dominant contribution from renewable energy technologies—Part I: Methodology*. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 30 (2014), S. 1003–1018. URL 1-s2.0-S1364032113006710-main.pdf – Überprüfungsdatum 2015-03-18

- [4] PALZER, Andreas ; HENNING, Hans-Martin: *A comprehensive model for the German electricity and heat sector in a future energy system with a dominant contribution from renewable energy technologies – Part II: Results*. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 30 (2014), S. 1019–1034 – Überprüfungsdatum 2015-03-17
- [5] PALZER, Andreas ; HENNING, H.-M.: *A future German energy system with a dominating contribution from renewable energies: a holistic model based on hourly simulation*. In: *Energy Technology* 2 (2014), S. 13–28
- [6] HENNING, Hans-Martin ; PALZER, Andreas: *100 % ERNEUERBARE ENERGIEN FÜR STROM UND WÄRME IN DEUTSCHLAND*. Freiburg, 11.2012
- [7] PALZER, Andreas: *Sektorübergreifende Modellierung und Optimierung eines zukünftigen deutschen Energiesystems unter Berücksichtigung von Energieeffizienzmaßnahmen im Gebäudesektor*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie. (genehmigte) Dissertation. 2016-04-28. URL <http://publica.fraunhofer.de/documents/N-408742.html>
- [8] MIARA, M. ; PLATT, M. ; GÜNTHER, D. ; KRAMER, T. ; DITTMER, H. ; LECHNER, T. ; KURZ, C.: *Feldmessung Wärmepumpen im Gebäudebestand*. Freiburg, 2010
- [9] MIARA, M. ; RUSS, C. ; GÜNTHER, D. ; KRAMER, T. ; HENNING, H.-M.: Efficiency of heat pump systems under real operating conditions. In: Heat Pump Centre (Hrsg.): *10th IEA Heat Pump Conference*, 2011
- [10] MIARA, Marek ; GÜNTHER, Danny ; KRAMER, Thomas ; OLTERS DORF, Thore ; WAPLER, Jeanette: *Wärmepumpen Effizienz, Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb, Abschlussbericht*. Freiburg, 05.05. 2011
- [11] HENNING, H.-M. ; PALZER, Andreas: *What will the energy transformation cost? : Pathways for transforming the German energy system by 2050*. Freiburg, 05.11.2015

Carsten Wemhöner, Prof., Dipl.-Ing. TH, Dozent Gebäudetechnik
Raphael Schweizer, MSc. FHO in Engineering, Projektleiter
Roman Schwarz, MSc. FHO in Engineering, Projektleiter
Lukas Rominger, BSc. FHO, Projektmitarbeit mbA
Hochschule für Technik Rapperswil HSR

Wärmepumpen für nZEB – internationale Zusammenarbeit (Annex 40 und 49)

Zusammenfassung

Aufgrund politischer Ziele zur Einführung von Niedrigstenergie- bzw. Netto-Nullenergiegebäuden (nZEB/NZEB) nach 2020 ist eine angepasste Gebäudetechnik von grossem Interesse.

Im Annex 40 des Programms Wärmepumpentechnologien (HPT) der Internationalen Energie-Agentur (IEA) wurde der Einsatz und Entwicklungspotenziale von Wärmepumpen in nZEB in den neun Teilnehmerländern CA, CH, DE, FI, JP, NL, NO, SE und US untersucht.

Die durchgeführten Fallstudien belegen, dass Wärmepumpen sowohl in Mitteleuropa als auch in Skandinavien zu den energie- und kosteneffizientesten Systemlösungen zählen. Für Mehrfamilienhäuser und Bürogebäude haben Wärme-Kraft-Kopplung und Fernwärme vergleichbare Lebenszykluskosten.

Feldmessungen bestätigen auch für die installierten Anlagen generell eine gute Effizienz, aber auch anlagenspezifische Optimierungspotenziale, so dass die Wärmepumpensysteme sogar noch bessere Energieeffizienz erreichen können. Hinsichtlich Lastmanagementpotenzialen konnten Steigerung der Eigendeckungsrate von 10-15% bestätigt werden, wobei Büroanwendungen eine bessere zeitliche Übereinstimmung aufweisen. Die Arbeiten werden derzeit im Annex 49 hinsichtlich Integrationsoptionen, Auslegung und Regelung fortgesetzt.

Summary

Due to political objectives of the introduction of nearly or Net Zero Energy Buildings (nZEB/NZEB) after 2020, adapted building technology is of high interest.

In Annex 40 of the Heat Pumping Technologies (HPT) Programme of the International Energy Agency (IEA) the application of heat pumps in nZEB was investigated in the nine participating countries CA, CH, DE, FI, JP, NL, NO, SE and US.

Case studies confirm that heat pumps range among the most energy-efficient and cost-effective heat generators both in central European and in Northern climate. For multi-family buildings and offices, also combined heat and power (CHP) and district heating are in the same range of life-cycle cost.

Monitoring projects approve a general good efficiency of installed heat pump systems, with particular optimisation potential, though, so the performance could even be better. Regarding demand response options, an increase of self-consumption by 10-15% could be achieved, while office buildings have a better load match than residential use. Presently, the work is continued in IEA HPT Annex 49 regarding integration options, design and control.

Politische Rahmenbedingungen und nZEB Konzept

Politische Zielsetzungen für den Gebäudebereich nach 2020 stellen sogenannte Niedrigstenergiegebäude (nearly Zero Energy Buildings – nZEB) bzw. Netto-Nullenergiegebäude (Net Zero Energy Buildings - NZEB) ins Zentrum. Nach der EU-Richtlinie zur Energieeffizienz von Gebäuden (Energy Performance of Buildings Directive – EPBD, Neufassung von 2010 [1]) sollen ab 2019 alle öffentlichen Neubauten und ab 2021 alle Neubauten die nZEB Anforderung erfüllen. Bild 1 links zeigt das Prinzip von nZEB, das auf den Bilanzausgleich zwischen gewichtetem Energieverbrauch und gewichteter Energieerzeugung am Gebäude beruht. Trotz des zunächst einfach erscheinenden Prinzips sind zur präzisen Definition viele Kriterien festzulegen. Kriterien für eine vollständige Definition und häufig benutzte Grössen sind in Bild 1 rechts dargestellt.



Bild 1: Prinzip von nZEB (links) und häufig benutzte Kriterien (rechts)

Trotz dieses engen Zeitplans gibt es bisher keine einheitliche und konsistente Definition eines nZEB, da die Definition bei den EU-Mitgliedsstaaten liegt. Zur Harmonisierung hat die Europäische Normenorganisation CEN in Zusammenarbeit mit der Europäischen Vereinigung der Gebäudetechnikverbände REHVA [2] die in Bild 2 gezeigten Kriterien definiert, die einer Bewertung von nZEB zugrunde gelegt werden können. Die „Hürde 1“ stellt Anforderungen an die Gebäudehülle, die „Hürde 2“ Anforderungen an die gesamte Energieeffizienz, die Hürde 3 eine Anforderung an den erneuerbaren Anteil und die Hürde 4 schliesslich eine Anforderung an den Bilanzausgleich. Für eine Zertifizierung müssen alle Anforderung eingehalten bzw. alle Hürden übersprungen werden. Dabei können die einzelnen Werte für die jeweiligen Kriterien variieren, aber aufgrund der Festlegung der Kriterien wird trotzdem eine gute Vergleichbarkeit der Anforderungen erreicht. Allerdings ist derzeit bis zum Datum der Einführung 2021 nicht mit einer einheitlichen Definition in den EU-Mitgliedsstaaten zu rechnen.



Bild 2: Hürdenlauf nach EN 15603 als harmonisierter Ansatz für nZEB in der EU

Wärmepumpen werden aufgrund ihrer Eigenschaften als vielversprechende Heizsysteme für nZEB angesehen, da sie

- mit adäquater Systemauslegung eine sehr gute Energieeffizienz erreichen, und damit die Anforderungen der Eigenproduktion zum Bilanzausgleich reduzieren
- sowohl den Heiz-, Warmwasser als auch den Kühlbedarf decken können, sogar im Simultanbetrieb
- elektrische Überschüsse der Eigenproduktion in thermische Energie in Form von Wärme- oder Kälte transformieren können, die lokal gespeichert werden können

Daher wurden im IEA HPT Annex 40 Wärmepumpenanwendungen für nZEB untersucht, um die Anwendung im Vergleich mit anderen Systemlösungen hinsichtlich Effizienz und Kosten zu bewerten, angepasste Wärmepumpenlösungen für nZEB weiterzuentwickeln und das Erreichen einer Netto-Nullbilanz für unterschiedliche Randbedingungen in den Teilnehmerländer durch Simulationen und Feldmessungen zu verifizieren. Dabei sind auch Optionen für ein lokales Lastmanagement ausgewertet worden, um den Eigenstromverbrauch zu optimieren und Netzzrückwirkungen zu reduzieren.

Übersicht IEA HPT Annex 40

Der Annex 40 im Wärmepumpentechnologieprogramm HPT der Internationalen Energie-Agentur IEA mit dem Titel “Wärmepumpenkonzept für Netto-Nullenergiegebäude” wurde von Juli 2012 – Dezember 2015 mit den neun Teilnehmerländern Kanada, Deutschland, Finnland, Japan, den Niederlanden, Norwegen, Schweden, der Schweiz und den USA durchgeführt worden. Die Projektleitung wurde im Auftrag des BFE am Institut für Energietechnik der HSR Rapperswil durchgeführt. Der Annex 40 wurde in die folgenden Tasks strukturiert:

Task 1: Stand der Technik von nZEB-Gebäuden und Systemen

Als Ausgangspunkt wurden bestehende Definitionen und Feldergebnisse der ersten nZEB zusammengestellt und die eingesetzte Gebäudetechnik charakterisiert.

Task 2: Vergleich von Gebäudekonzepten für nZEB

Im Rahmen von verschiedenen Simulationsstudien wurde der Wärmepumpeneinsatz unter den jeweiligen Randbedingungen der Teilnehmerländer nach Effizienz und Kosten bewertet.

Task 3: Technologieentwicklung und Feldtest

Es wurden angepasste Wärmepumpen und nZEB Technologien entwickelt und in Labor- und Feldmessungen hinsichtlich des realen Einsatzes untersucht. Weiterhin wurden Felderfahrungen mit dem Wärmepumpeneinsatz in bestehenden nZEB und Optimierungspotenziale ausgewertet.

Task 4: Integration von nZEB mit Wärmepumpen ins Energiesystem

In einzelnen Feldmessungen können auch ersten Erfahrung mit einem lokalen Lastmanagement von Wärmepumpen in Verbindung mit der PV-Anlage ausgewertet werden, um so Netz-rückwirkungen durch eine Eigenstromnutzung zu reduzieren.

Tabelle 1 gibt einen Überblick der Beiträge der einzelnen Teilnehmerländer. Im Folgenden wird jeweils ein Überblick über die Projektergebnisse der einzelnen Task 2, 3 und 4 gegeben und einzelne Ergebnisse detaillierter vorgestellt.

Tabelle 1: Überblick der Beiträge der Teilnehmerländer zum IEA HPT Annex 40

Land	Beitrag zum IEA HPT Annex 40
CA	Kombination von Wärmepumpen mit anderen Wärmeerzeugern (Solartechnologien, WKK), Fallstudien für unterschiedliche Gebäudetypen und –nutzungen, Technologieentwicklung Solar-Wärmepumpensystem mit Eis-Slurry-Speicher
CH	Integration von Solarabsorber und Wärmepumpe für multifunktionalen Betrieb in Büros, Systemvergleich Wärmeerzeuger für MINERGIE-A [®] , Feldmessungen MINERGIE-A [®] mit Elektromobilität, Bewertung von Lastmanagementoptionen
DE	Systemintegration und Feldmessungen von Netto-Null-Bürogebäuden, Bewertung von Lastmanagementoptionen und netzdienlichem Betrieb
FI	Entwicklung von energie- und kosteneffizienten Wärmepumpensystemen für nZEB in Finnland durch Simulation von Fallstudien für Ein- und Mehrfamilienhäuser
JP	Fallstudien zu nZEB-Bürogebäuden mit Wärmepumpe für japanische und europäische Lastfälle, Dokumentation Monitoring, Technologieentwicklungen für nZEB.
NL	Feldtest “Energy leap” in Wohn- und Nicht-Wohngebäuden zur Marktstimulation von Netto-Nullenergiegebäuden, Auswertung Nutzerkomfort und Wirtschaftlichkeit
NO	Auslegungswerkzeug für Wärmepumpen in nZEB-Bürogebäuden, Felddauswertung von drei nZEB Gebäuden in Norwegen
SE	Systemvergleich für nZEB unter schwedischen Wetterbedingungen für Ein- und Mehrfamilienhäuser, Prototypentwicklung von angepassten Wärmepumpen für nZEB
US	Feldtest integrierter, multifunktionaler Wärmepumpen (IHP), Variantenentwicklung Inbetriebnahme von NZEB-Testhaus (Net Zero Energy Residential Testing Facility–NZERTF) zur Prüfung von NZE-Technologien unter reproduzierbaren Bedingungen Softwareentwicklung zur Komfortbewertung von Flächenheiz- und Kühlsystemen

Ergebnisse Task 2 zur Bewertung von nZEB Technologien

In Task 2 wurden Systemlösungen mit Schwerpunkt auf Wärmepumpentechnologien für den Einsatz in nZEB nach Effizienz und Kosten bewertet. Dazu wurden Simulationsstudien in unterschiedlichen Ländern durchgeführt, wobei jeweils die geltenden Definitionen und Randbedingungen in den jeweiligen Ländern zugrunde gelegt wurden.

Des Weiteren wurde auch die Entwicklung von Auslegungstools im Rahmen der Task 2 begonnen. In Norwegen ist ein Programm auf Basis von Matlab-Simulink[®] zur Optimierung der

Wärmepumpenauslegung nach den Kriterien CO₂-Emissionen und Kosten in Entwicklung [3]. In den USA wurde ein Auslegungswerkzeug von Flächenheiz- und -kühlssystemen entwickelt, mit dem hochaufgelöste lokale Komfortauswertungen durch Modellreduktion auf Basis von CFD-Simulationen durchgeführt werden können. Ziel des Tools ist bei gutem Komfort möglichst tiefe Vorlauftemperaturen für die Wärmepumpe zu erzielen. Obwohl Flächenübergabesysteme der Schwerpunkt der Untersuchungen waren, können mit dem Tool auch andere Übergabesysteme wie Induktionsgeräte oder Raumklimageräte bewertet werden [4]. In der Schweiz wurden Auswertung des MINERGIE-A® Labels für Wohn- und Bürogebäude durchgeführt, das 2011 eingeführt wurde [5]. Als Bilanzgrenze für die gewichteten Endenergie wird dabei für die Wohngebäude die Gebäudetechnik zugrunde gelegt, während bei den Bürogebäuden auch die Beleuchtung und Geräte mit in die Bilanz einfließen. Als Einfamilienhaus wurde das Gebäude des IEA HPP Annex 38/Task 44 [6] adaptiert.

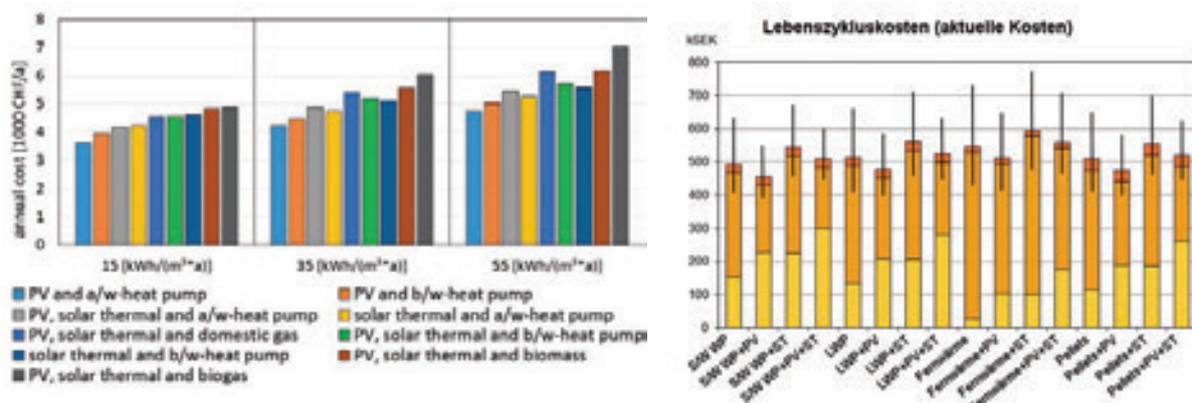


Bild 3: Kostenvergleich für Einfamilienhäuser in der Schweiz (links) und Schweden (rechts)

Als Mehrfamilienhaus wurde ein fünfstöckiges Gebäude zugrunde gelegt. Als Beispiel des Bürogebäudes wurde der Hauptsitz der Marché-Restaurants in Kempththal gewählt. Für Einfamilienhäuser sind unter den Randbedingungen in der Schweiz Wärmepumpen kombiniert mit PV sowohl hinsichtlich Energieeffizienz als auch hinsichtlich Lebenszykluskosten über 25 Jahre die günstigsten Systeme. In Bild 3 links sind die Jahreskosten der unterschiedlichen Systemlösungen dargestellt.

Für geringe Heizlasten nach MINERGIE-P® von 15 kWh/(m²a) erreichen Luft-Wasser-Wärmepumpen aufgrund der geringeren Investitionen die niedrigsten Jahreskosten, während bei höherem Heizwärmebedarf und grösseren Gebäuden erdgekoppelte Wärmepumpen günstiger werden. Systeme mit Biomasse, insbesondere Biogas, haben die höchsten Lebenszykluskosten. Bei Mehrfamilienhäusern und Bürogebäuden erreichen auch Wärme-Kraft-Kopplung und Fernwärme eine ähnlich gute Kosteneffizienz wie die Wärmepumpen. Auch bei den grösseren Wohn- und Bürogebäuden weisen die Systeme mit Biomasse die höchsten Lebenszykluskosten auf. Während kleinere Bürogebäude mit drei Stockwerken die Nullenergiebilanz noch mit PV auf dem Dach erreichen können, ist für grössere Gebäude auch eine Installation in der Fassade notwendig.

Bild 3 rechts zeigt die Ergebnisse der Fallstudien für ein Einfamilienhaus in Schweden [7]. Trotz der unterschiedlichen klimatischen und wirtschaftlichen Randbedingungen ergab der Systemvergleich ähnliche Ergebnisse, dass die Systemlösung von erdgekoppelten Wärmepumpen kombiniert mit PV eine wirtschaftliche Lösung sein kann und unter den untersuchten

Randbedingungen sogar die geringsten Lebenszykluskosten aufweisen. Fernwärme ist in Einfamilienhäusern teurer. Als Alternative mit niedrigen Lebenszykluskosten kommen Pellets mit PV zum Bilanzausgleich in Frage. In Mehrfamilienhäuser sind erdgekoppelte Wärmepumpen einer Fernwärmeversorgung überlegen, da niedrigere Kosten erreicht werden und zugleich die Systemlösung unabhängiger von zukünftigen Energiepreisentwicklungen sind. Fernwärme allein erreicht die derzeitig definierten Anforderungen für nZEB in Schweden nicht, sondern es sind Solartechnologien wie PV und Solarthermie erforderlich, um die derzeitige Definition einzuhalten. Allerdings gibt es in Schweden noch keine endgültige Definition von nZEB.

Auch in Finnland wurde bei den Fallstudien in Ein- und Mehrfamilienhäusern eine ähnliche Reihenfolge der kostengünstigen Systemlösungen erhalten, wobei hierfür die parallel im FinZEB Projekt entwickelte Definition zugrunde gelegt wurde. Trotz der in grossen Städten gut ausgebauten Fernwärme erreichen auch hier die erdgekoppelten Wärmepumpen die niedrigsten Lebenszykluskosten über 25 Jahre, ein Ergebnis, das einige Diskussionen in Finnland ausgelöst hat.

In Kanada und Japan sind die Ergebnisse der Feldstudien nicht so eindeutig. Während in Kanada in den östlichen Provinzen am Beispiel der Städte Montréal und Halifax erdgekoppelte und speziell auf das kalte Klima angepasste Wärmepumpen Kostenvorteile aufweisen, ist der Einsatz in den westlichen Provinzen mit den Städten Toronto, Edmonton und Vancouver aufgrund der niedrigen Energiepreise beschränkt.

In Japan wurden Bürogebäude mit ausgeprägtem Klimatisierungsbedarf untersucht. Trotz des Einsatzes von effizienter Wärmepumpentechnologie zum Heizen und Kühlen und Reduktion der internen Lasten durch optimierte Tageslichtnutzung und effiziente Geräte bleibt das Erreichen einer positiven Bilanz auf Basis des gesamten Energieeinsatzes inklusive Geräten und Beleuchtung anspruchsvoll.

Ergebnisse Task 3/4 zur Technologienentwicklung und Feldmessungen

In den USA laufen am Oak Ridge National Laboratory (ORNL) schon länger Entwicklungen von hochintegrierten, multifunktionalen Wärmepumpensystemen für die Funktionen Raumheizung, Warmwasser, Kühlung und Entfeuchtung. Während ein erdgekoppelter Prototyp nach Feldtests schon in den Markt eingeführt ist, sind im Annex 40 Feldmessungen an einem Luft-Luft Prototyp durchgeführt worden. Darüber hinaus sind weitere Prototyp-Varianten entwickelt worden. Bild 4 zeigt die Ergebnisse der Feldmessungen in Knoxville, TN, für die Sommermonate 2015 für die unterschiedlichen Betriebsarten [4]

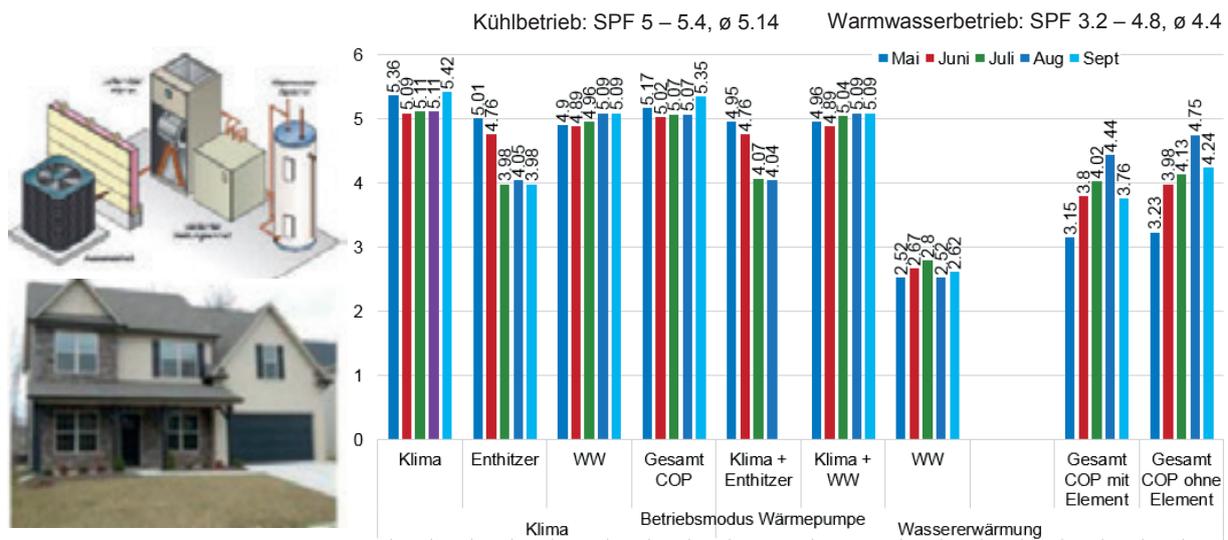


Bild 4: Ergebnisse des Feldtests der Luft-Luft integrierten Wärmepumpen in Knoxville

Als Durchschnittswert der unterschiedlichen kombinierten Betriebsmodi wird im Kühlbetrieb eine Arbeitszahl von 5.14 und im Warmwasserbetrieb eine Arbeitszahl von 4.4 erreicht. Am Warmwasserbetrieb werden die Vorteile eines kombinierten Betriebs deutlich. Während im separaten Warmwasserbetrieb die Arbeitszahl zwischen 2.5 und 2.8 liegt, werden im kombinierten Betrieb Arbeitszahlen zwischen 3.2 und 4.8 erreicht. Bei integrierten Systemen können Effizienzgewinne durch interne Wärmerückgewinnung und bessere Komponenten erschlossen werden, die beim separaten Betrieb nicht genutzt werden. Während des Projekts wurden noch zwei weitere Varianten der integrierten Luft-Luft-Wärmepumpe als Prototypen entwickelt. Die eine Variante entkoppelt die Funktionen Entfeuchtung und Warmwasserzeugung von der Heiz- und Kühlfunktion, indem der Prototyp in zwei Einheiten aufgeteilt wird. In der Übergangszeit besteht häufig nur Bedarf für diese Funktionen, so dass dann nur die eine Einheit betrieben werden kann.

Der zweite Prototyp ist eine Gasmotor getriebene Wärmepumpe, um auch den Markt der konventionell mit Gas geheizten Gebäude für die Wärmepumpen zu erschliessen. Beide Prototypen befinden sich noch in der Entwicklung und in Feldtests.

Am National Institute for Standards and Technologies NIST wurde ein NZEB Testhaus (Net Zero Energy Residential Testing Facility – NZERTF) im Rahmen des Annex 40 in Betrieb genommen, das mit künstlichen Lastengeneratoren und detaillierter Messtechnik ausgestattet ist. Damit können reproduzierbare Lastzustände für den Test unterschiedlicher Wärmepumpen und Gebäudetechniklösungen für NZEB unter realen Bedingungen getestet und weiterentwickelt werden.

In Norwegen wurden Feldtests in den ersten nZEB als Zusammenarbeit des Ingenieurunternehmens COWI AS, NTNU und SINTEF durchgeführt. Ein Schwerpunkt in Norwegen liegt auf dem Einsatz natürlicher Kältemittel, insbesondere CO₂. Eine Feldmessung wurde in einem Bürogebäude in Sandvika in der Nähe von Oslo durchgeführt, das zum Plusenergiegebäude saniert wurde, und mit zwei erdgekoppelten Wärmepumpen zum Heizen und Free-Cooling sowie zur Warmwassererwärmung ausgestattet ist. Trotz der höheren Temperatur der Übergabesysteme durch die Sanierung wird im Heizen eine Jahresarbeitszahl von 3.9 und im Warmwasser von 2.9 erreicht. Als Optimierung hätte das Erdsondenfeld jedoch kleiner dimensioniert werden können und damit eine kostengünstigere Anlage realisiert werden können. [3].

In einem weiteren Feldprojekt ist ein CO₂-Wärmepumpen-Warmwassererwärmer in 3 Wohnblocks mit je 270 Wohnungen eingesetzt worden. Als Wärmequelle stand Abluft aus dem Gebäude auf einem Temperaturniveau von 22 °C zur Verfügung. Mit der CO₂-Wärmepumpe wurde Warmwassertemperaturen von 70 °C für die Speicherung erzeugt. Der Speicher besteht aus einer recht komplexen Kombination von einzelnen Speicher, die eine möglichst gute Schichtung erreichen sollen, um für die Gaskühler der CO₂-Wärmepumpe tiefe Eintrittstemperaturen zur Verfügung zu stellen. Für diese Temperaturverhältnisse könnte eine Jahresarbeitszahl von 4.4 für den Warmwasserbetrieb gemessen werden. Trotz der hohen Arbeitszahl wurden verschiedene Optimierungspotenziale ausgewertet, z.B. ein verbesserter Speicher und effizientere Pumpen [3]

Im Rahmen der Feldmessungen wurden auch erste Resultate zu Potenzialen eines Lastmanagement mit Wärmepumpen ausgewertet. Die Wärmepumpe stellt in nZEB Wohngebäuden meist den elektrischen Hauptverbrauch neben dem Haushaltsstrom dar. In einem kleinen Mehrfamilien-Plusenergiehaus in Rapperswil, AG, konnte durch gezielten Betrieb der Wärmepumpenlaufzeiten zu Zeiten mit PV Ertrag eine Steigerung des Eigenverbrauchs von 15% ausgewertet werden. [8]

Als weitere Feldmessung in der Schweiz wurde das erste MINERGIE-A[®] zertifizierte Gebäude mit Büronutzung in Uster, ZH über 2 Jahre gemessen. [9]. Neben der Büronutzung umfasst das Gebäude auch eine Wohnnutzung mit 7 Wohnungen im Obergeschoss. Die Gebäudehülle ist gut gedämmt und erreicht fast MINERGIE-P[®] Niveau.

Bild 5 zeigt das Gebäudekonzept mit den Kernkomponenten einer 23.7 kW_p PV-Anlagen zum Bilanzausgleich und einer 33.8 kW (B0/W35) erdgekoppelten Wärmepumpe. Ein Erdwärmesondenfeld aus 11 Doppel-U-Rohr-Sonden mit einer Bohrtiefe von 79 m dient als Wärmequelle für den Wärmepumpenbetrieb. Im Sommer wird im Free-Cooling Betrieb über das Erdsondenfeld gekühlt und das Feld damit regeneriert. Im Heizkreis ist ein 800 l Pufferspeicher parallel geschaltet. Die PV wird durch ein kleines Hybridkollektorfeld von 7.1 m² ergänzt, dessen thermischer Teil eine Warmwasservorwärmung in einem 500 l Speicher gewährleistet. Die Nachwärmung erfolgt über die Wärmepumpe in einem 1000 l Speicher, zum Legionellenschutz ist zusätzlich ein Heizstab installiert. Des Weiteren ist das Gebäude mit einer mechanischen Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung ausgestattet und hat eine Ladestation für eine Elektroauto, das an von den Bewohnern genutzt werden kann, aber auch an ein Car-Sharing-System angeschlossen ist.

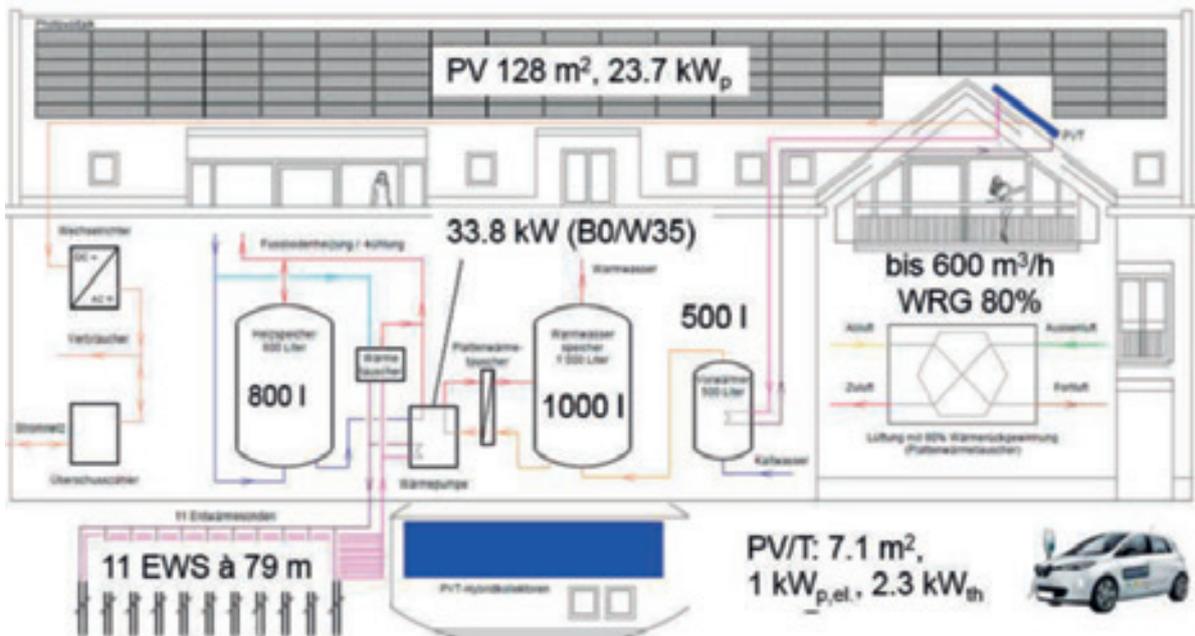


Bild 5: Gebäudekonzept des MINERGIE-A Gebäudes in Uster mit Büro und Wohnnutzung

Nach dem ersten Betriebsjahr wurden bereits gute Jahresarbeitszahlen von 4.6 im Heizbetrieb und 3.5 im Warmwasserbetrieb erreicht, woraus sich eine Gesamtjahresarbeitszahl von 4.2 ergibt. Durch Optimierung der Temperatureinstellungen im Speicher und Anpassung der Freigabezeiten konnte jedoch die Arbeitszahl im Heizbetrieb auf 4.9 gesteigert werden, woraus sich eine Gesamtjahresarbeitszahl von 4.5 für das zweite Betriebsjahr ergibt. Weitere grosse Einsparpotenziale konnten auch die verbesserte Regelung der direktelektrischen Heizbänder zur Warmwasserwarmhaltung erschlossen werden, wodurch der elektrizitätsbedarf der Heizbänder um 60% reduziert werden konnte.

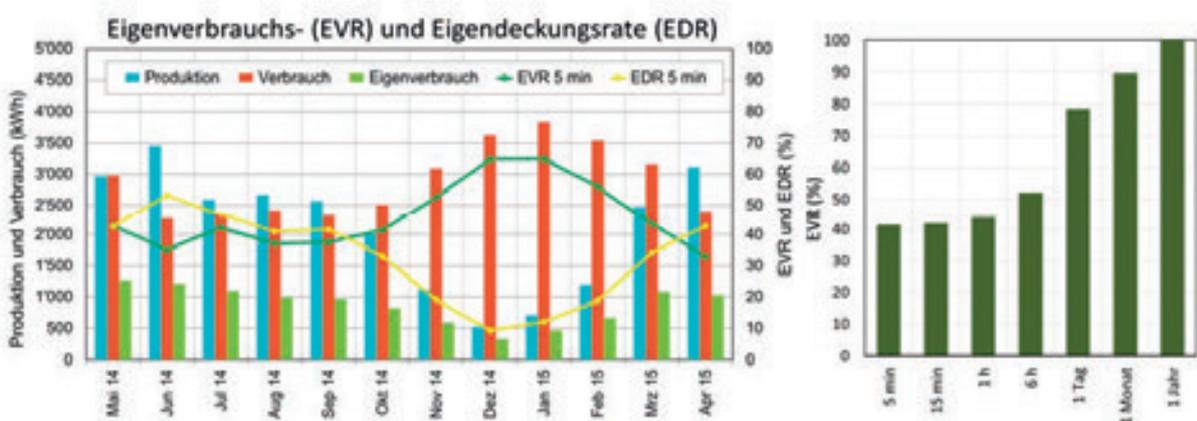


Bild 6: Eigendeckung und Eigenverbrauch für die Büronutzung des Gebäudes in Uster, ZH

Ein weiteres Auswertungskriterium für die Büronutzung war die Bestimmung des Eigenverbrauchs bzw. der Eigendeckung. In Bild 6 links sind die monatlichen Werte veranschaulicht, die auf Basis von 5 min Werten ausgewertet wurden. In Bild 6 rechts ist der Einfluss unterschiedlicher Bilanzperioden auf die Höhe der Eigenverbrauchsrate gezeigt. Ab Werten unter

einer Stunde ändert sich die Eigenverbrauchsrate nur noch moderat. Für den Bilanzierungszeitraum von 5 min ergibt sich eine Eigenverbrauchsrate von knapp 40% und einer Eigendeckungsrate von über 30% ohne Optimierungsmassnahmen eines Lastmanagements, welches z.B. durch Verschiebung der Wärmepumpenbetriebszeiten entsprechend des PV-Ertrags erfolgen kann.

Mit den Ergebnissen des Feldtests wird die Vermutung bestätigt, dass durch die Büronutzung ein höherer Tagbetrieb als bei Wohnnutzung entsteht, wodurch sich die Übereinstimmung von Energieverbrauch und Erzeugung verbessert. Durch ein Lastmanagement könnte die Eigenutzung des erzeugten PV-Stroms mutmasslich auch bei Büronutzung noch weiter gesteigert werden.

Übersicht und Ausblick IEA HPT Annex 49

Wegen des vielversprechenden Potenzials von Wärmepumpen für den Einsatz in Netto-Nullenergiegebäuden bestand Interesse der Teilnehmerländer, weitere Forschungsarbeiten in diesem Bereich durchzuführen. Als Schwerpunkte kristallisierten sich dabei die Integration von Wärmepumpen in die gesamte Gebäudetechnik (Speicherintegration, Wärmequellen, multifunktionaler Betrieb) und das angeschlossene Energiesystem (Stromnetz, allfällige Wärmenetze) sowie die Auslegung und Regelung der Systeme heraus. Dabei wollen einige Länder auch einen Verbund von Gebäuden, bei dem nicht jedes Gebäude individuell die Nullbilanz einhalten muss, sondern die Bilanzanforderung im Verbund eingehalten wird, betrachten.

Weiterhin sind auch die Definitionen in den Teilnehmerländer immer noch in Entwicklung.

Daher wurde im Oktober 2016 als Folgeprojekt der IEA HPT Annex 49 mit den Titel „Auslegung und Integration von Wärmepumpen in nZEB“ gestartet. Am Annex 49 haben derzeit die Länder Belgien (vertreten die Region Brüssel), Deutschland, Norwegen, Schweden, Schweiz und die USA ihre Teilnahme erklärt, Interesse an einer Teilnahme besteht auch bei den Ländern Österreich, Finnland/Estland, Japan und UK. Die Projektleitung hat wiederum das Institut für Energietechnik der HSR Rapperswil im Auftrag des BFE übernommen. Das Projekt wurde in die folgenden Arbeitspakete strukturiert.

Task 1: Aktualisierung des state-of-the-art

Auf Grundlage des Annex 40 sollen die sich immer noch entwickelnden aktuellen Definitionen in den Teilnehmerländern und die Auswirkungen auf die Gebäudetechnik untersucht werden. Des Weiteren soll die Betrachtung auf bereits umgesetzte Konzepte für Gebäudegruppen und Sanierungen ausgeweitet werden.

Task 2: Integration von Wärmepumpen in nZEB

Integrierte Wärmepumpenkonzepte weisen im Annex 40 gute Resultate auf. Daher sollten weitere Integrationsmöglichkeiten hinsichtlich Effizienz und Kosten bewertet und integrierte Wärmepumpe, die einen multifunktionalen Betrieb ermöglichen, weiterentwickelt werden. Im Hinblick auf Lastmanagementoptionen spielt auch die Speicherintegration eine grosse Rolle.

Task 3: Entwicklung und Feldmessung von Wärmepumpen in nZEB

Neue Entwicklungen und bestehende Gebäude sollen auch weiterhin in Feldtests untersucht werden, um die Performance und Verbesserungspotenziale im realen Anlagenbetrieb bewerten zu können.

Task 4: Auslegung und Regelung

In Task 4 soll die Auslegung, Regelung und Flexibilität von Wärmepumpen und angeschlossenen Komponenten untersucht werden, die häufig in einem Spannungsfeld stehen und sich gegenseitig beeinflussen, wie thermische und elektrische Speichern und die PV-Anlage in nZEB. Dabei sollen auch der Einfluss auf die angeschlossenen Energienetze betrachtet werden.

Tabelle 2 gibt einen Überblick der Beiträge der bereits beigetretenen und an einem Beitritt interessierten Länder. Die noch nicht beigetretenen Länder und Institutionen sind in Tabelle 2 kursiv gedruckt.

Tabelle 2: Überblick der Beiträge der Teilnehmerländer zum IEA HPT Annex 49

Projektbeiträge im Annex 49	
<i>Österreich (Uni Innsbruck)</i>	Technologievarianten und Monitoring von zwei nZEB
Belgien (Univ. Libre de Bruxelles)	Einsatz von Abwassernutzung zur Versorgung von nZEB; Feldtest von nZEB in Belgien
Deutschland (TH Nürnberg, TU Braunschweig, TEB GmbH)	Simulation und Monitoring einer Siedlung aus 8 Terrassenhäusern; Regelstrategien für Smart Grid Einbindung; Monitoring von 3 nZEB; Messungen und Auswertung von Passivhaus
<i>Finnland/Estland (Aalto University, Tallinn University of Technology)</i>	Vergleich von Systemlösungen für nZEB mit Wärmepumpe und Erdkopplung (Hydraulische Einbindung, Erdreichankopplung/-regeneration)
<i>Japan (Uni Nagoya, Hersteller)</i>	Case studies für nZEB Bürogebäude mit Wärmepumpe für japanische und europäische Randbedingungen
Norwegen (SINTEF, NTNU, COWI)	Designtool und Feldmessungen von Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln in nZEB, nZEB Areale
Schweden (SP, Hersteller)	Vergleich von Wärmepumpenlösungen mit Leistungsregelung in gleichen Häusern; Feldtests von nZEBs in Schweden
Schweiz (IET-HSR)	Integration von Solarkomponenten und Wärmepumpen für Heizung, Warmwasser und Kühlbetrieb; Felduntersuchung nZEB
<i>UK (Glen-Dimplex, Delta-EE)</i>	Entwicklung eines Standardsystems zur Versorgung von nZEB Wohngebäuden und Marktentwicklungen von Gebäudetechnik in nZEB
USA (ORNL, NIST, Uni Maryland)	Feldtest von integrierten Wärmepumpen-Prototypen; Testing von Wärmepumpenlösungen in nZEB Testhaus; Personal Cooling Lösungen

Im Februar 2017 hat das zweite Projekttreffen zum Austausch des State-of-the-Art stattgefunden. Als erste Auswertungen der Task 1 sind die Anforderungen nach der Musterverordnung der Kantone im Energiebereich MuKE n 2014 [10] und der Anfang 2017 publizierten neuen Anforderungen der MINERGIE-Standards [11] für das Einfamilienhaus der in Task 2 des Annex 40 durchgeführten Studie angewendet worden. Die wesentlichen Anforderungen nach MuKE n sind eine Anforderung an den Heizwärmebedarf des Gebäudes, ein Grenzwert der gewichteten Endenergie für die Bilanzgrenze Gebäudetechnik und eine minimale Eigenstromerzeugung am Gebäude. Für MINERGIE[®] muss zusätzlich die MINERGIE[®]-Kennzahl unter dem Grenzwert von 55 kWh/m² liegen. In die MINERGIE[®]-Kennzahl fließt die gesamte gewichtete Endenergie einschliesslich Haushaltsstrom ein, davon kann die gewichtete Eigenpro-

duktion abgezogen werden. Allerdings reduziert sich der Gewichtungsfaktor für ins Netz eingespeisten Strom um 0.4. Für MINERGIE-A[®] muss die PV-Anlagen als Zusatzanforderung die gesamte Energie einschliesslich Haushaltsstrom in der Jahresbilanz decken können.

Nach der ersten Auswertung ergibt sich für Einfamilienhäuser nach den neuen Anforderungen die gleiche Reihenfolge der Systeme hinsichtlich Energieeffizienz und Kosten wie nach den alten Anforderungen.

Nach diesen Auswertngen sind Wärmepumpen auch nach den neuen Anforderungen die besten Lösungen für nZEB. Wenn die Gebäude die Anforderungen nach MuKE n 2014 einhalten, wird zudem für die meisten Systemlösungen auch die MINERGIE[®]-Kennzahl eingehalten, auch mit der minimalen PV-Fläche gemäss Anforderungen nach MuKE n 2014. Damit besteht kein wirtschaftlicher Anreiz für eine Integration eine Batteriespeichers, da durch die relative kleine PV Fläche schon eine relative hoher Eigenverbrauch erreicht wird, und Batterien das System nur verteuern würden. Werden die Anforderungen nach MINERGIE-A[®] betrachtet, so dominiert die Anforderung an die Auslegung der PV-Anlage auf die Deckung des gesamten gewichteten Jahresstrombedarfs. Durch die resultierenden grossen PV-Anlagen besteht wiederum kein Anreiz, einen Batteriespeicher zur Steigerung des Eigenverbrauchs zu installieren, da der Grenzwert der MINERGIE-A[®] Kennzahl ebenfalls eingehalten wird. Ein Batteriespeicher könnte hingegen bei derzeitigen Marktbedingungen wirtschaftlich sein, wenn durch die bessere Gewichtung des Eigenverbrauchs die PV-Fläche verkleinert werden kann. Bei den beiden Anforderungen nach MINERGIE[®] und MINERGIE-A[®] ist dies aber zurzeit nicht der Fall. Lohnenswert könnte ein Batteriespeicher sein, wenn über den MINERGIE-A[®] Grenzwert hinausgegangen werden soll in Richtung Plusenergiehaus oder wenn die Bedingung von MINERGIE-A[®] zur Auslegung der PV-Anlage nach dem gewichteten Jahresenergiebedarf wegfällt, also MINERGIE[®] mit dem Grenzwert der MINERGIE-A-Kennzahl von 35 kWh/(m²a) angestrebt wird. Dann könnte nämlich die PV-Fläche verkleinert werden, und die eingesparten Investitionskosten in den Batteriespeicher investiert werden, wodurch ein rentabler Betrieb des Batteriespeichers möglich werden könnte.

Diese ersten Auswertungen beziehen sich nur auf die Randbedingungen des Einfamilienhauses nach [5], bei dem noch ausreichend Dachfläche für die Installation der PV-Anlage zur Verfügung steht. Bei grösseren Gebäuden mit knapper werdenden Dachflächen können sich andere Ergebnisse ergeben. Die Untersuchungen müssen noch für unterschiedliche Gebäudeauslegungen und Gebäudenutzungen weiter ausgewertet werden.

Schlussfolgerungen und Ausblick

Der Trend zu nZEB, die spätestens ab 2021 in der EU und der Schweiz die gesetzliche Anforderung für alle Neubauten darstellen, bietet ein grosses Marktpotenzial für Wärmepumpen. Im IEA HPT Annex 40 wurde der Wärmepumpeneinsatz für nZEB in Simulationsstudien und Feldmessungen untersucht und Prototypen, die auf die Lasten in nZEB angepasst sind, entwickelt. Trotz unterschiedlicher Randbedingungen in den Teilnehmerländer sind Wärmepumpen sowohl in Mitteleuropa als auch in Skandinavien unter den energieeffizientesten und kostengünstigsten Systemen, da nZE-Neubauten ideale Temperaturbedingungen für den Wärmepumpeneinsatz bieten, und durch die bessere Effizienz die Investitionskosten für die Energieerzeugung am Gebäude reduziert werden. Wärmepumpen, die dabei mehrere Gebäudedienstleistungen abdecken, erreichen in Feldtests besonders gute Effizienzen, womit sich auch die Kostensituation weiter verbessert. Zudem können durch eine kompakte Bauart und aufeinander abgestimmte Komponenten und eine angepasste Regelung Effizienz- und Kostenvorteile genutzt werden.

In Feldtests in nZEB konnte die gute Effizienz des Wärmepumpenbetriebs nachgewiesen werden, sowohl in Wohnbauten als auch in Bürogebäuden. Nichtsdestotrotz konnten jeweils in den Feldmessungen auch verschiedene Optimierungspotenziale identifiziert werden, so dass von Wärmepumpen zukünftig noch bessere Feldergebnisse erwartet werden können. Da die Wärmepumpe neben dem Haushaltsstrom im Wohnbau den grössten elektrischen Verbraucher darstellt, ergibt sich auch Potenzial für Lastmanagement zur Reduktion der Netzbelastung und zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit der PV-Anlage.

Erste Auswertung deuten darauf hin, dass die neuen MINERGIE®-Anforderungen, die 2017 veröffentlicht worden sind und auf der MuKE 2014 aufbauen, die Reihenfolge der energieeffizienten und kostengünstigen System im Einfamilienhaus nicht beeinflussen. Diese Ergebnisse muss jedoch noch breiter für unterschiedliche Gebäudekonfigurationen ausgewertet werden. Die Ergebnisse des IEA HPT Annex 40 sind in 4 Schlussberichten entsprechend den Tasks zusammengefasst worden, die auf der BFE Website und der Projektwebsite des IEA HPT Annex 40 unter <http://www.annex40.net> heruntergeladen werden können. Informationen zum Annex 49 werden auf der Projektwebsite <http://www.annex49.net> veröffentlicht.

Verdankungen

Die hier vorgestellten Ergebnisse entstammen der Projektzusammenarbeit in den Tasks des Annex 40 und Annex 49 und den Beiträgen der einzelnen Teilnehmerländer. Allen Teilnehmern wird für die gute und konstruktive Projektzusammenarbeit im Annex 40 und Annex 49 gedankt.

Für die Projektbegleitung und finanzielle Unterstützung der Projektleitung und der Projektbearbeitung des Annex 40 und 49 wird dem BFE, insbesondere dem Programmleiter Stephan Renz und der Leitung des Forschungsbereich Carina Alles gedankt.

Quellen

- [1] Europäische Kommission: Richtlinie zur Gesamteffizienz von Gebäude, European Journal, 2010
- [2] J. Zirngibl: Nearly Zero Energy Buildings (nZEB) in the CEN draft standard, REHVA Journal May 2014, Page 10-13
- [3] J. Stene, M. Justo Alonso: Field Measurements – Heat Pump Systems in NZEB, Bericht IEA HPT Annex 40 Task 3 Norwegen, NTNU und SINTEF Energy, Trondheim
- [4] V.D. Baxter, V. W. Payne, J. Ling, R. Radermacher: Heat pump concepts for nZEB – Technology developments, design tools and testing of heat pump systems for nZEB in the USA, Report IEA HPT Annex 40 Task2, Task 3 and Task 4 of the USA, Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, TN, 2015.
- [5] R. Schwarz, C. Wemhöner: Comparison of building technologies for nearly zero energy buildings. Tagungsband CISBAT 2015, 9-11. Sept. 2015, EPFL, Lausanne, 2015
- [6] R. Dott., M.Y.Haller, F. Ochs, J. Reuschenburg, J. Bony: The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38, Technical report of sub-task C, Report C1 part B, Muttenz, 2013
- [7] M. Persson: Heat pump developments for nZEB in Sweden, Tagungsband 11. IEA Heat Pump Conference Montreal, 12. Mai 2014
- [8] F. Dorusch, M. Hall, A. Geissler: Mehrfamilienhaus mit Elektromobilität in Rupperts-
wil, AG, Schlussbericht BFE Forschungsprogramm Gebäude, Muttenz, 2014
- [9] R. Schwarz., C. Wemhöner, W. Hässig: Netto-Nullenergie im Feldtest, HK
Gebäudetechnik Extra, Intelligente Gebäude, 7/2016, S. 8-12

- [10] Konferenz kantonaler Energiedirektoren: Mustervorschriften der Kantone im Energiebereich (MuKE), Bern, Ausgabe 2014
- [11] MINERGIE: Produktreglement zu den Gebäudestandards MINERGIE®/MINERGIE-P®/MINERGIE-A®, Version 2017.2, Basel, 9. Februar 2017

Michel Haller, Dr., Leiter Forschung SPF

Ko-Autoren:

Mattia Battaglia, Robert Haberli; Andreas Reber, Evelyn Bamberger

Institut für Solartechnik SPF, Hochschule für Technik Rapperswil HSR

Martin Borner, Energie Zukunft Schweiz

Steigerung des Photovoltaik-Eigenverbrauchs durch intelligente Wärmepumpen

Zusammenfassung

Bei Einspeisevergütungen für elektrische Energie aus Photovoltaik (PV) welche deutlich niedriger sind als die Tarife für den Strombezug ab Netz wird der Eigenverbrauch von PV-Strom für die Anlagenbesitzer interessant. Ein grosses Potenzial mit wenig Aufwand bietet hierfür die eigenverbrauchsoptimierte Regelung der Wärmepumpe in Kombination mit thermischen Speichern. Im Projekt CombiVolt wird aufgezeigt, wie solche eigenverbrauchsoptimierte PV-Wärmepumpensysteme im Prüfstand vermessen und charakterisiert werden können, und was mit solchen Systemen heute und in naher Zukunft erreicht werden kann. Es werden thermische und elektrische Energiespeicher miteinander verglichen und die Auswirkung der Speicherbewirtschaftung auf die entsprechenden Energiekennzahlen thematisiert. Die Fokussierung auf die Zielwerte Eigenverbrauch und Autarkiegrad wird dabei nicht nur in Bezug auf eine mögliche Reduktion der Gesamtenergieeffizienz kritisch hinterfragt, sondern auch in Bezug auf den Nutzen für die Stromnetzbetreiber.

Résumé

L'autoconsommation de l'électricité photovoltaïque (PV) devient intéressante avec les rétributions pour l'énergie PV qui sont clairement inférieures à l'achat d'électricité du réseau. Pour cela, le réglage des pompes à chaleur optimisé pour l'autoconsommation, en combinaison avec du stockage thermique, offre un grand potentiel pour un investissement minimal. Dans le projet CombiVolt est démontré comment de tels systèmes de pompes à chaleurs PV optimisés pour l'autoconsommation peuvent être mesurés et caractérisés, et ce qui peut être réalisé avec de tels systèmes aujourd'hui et dans un futur proche. Le stockage énergétique thermique est comparé au stockage électrique, et l'impact de l'exploitation du stockage sur les coefficients de performance est abordé. Un regard critique sur les objectifs de l'autoconsommation ou le degré d'autarcie est posé, non seulement sur la possible réduction de l'efficacité énergétique globale, mais également sur les avantages pour les exploitants du réseau.

- Ermittlung der ökonomischen Vor- und Nachteile verschiedener Regelstrategien unter Einbezug sowohl heutiger Stromtarifmodelle als auch künftiger Tarifmodelle, welche unterschiedlichen Ausbau der Photovoltaik im Netz berücksichtigen
- Einschätzung der ökonomischen Vor- und Nachteile der thermischen Speicherung im Vergleich zu Batteriespeichern für Systeme mit Eigenverbrauchsoptimierung einerseits und Netzdienstleistungen andererseits.
- Empfehlungen für Hersteller und Planer bezüglich Dimensionierung und Auslegung von PV-Wärmepumpensystemen mit Eigenverbrauchsoptimierung.

Übersicht Stromtarife und Abrechnungsmodalitäten

Grundvoraussetzung dafür, dass zeitgleich mit der Produktion verbrauchter PV-Strom auch als Eigenverbrauch angerechnet werden kann, ist ein entsprechendes Abrechnungsmodell mit dem Elektrizitätswerk. Profitiert der Konsument von einem separaten Wärmepumpentarif, so wird dieser üblicherweise auch über einen separaten Zähler abgerechnet. Dies verhindert den Eigenverbrauch von Photovoltaikstrom selbst dann, wenn Zeitgleichheit von Produktion und Verbrauch über die WP gegeben wäre. Ein weiterer Stolperstein können Wärmepumpen-Sperrzeiten über die Mittagsstunden sein, welche den Eigenverbrauch just zur Zeit der höchsten Produktionsspitzen einschränken.

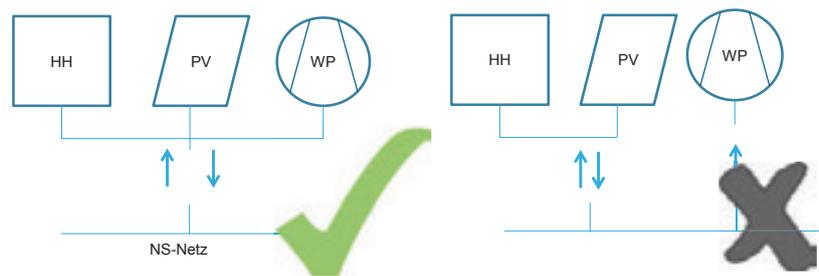


Bild 2: Abrechnung mit dem Elektrizitätswerk (EW) über gemeinsamen Stromzähler oder über separaten Wärmepumpenzähler.

Im Projekt CombiVolt wurden die Tarifstrukturen von 14 Energieversorgern untersucht, welche gemeinsam ca. 45% der Schweizer Bevölkerung versorgen. Tabelle 1 gibt eine Übersicht über die Bandbreite der ermittelten Tarife für den Strombezug und die Einspeisung von PV-Strom. Für Haushalte, welche zusätzlich zur Wärmepumpe über eine Solarstromanlage verfügen, erlauben heute die meisten Energieversorgungsunternehmen (EVU) den Anschluss über einen Zweirichtungszähler (Bild 2, links). In diesem Falle kann sowohl der Verbrauch des Haushalts als auch der Wärmepumpe zum PV-Eigenverbrauch beitragen. Häufig wird dabei die Wärmepumpe nur noch während typischerweise 2 Stunden pro Tag unterbrochen. Andererseits muss auf den etwas günstigeren Wärmepumpentarif verzichtet werden. Die Differenzen zwischen Haushaltstarif und Wärmepumpentarif sind in den letzten Jahren gesunken. Eine mögliche Entwicklung ist deren komplette Zusammenführung bzw. Abschaffung des Wärmepumpentarifs. Zudem ist mit der Anwendung des Wärmepumpentarifs meist ein zusätzlicher Grund- bzw. Messpreis fällig. Um diese Zusatzkosten durch eingesparte Stromkosten auszugleichen, müsste die Wärmepumpe, bei einer typischen Tarifstruktur, pro Jahr mindestens 5000 kWh verbrauchen. Mit einem Verbrauch in dieser Größenordnung ist jedoch nur bei sehr grossen oder bei sehr schlecht wärmegeämmten Einfamilienhäusern zu

rechnen. Bei den Einspeisetarifen fallen die sehr hohen Maximalwerte und die grosse Bandbreite auf. In Tabelle 1 wurden die Werte der IWB nicht berücksichtigt, da diese als einziges der untersuchten EWs einen höheren Einspeise- als Bezugstarif ausweist. Bei IWB ist es also vorteilhafter, die gesamte Eigenproduktion ins Netz einzuspeisen. Bei allen anderen EVU ist der Eigenverbrauch bis auf eine Ausnahme (ewl NT) vorteilhafter.

Tabelle 1: Bandbreite der ermittelten Stromtarifdifferenzen zwischen Bezug (Tarif normal) und Einspeisung von 13 Energieversorgern (ohne IWB) aufgeteilt nach Hochtarif (HT) und Niedertarif (NT).

Arbeitspreisdifferenz [Rp/kWh]	Min.	Max.
HT (Netz+Strom) – Einspeisetarif	2.90	16.85
NT (Netz+Strom) – Einspeisetarif	-0.40	8.35

Hardware in the Loop Test von PV-WP Systemen

Um das Zusammenspiel von Wärmepumpe, Speicher und Regelung für die Optimierung des PV-Eigenstromverbrauchs im Prüfstand zu ermitteln wurde der Hardware in the Loop Prüfstand des SPF Institut für Solartechnik [1] um die Komponenten PV-Emulator und Haushaltsstromemulator erweitert.

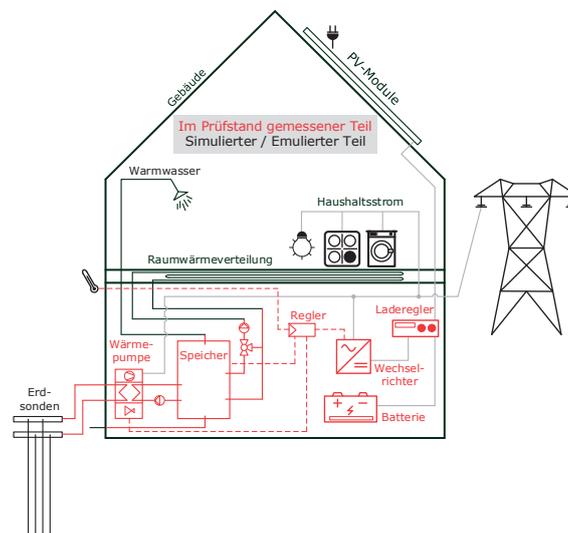


Bild 3: Systemaufbau (rot) im Prüfstand sowie simulierte und emulierte Komponenten (schwarz) für den Hardware in the Loop Systemtest am Institut für Solartechnik SPF.

Mit einem Hardware in the Loop Test nach dem Concise Cycle Testverfahren (CCT) können innert wenigen Tagen nicht nur die Funktion des Systems überprüft werden, sondern auch Systemkennwerte wie der PV-Eigenverbrauch und der Autarkiegrad ermittelt werden. Idealerweise sind die ermittelten Werte repräsentativ für den Betrieb des Systems im Feld über ein ganzes Jahr. Im Gegensatz zu realen Feldtests können im Prüfstand die Bedingungen wiederholt und somit die Resultate verschiedener Systemkombinationen oder Regelungsvarianten miteinander verglichen werden. Weitere Vorteile des CCT-Verfahrens gegenüber Feldtests sind genauere Messgeräte, mehr Messstellen, eine höhere zeitliche Auflösung der Messwerte sowie eine schnellere Verfügbarkeit der Resultate aus allen Jahreszeiten und Betriebsmodi.

Ein CCT dauert sechs Tage, zuzüglich einer ca. 24 h Phase der Vorkonditionierung sowie einer nachgeschalteten Phase zur Überprüfung der Wiederholbarkeit [2]. Die Repräsentativität des Testzyklus für den Betrieb über ein ganzes Jahr wurde validiert, indem verschiedene System- und Regelungsvarianten über den Testzyklus simuliert und die Ergebnisse mit den Ergebnissen von Jahressimulationen verglichen wurden (Bild 4).

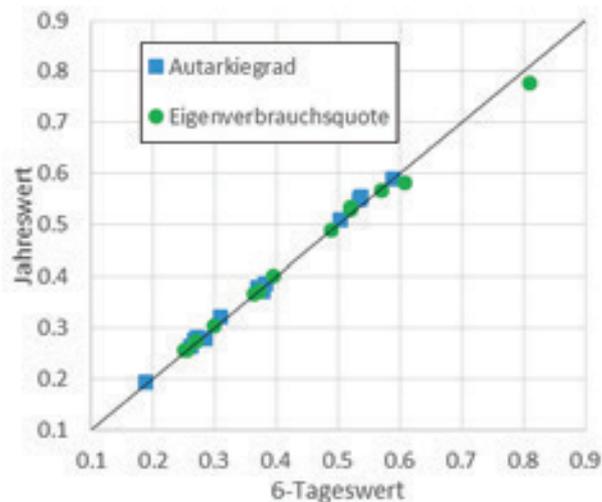


Bild 4: Korrelation des Eigenverbrauchs und des Autarkiegrades zwischen Simulationen über die 6 Tage des Concise Cycle Testprofils und Simulationen über das ganze Jahr.

Mit dem Concise Cycle Test werden im Verlauf des Projektes mehrere PV-Wärmepumpenkombinationen verschiedener Hersteller ausgemessen. Neben qualitativen Auswertungen wie den in Bild 5 dargestellten elektrischen Energiebilanzen über die Zeit werden die im folgenden Abschnitt definierten Kennzahlen ermittelt und verglichen.

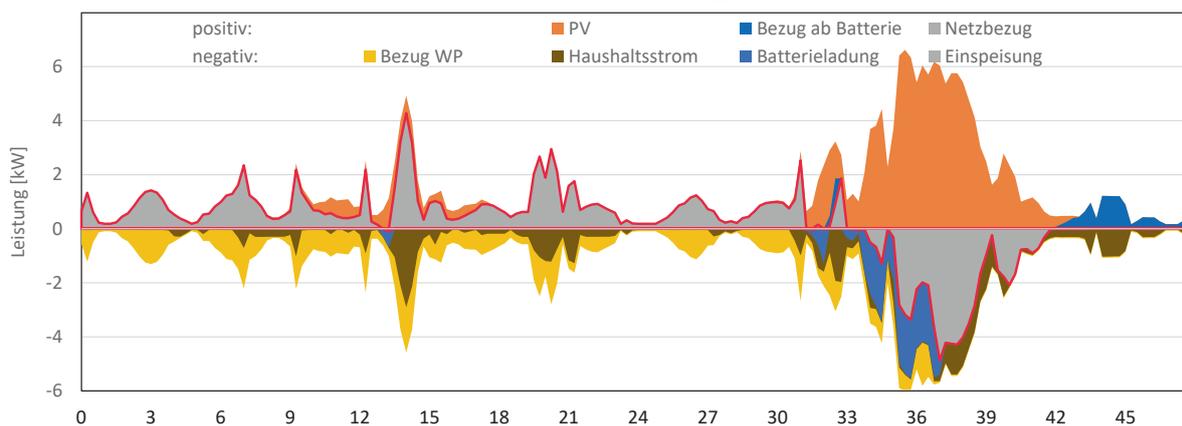


Bild 5: Gemessener Verlauf von Bezug und Einspeisung elektrischer Energie über 48 h des Testprofils. Rote Linie = Netzbilanz.

Kennwerte für PV-WP Systeme

Als Kennwerte für PV-Wärmepumpensysteme werden meist die Eigenverbrauchsquote R_{eig} der PV-Anlage und der Autarkiegrad des Haushalts erwähnt (vgl.[3]). Diese sind definiert als:

$$\text{Formel 1:} \quad R_{eig} = \frac{W_{eig}}{W_{prod}} = \frac{W_{ges} - W_{NB}}{W_{prod}}$$

$$\text{Formel 2:} \quad R_{aut} = \frac{W_{eig}}{W_{ges}} = \frac{W_{ges} - W_{NB}}{W_{ges}}$$

Der Eigenverbrauch W_{eig} bezeichnet denjenigen Anteil des PV-Ertrages W_{prod} der zeitgleich verbraucht wird. Da dieser Eigenverbrauch selten direkt gemessen wird, erweist sich eine Bestimmung aus der Differenz des gesamten Stromverbrauchs W_{ges} und des Netzbezugs W_{NB} oft als sinnvoller und praktikabler Weg.

Das Netto-Stromverhältnis R_{prod} sagt aus, wie hoch der Solarertrag ausfällt im Vergleich zum Jahresbedarf an elektrischer Energie:

$$\text{Formel 3:} \quad R_{prod} = \frac{W_{prod}}{W_{ges}}$$

Netzbezug W_{NB} und Netzeinspeisung W_{NE} geben Aufschluss darüber, wie viel Strom vom Netz bezogen wurde, respektive ins Netz eingespiesen wurde.

Um thermische und elektrische Speicher miteinander vergleichen zu können, wurde als Masseneinheit ein „Nutzbares Stromspeicheräquivalent“ eingeführt. Für Batteriespeicher entspricht dies der nutzbaren Kapazität (bis zur maximalen Entladetiefe). Bei thermischen Energiespeichern wird die auf Grund der Stoffeigenschaften des Mediums berechnete thermische Energiespeicherkapazität durch den elektrischen Wirkungsgrad des Wärmeerzeugers geteilt:

$$\text{Formel 4:} \quad C_{el,sto} = \frac{(T_{sto,max} - T_{sto,set}) \cdot V_{sto} \cdot \rho_w \cdot c_{p,w}}{COP}$$

mit $COP = 3$.

Schliesslich führen wir einen Faktor R_{net} ein, der das Verhältnis von ab Netz bezogener Energie zum Gesamt-Nutzenergiebedarf E_{use} beschreibt. Die Nutzenergie beinhaltet dabei den Haushaltsstrombedarf W_{HH} sowie den thermischen Energiebedarf für Warmwasser Q_{WW} und Raumheizung Q_{RH} .

$$\text{Formel 5:} \quad R_{net} = \frac{W_{NB}}{E_{use}}$$

$$\text{Formel 6:} \quad E_{use} = W_{HH} + Q_{WW} + Q_{RH}$$

Betrachtetes System

Betrachtet wurde ein Einfamilienhaus im Klima von Zürich welches dem SFH45 des IEA SHC Task 44 entspricht [4]. Dieses Gebäude hat eine Energiebezugsfläche von 140 m², und im Klima von Zürich einen Wärmebedarf von 57 kWh/m² (45 kWh/m² im Klima von Strasbourg). Der Haushaltsstrombedarf für 4 Personen (zwei Erwachsene, zwei Kinder, Anwesenheitszeiten unter der Woche auch tagsüber) wurde mit dem LoadProfileGenerator [5] erstellt, das Warmwasserbedarfsprofil mit dem Tool DHWcalc [6]. In der Standardvariante verfügt das Gebäude über eine Photovoltaikanlage von 7.2 kWp mit Orientierung Süd und Neigung 45°. Tabelle 2 gibt eine Übersicht über den Bedarf an thermischer ($Q_{WW} + Q_{RH}$) sowie elektrischer ($W_{sys} + W_{HH}$) Energie in der Grundvariante. Das Verhältnis von photovoltaisch erzeugter zur im Gebäude verbrauchten elektrischen Energie R_{prod} ist in dieser Variante mit 107% nahe bei Netto-Null.

Tabelle 2: Bedarf an thermischer und elektrischer Energie sowie PV Produktion in der Grundvariante.

Parameter	Symbol	Wert
Warmwasserbedarf	Q_{WW}	3276 kWh _{th}
Raumwärmbedarf	Q_{RH}	7987 kWh _{th}
Elektrischer Bedarf Heizsystem	W_{sys}	3900 kWh _{el}
Haushaltsstrom (ohne Heizsystem)	W_{HH}	3312 kWh _{el}
Gesamt-Strombedarf	W_{ges}	7212 kWh _{el}
Produktion PV-Strom	W_{prod}	7689 kWh _{el}
PV Verhältnis	R_{prod}	107%

Um das Potenzial zur Lastverschiebung durch Wärmepumpen zu ermitteln, wurde das System mit der Software TRNSYS [7] simuliert. Es wurden drei verschiedene Varianten von thermischen Speichersystemen untersucht:

- **Kombispeicher** im weiteren Sinne, als ein Schichtenspeicher welcher Wärme sowohl für Warmwasser als auch für Raumheizung in einer Einheit speichert.
- **Zwei Speicher System**, bestehend aus einem Warmwasserspeicher und einem separaten Speicher für Raumheizung.
- **Warmwasserspeicher** ohne zusätzlichem Speicher für Raumwärme.

Der simulierte elektrische Energiespeicher wurde in einem ersten Schritt vereinfacht angenommen als AC-gekoppelter Lithium-Ionen Akku mit einer konstanten Ladezyklus-Effizienz von 78%, unabhängig von der Be- oder Entladeleistung oder vom Ladezustand. Dieses rudimentäre Modell wird im Laufe des Projektes auf Grund der gemessenen Werte im Teststand den real beobachteten Effizienzen und Abhängigkeiten von Batteriespeichern angepasst werden. Die Luft-Wasser Wärmepumpe wurde als Inverter-Wärmepumpe mit einem regelbaren Leistungsbereich von 30 – 100% simuliert. Die thermische Leistung der simulierten Wärmepumpe betrug 9.3 kW (A2W35) bei einem COP von 3.5.

Die einfachste und kostengünstigste Variante der Eigenverbrauchserhöhung ist das gezielte Beladen eines bereits vorhandenen Warmwasserspeichers bei PV-Überschuss. Hier kann durch die Grösse des Wasserspeichers und die Belade-Zieltemperatur bei PV-Überschuss im Vergleich zur „gewöhnlichen“ Beladetemperatur das nutzbare Stromspeicheräquivalent beeinflusst werden. Soll der Eigenverbrauch weiter erhöht werden, so stehen die Optionen ‚Kombispeicher‘, ‚Zwei thermische Speicher‘, ‚Bewirtschaftung der thermischen Masse des Gebäudes‘, und ‚Batteriespeicher‘ zur Verfügung. Ein generelles Schema zur Regelung dieser Systeme zeigt Bild 6.

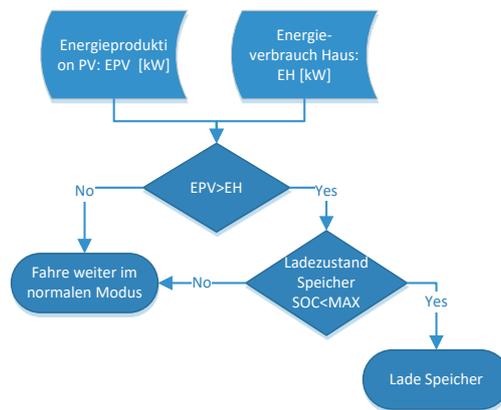


Bild 6: Generelles Schema der Regelung. EPV = Energieproduktion PV, EH = Energieverbrauch Haus, SOC = Ladezustand Speicher. MAX = Maximalwert für Ladezustand Speicher.

Eigenverbrauch, Autarkiegrad und Netto-Null Bilanz

Generell gilt: je grösser die PV Anlage dimensioniert ist, desto höher steigt in der Regel der Autarkiegrad, und desto geringer fällt der Eigenverbrauch aus. Eine Angabe von Autarkiegrad oder Eigenverbrauch sollte deshalb immer begleitet werden von der Angabe der Dimensionierung der PV-Anlage im Vergleich zum Verbrauch (zum Beispiel R_{net}). Bei einer Netto-Null-Energiebilanz ($R_{net}=100\%$) ist der Autarkiegrad per Definition gleich hoch wie der Eigenverbrauch. Eine Angabe von Autarkiegrad und Eigenverbrauch bei Dimensionierung auf Netto-Null ist deshalb ein einfach zu kommunizierender Referenzpunkt.

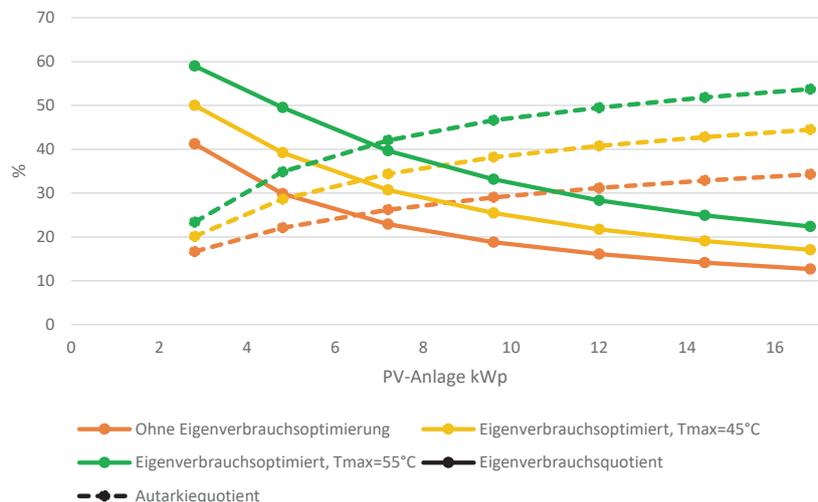


Bild 7: Eigenverbrauchsrate und Autarkiegrad ohne Eigenverbrauchsregelung sowie mit Beladung eines thermischen Speichers bei überschüssigem PV-Strom bis 45 °C, respektive 55°C.

Der Netto-Nullpunkt dieser Anlage liegt bei ca. 7.1 kWp PV. Ohne besondere Massnahmen resultiert ein Eigenverbrauch für das Wärmepumpensystem und den Haushaltsstrom von ca. 23%. Dieser Wert kann auf ca. 41% fast verdoppelt werden durch eine entsprechende Regelung und Bewirtschaftung thermischer Speicher. Dabei verschiebt sich der Netto-Nullpunkt

leicht nach rechts, da die höheren Temperaturen auch mehr Wärmeverluste und einen geringeren COP der Wärmepumpe nach sich ziehen.

Vergleich verschiedener Speichervarianten

Bild 8 zeigt die erreichbare Reduktion des Netzstrombezugs in Abhängigkeit der verschiedenen Speichertechnologien und nutzbaren Stromspeicheräquivalente C_{el} . Beim Batteriespeicher wird das nutzbare Stromspeicheräquivalent durch die Grösse der Batterie beeinflusst. Bei den thermischen Speichern hängt bei vorgegebener Speichergösse das nutzbare Stromspeicheräquivalent von der Überladetemperatur der jeweiligen Speicherzonen ab (vgl. Formel 4). Die in Bild 8 gezeigten Datenpunkte repräsentieren Regelungen, welche sowohl für den Raumheizungs- als auch den Warmwasserspeicher verschiedene maximale Speicherbeladungen zwischen 45 und 55°C zulassen. Im betrachteten System kann der Netzstrombezug durch Beladung thermischer Speicher bis auf 55°C um 16% reduziert werden. Eine Reduktion um 30 % ist möglich mit einem Batteriespeicher von 6 kWh nutzbarer Kapazität (43% mit relativ grossem Speicher von 18 kWh). Dass mit einem Batteriespeicher deutlich mehr erreicht werden kann als nur mit einem thermischen Speicher liegt auf der Hand, da der Batteriespeicher Lastverschiebung von Wärmepumpe und Haushaltsstrom erreichen kann, der thermische Speicher jedoch nur jene der Wärmepumpe. Interessant ist jedoch die Tatsache, dass die Kombination thermischer Speicher und Batteriespeicher bei gleichem Gesamt-Stromspeicheräquivalent auch die gleiche Reduktion von Netzstrombezug erreicht. Bei deutlich günstigeren Kosten und Umweltauswirkungen der thermischen Speicher sind diese den elektrischen Speichern bei der Lastverschiebung von Wärmepumpen vorzuziehen.

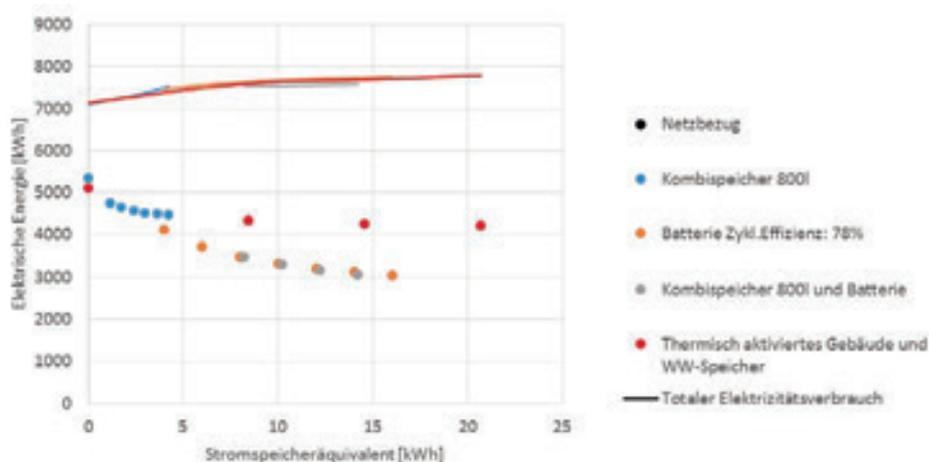


Bild 8: Vergleich des jährlichen Netzbezugs und des Gesamtstrombedarfs für verschiedene Speichervarianten und Kombinationen in Abhängigkeit des gesamten Stromspeicheräquivalents. Datenpunkte bei Stromspeicheräquivalent 0 entsprechen einem System mit den jeweiligen Wärmespeichern, jedoch ohne Eigenverbrauchsregelung.

Kritische Betrachtung von Verlusten und Kennwerten

Mit zunehmendem Einsatz von Wärme- und/oder Stromspeichern kann der Netzbezug zwar verringert werden, jedoch steigt dabei der Gesamtstrombedarf auf Grund von Speicherverlusten und niedrigerem COP der Wärmepumpe bei der Speicherbewirtschaftung (Bild 8). Wird

dieser zusätzliche elektrische Energiebedarf eingerechnet in den Gesamtenergiebedarf W_{ges} , so kann dies dazu führen, dass ab einem gewissen Punkt zwar die Eigenverbrauchsrate und der Autarkiegrad weiter steigen, der Netzstrombezug aber nicht weiter sinkt oder sogar zunimmt. Dies wiederum kann dazu führen, dass der Autarkiegrad bei einem System mit hohen Speicherverlusten (zum Beispiel Verluste beim Be- und Entladen einer Batterie) höher ausfällt als bei einem gleichen System mit weniger Speicherverlusten. Dies deshalb, weil der Eigenstromverbrauch $W_{eig} = W_{ges} - W_{NB}$ prozentual mehr zunimmt als der Gesamtstromverbrauch W_{ges} . Verlässlichere Zielgrößen für die Optimierung der Anlage aus Sicht des Endkunden sind deshalb der verbleibende Netzstrombezug W_{NB} oder das Verhältnis R_{net} von Netzstrombezug zur tatsächlich gelieferten Nutzenergie. Auch diese beiden Werte beinhalten jedoch weder die Beurteilung der möglicherweise entgangenen Einspeisung von PV-Strom ins Netz, noch das Interesse der Stromnetzbetreiber, vor allem die Strombezugs- und Stromeinspeisespitzen zu reduzieren.

Ökonomische Betrachtung

Ob es ökonomisch interessant ist eine Regelung zu implementieren, welche den Eigenverbrauch erhöht, wird im Wesentlichen von den Tarifen für Netzbezug (k_{GP}) und Netzeinspeisung (k_{GS}) bestimmt. Eine Eigenverbrauchsregelung führt in der Regel dazu, dass sowohl der Bezug von elektrischer Energie ab Netz als auch die Einspeisung von PV-Strom ins Netz sinkt. Mit zunehmender Beladung thermischer Energiespeicher steigen auch die Verluste dieser Speicher und – noch wichtiger – es sinkt der COP der Wärmepumpe. Deshalb sinkt der Netzstrombezug weniger stark als die Netzeinspeisung (Bild 9). Die graue Kurve in Bild 9 zeigt das Verhältnis dieser beiden Werte, jeweils als Grenzwert für die Erhöhung der Speicherbeladung um 2 K. Es wird schnell ersichtlich, dass beim analysierten System ab einer Speicherüberhöhung von 8 K die bei weiterer Überhöhung zusätzlich erreichte Vermeidung von Netzstrombezug bereits nur noch 20% der dadurch reduzierten Einspeisung beträgt. Die Kosteneffizienz einer solchen Regelung ist nur dann gegeben, wenn die vermiedenen Kosten für Strombezug ($k_{GP} \cdot \Delta W_{GP}$) höher sind als die verlorene Vergütung der Einspeisung ($k_{GS} \cdot \Delta W_{GS}$). Diese Bedingung $k_{GP} \cdot \Delta W_{GP} > k_{GS} \cdot \Delta W_{GS}$ ist dann erfüllt, wenn das Verhältnis der Stromtarife $\Delta W_{GP}/\Delta W_{GS}$ grösser ist als das Verhältnis der Veränderung der eingespeisten und der bezogenen Energiemengen:

Formel 7:
$$\frac{\Delta W_{GP}}{\Delta W_{GS}} > \frac{k_{GS}}{k_{GP}}$$

Für das in Bild 9 abgebildete System ist also eine Überhöhung des Speichers um 8 K bei verfügbarem PV-Strom mit der in der Simulation implementierten Regelung nur dann sinnvoll, wenn das Verhältnis von Einspeisetarif zu Bezugstarif kleiner als 0.2 ist (fünffach höherer Tarif für Bezug als für Einspeisung). Zu beachten ist zudem, dass wir in dieser Betrachtung davon ausgegangen sind, dass der Wärmespeicher bereits im System vorhanden oder eingeplant ist. Die Frage, ob sich die Investition in einen grösseren Speicher nur zum Zwecke der Eigenverbrauchserhöhung ökonomisch lohnt, haben wir vorerst ausgeklammert.

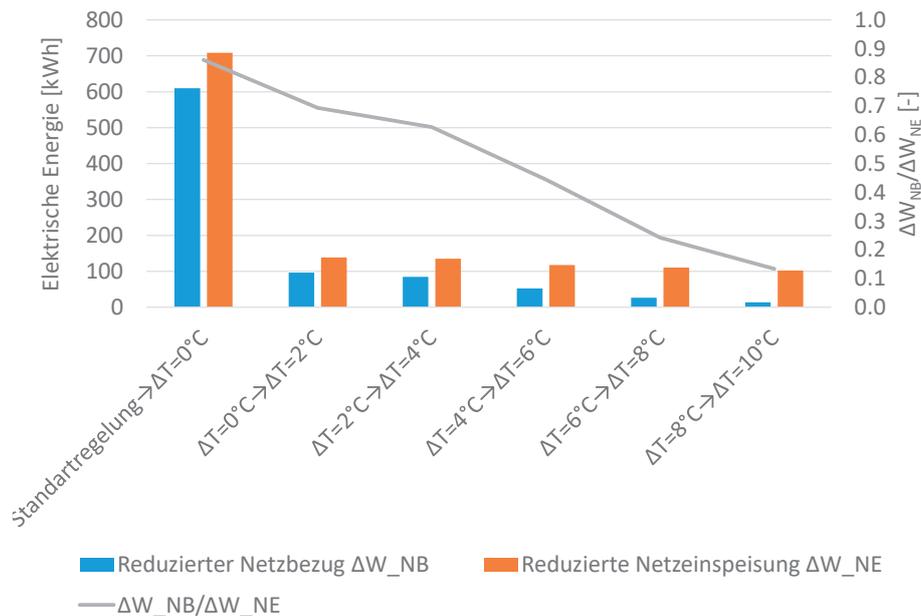


Bild 9: Reduktion des Netzstrombezugs und Reduktion der Einspeisung bei verschiedenen hoher Speicherüberladung bei PV-Überschuss. Das auf der rechten y-Achse dargestellte Verhältnis von Reduktion des Strombezugs zu Reduktion der Einspeisung wird bei zunehmender Erhöhung der Überladetemperatur des Speichers immer geringer.

Diskussion der Resultate und Ausblick

In einer ersten Phase wurde im Projekt CombiVolt der System-Teststand erweitert um die Komponenten PV-Emulator und Haushaltsstrom-Emulator. Ein erstes System wurde mit dem Concise Cycle Testverfahren ausgemessen und charakterisiert. Analysen der Labormessungen und Simulationsstudien zeigen, dass hohe Werte für Eigenverbrauchsrate und Autarkiegrad keine verlässlichen Werte sind um zu beurteilen, ob der Netzstrombezug reduziert oder eine ökonomisch vorteilhafte Lösung gefunden werden konnte. Vergleiche der energetischen Auswirkungen von Batteriespeichern und thermischen Speichern wurden durchgeführt. Diese werden im Laufe des Projektes ergänzt um Lebenszyklusanalysen (LCA) und ökonomische Vergleiche. Es werden weitere Systeme im Teststand vermessen. Weiter werden Regelungsstrategien geprüft, die auf eine Reduktion der Leistungsspitzen abzielen. Die Resultate der verschiedenen Regelstrategien werden im Anschluss miteinander verglichen.

Danksagung

Dieses Projekt wurde unterstützt vom Bundesamt für Energie, Forschungsprogramm Wärmepumpen und Kälte, Vertrag SI/501336-01.

Quellen

- [1] Peter Vogelsanger, "The Concise Cycle Test Method - a 12 Day System Test. A Report of IEA SHC," in *IEA-SHC Task 26 Solar Combisystems*, Paris, France, 2002.

- [2] M. Y. Haller *et al.*, “Dynamic whole system testing of combined renewable heating systems – The current state of the art,” *Energy and Buildings*, vol. 66, pp. 667–677, Nov. 2013.
- [3] D. Zogg, J. Tryler, A. Dunjic, A. Leuppi, R. Waser, and L. Voramwald, “Regelstrategien für die Optimierung des Eigenverbrauchs von Gebäuden - Schlussbericht,” Im Auftrag des Bundesamtes für Energie, Bern, Dezember 2015.
- [4] M. Y. 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.” International Energy Agency (IEA) is, 03-Jul-2013.
- [5] “LoadProfileGenerator.” [Online]. Available: //. [Accessed: 25-Jan-2017].
- [6] “Dhwcalc: Program to Generate Domestic Hot Water Profiles with Statistical Means for User Defined Conditions,” *ResearchGate*.
- [7] Klein, S.A. et al, “TRNSYS 17: A Transient System Simulation Program, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, USA,” 2010. [Online]. Available: <http://sel.me.wisc.edu/trnsys>.

Ralf Dott, Dipl.-Ing. TH, wiss. Mitarbeiter
Christoph Messmer, Dipl.-Ing. ETH, wiss. Mitarbeiter
Institut Energie am Bau – FHNW, Muttenz

Leistungsgeregelte Wärmepumpenanlagen mit Solar-Eisspeicher und Fotovoltaik

Zusammenfassung

Dieser Beitrag gibt einen Zwischenstand des Projekts LEWASEF. Die Ergebnisse des vorangehenden Projektes SOFOWA weisen zwei Hauptziele für die Weiterentwicklung von Wärmepumpen-Solar-Kombinationen - die effektive Umsetzung der sommerlichen solar gewonnenen Energie und die Steigerung der winterlichen Systemeffizienz. Im Projekt LEWASEF wurden somit drei Arbeitspakete definiert. Eines ist die Umsetzung von Fotovoltaik-Strom mit einer leistungsgeregelten Luft/Wasser-Wärmepumpe in Wärme. Die Laborprüfung mit Batterie in einem virtuellen Hausnetz beginnt aktuell. Bei der flexiblen Einbindung von Wärmequellen über einen Solezwischenkreis erweist sich ein Luft/Sole-Wärmetauscher als vielversprechende Alternative zur den vorher eingesetzten Solar-Luftabsorbern bei ähnlicher Effizienz, aber flexiblerer Anwendung. Das Wasser im erdvergrabenen Eisspeicher durch Latentmaterialien mit einem höheren Schmelzpunkt zu ersetzen, erweist sich nicht als effizienzsteigernd, da hierdurch gleichzeitig die Erdreichwärmegewinne markant reduziert werden. Bei PVT-Modulen mit kombinierter Strom- & Wärmegewinnung als primäre Wärmequelle für die Wärmepumpe stellt es sich als grosse Herausforderung dar, diese mit guten konvektiven Eigenschaften für den Wärmegewinn aus der Umgebungsluft zu realisieren.

Summary

This paper presents interim results of the LEWASEF project. Result from the previous project SOFOWA show two main focusses for the development of heat pump plus solar technology combinations – the effective transformation of summerly solar energy gains into heat and the increased winter system efficiency. Hence, three work packages were defined for the LEWASEF project. First work package examines the transformation of photovoltaic electricity into heat with a capacity controlled heat pump. Laboratory tests in combination with a battery in a virtual house grid are currently in start phase. In the topic of flexible integration of heat sources via brine circuit, an air/brine heat exchanger shows promising results as alternative to the previously used, efficient uncovered solar absorbers with a comparable system efficiency. Replacing the water in the buried ice storage with phase change materials of higher melting temperature turns out not to increase the system efficiency since hereby ground heat gains are reduced significantly. Using PVT-modules with combined heat and electricity generation as primary heat source for the heat pump, it turns out to be especially challenging to build these with good convective properties for the heat gain from ambient air.

Einleitung

In diesem Beitrag wird der Zwischenstand im Projekt «LEWASEF - Leistungsgeregelte Wärmepumpenanlagen mit Solar-Eisspeicher und Fotovoltaik» vorgestellt. Das Projekt LEWASEF baut auf dem Projekt SOFOWA auf, in dem Kombinationen von Solarthermie, Fotovoltaik und Wärmepumpen analysiert wurden (vgl. Bild 1). Dort lautete die Grundfragestellung, was gute Kombinationen aus Solartechnik und Wärmepumpen-System sind, wie sie charakterisiert sind und was sie leisten können. Es wurden gängige und marktverfügbare Kombinationen untersucht und die charakteristischen Eigenschaften abgeleitet. Dabei waren und sind Erdwärmesonden aus der Betrachtung ausgeklammert.

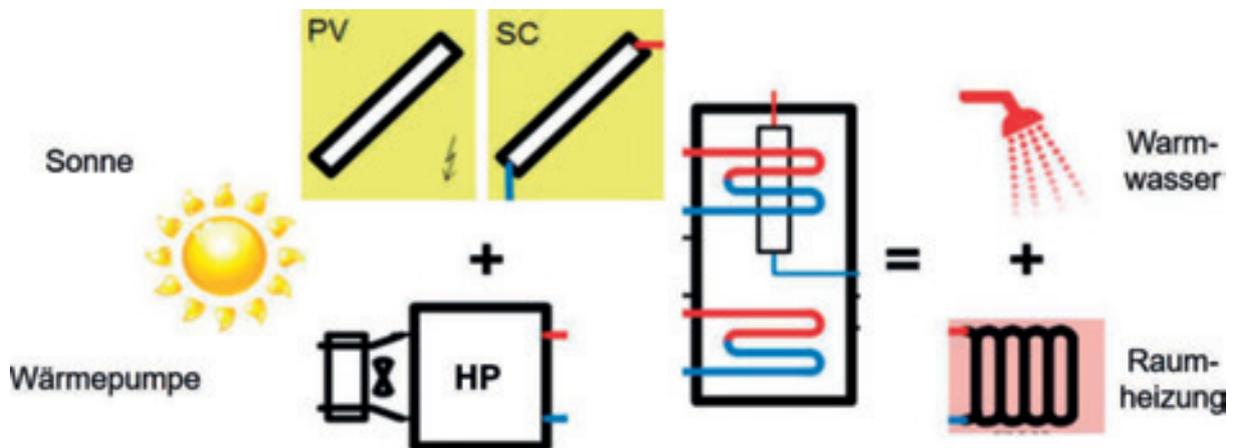


Bild 1: Komponenten für die Kombination von Wärmepumpen mit Solartechnik

Eine zentrale Fragestellung, die zum Projekt LEWASEF führte war, nach welchem Ansatz und mit welchem Ziel Wärmepumpen-Solar-Systeme verbessert werden können, die über klassische Lösungen oder Komponentenverbesserung hinausgehen. Die resultierende Wirkung des Einsatzes von Solartechnik auf den verbleibenden Netzstrombezug gibt dazu eine Leitlinie vor.

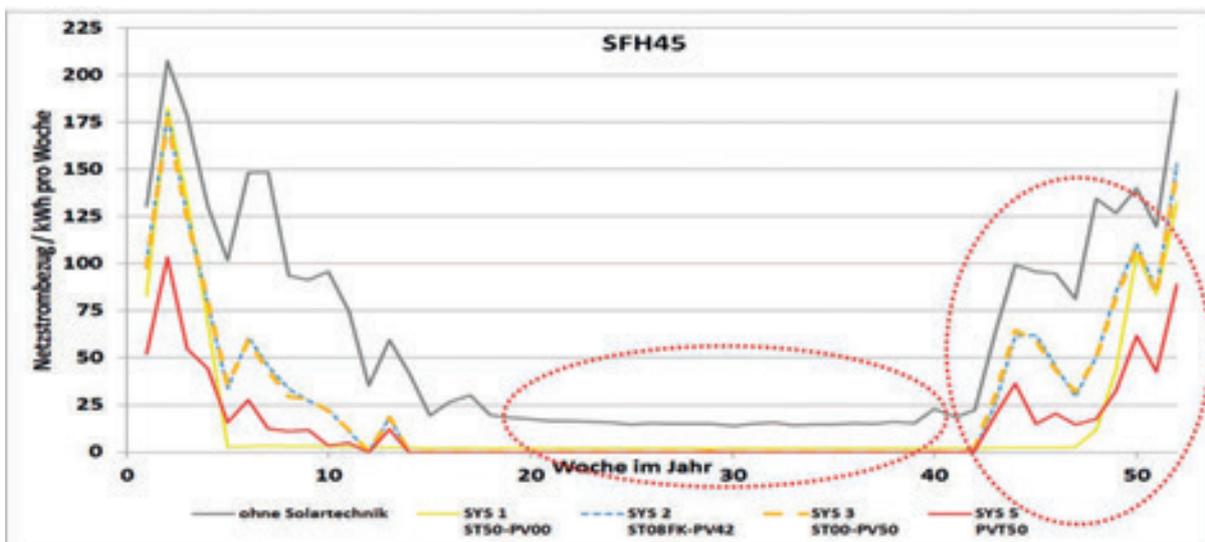


Bild 2: resultierender Netzstrombezug für Wärmepumpen kombiniert mit Solartechnik [4]

AP1 – Umsetzung Photovoltaik und leistungsgeregelte L/W-WP

Die Umsetzung von fotovoltaisch erzeugter Elektrizität in Wärme mit leistungsgeregelter Luft/Wasser-Wärmepumpe, eingebunden in ein Haus-Stromnetz, ist der Untersuchungsschwerpunkt im Arbeitspaket AP1. Dabei stehen einerseits die dynamische Umsetzung der fluktuierenden Stromerzeugung mit Photovoltaik in Wärme und andererseits eine Laboruntersuchung des Gesamtsystems Photovoltaik + Luft/Wasser-Wärmepumpe + Batterie in einem virtuellen Hausnetz im Fokus. Hierdurch können die Einflüsse der fluktuierenden Stromerzeugung mit Photovoltaik, des nicht-planbaren Haushaltsstrombezuges und die Wirkung einer PV-Strom-Pufferung über eine Batterie berücksichtigt werden.

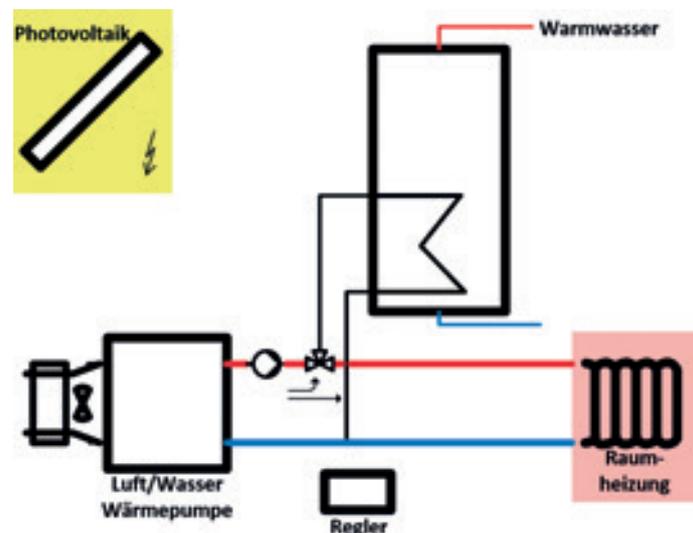


Bild 4: Systemschema der Kombination Photovoltaik + Luft/Wasser-Wärmepumpe

Bild 4 zeigt das vereinfachte Hydraulikschema für die Kombination Photovoltaik mit Luft/Wasser-Wärmepumpe. Hier wurde bewusst eine einfache hydraulische Schaltung gewählt, damit die Einflüsse der elektrischen und regelungstechnischen Umsetzung auf die Wärme-seite klar sichtbar werden.

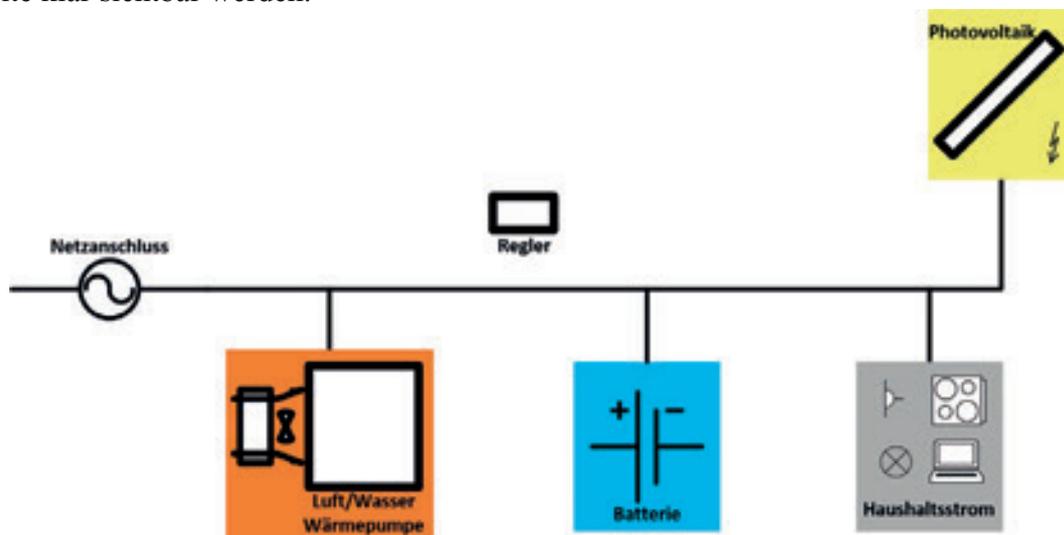


Bild 5: elektrisches Prinzipschema und Nutzungsreihenfolge für selbst erzeugten PV-Strom

Bild 5 zeigt das elektrische Prinzipschema und die Nutzungsreihenfolge für den selbst erzeugten PV-Strom. Es beinhaltet ein vereinfachtes, aber vollständiges, elektrisches Hausnetz, damit die realen Einflüsse auf den Regler und die Umsetzung von Strom in Wärme abgebildet sind.

Dieses Systemkonzept befindet sich zurzeit für die detaillierte Untersuchung im Aufbau im Labor. Der Systemaufbau im Labor beinhaltet folgende Komponenten:

- 1) leistungsgeregelte L/W-WP in dynamisch betriebener Klimakammer
- 2) dynamisch emulierter, virtueller Wärmebezug für Raumheizung
- 3) Warmwasser-Zapfung nach ErP-Zapfprofil aus realem Warmwasser-Speicher
- 4) virtuelles, elektrisches Hausnetz mit Bilanzierung, das nur über die Netzanschlussstelle mit dem elektrischen Labornetz verbunden ist
- 5) PV-Modul-Emulator mit realem Wechselrichter
- 6) elektrischer Lastemulator für Haushaltsstrom
- 7) Batterie mit Wechselrichter
- 8) übergeordnete Regelung

Die Labormessung zur Beurteilung der kurzzeitdynamischen Effekte und Güte der Umsetzung von PV-Strom in Wärme erfolgt im Sommer dieses Jahres für einen mehrtägigen Prüfzyklus. Parallel dazu wird der Aufbau des Systemsimulation-Modells fertig gestellt, damit anschliessend in der Simulation Parametervariationen zur Analyse der Komponentendimensionierung erfolgen können.

AP2 – Optimierung Eisspeicher und Wärmequellen mit Solekreis-Einbindung

Die Untersuchungsschwerpunkte im Arbeitspaket AP2 haben die Steigerung der winterlichen Systemeffizienz im Fokus und sind Optionen zur Optimierung des erdvergrabenen Eisspeichers sowie zur flexiblen Einbindung von Wärmequellen über den Solezwischenkreis. Im Folgenden werden Zwischenergebnisse zu zwei Fragestellungen präsentiert, ein Optimierungsansatz für den im Jahr grössten Anteil Quellenwärme, dem Wärmegewinn aus der Luft einerseits, sowie eine Abklärung des Potenzials abweichender Erstarrungstemperaturen von der Phasenwechseltemperatur bei Wasser/Eis von 0°C andererseits.

Flexible Einbindung von Wärmequellen über einen Solezwischenkreis

Da sich der Einfluss der Solarstrahlung auf die Systemeffizienz für das Solar-Eisspeicher-System als gering herausstellte (Bild 6), wird für den Wärmegewinn aus der Luft eine vereinfachende Systemoptimierung bei gleichbleibender Effizienz angestrebt. Die Verwendung eines Luft/Sole-Wärmeaustauschers ist hier eine naheliegende Option zur Umsetzung. Dieser ist sehr flexibel einsetzbar und bietet, als effiziente und universelle Wärmequelle umgesetzt, eine gute Grundlage für die Einbindung weiterer fluktuierender Wärmequellen, z.B. Abwärme, oder energetisch begrenzter Wärmequellen, z.B. ein Eisspeicher.

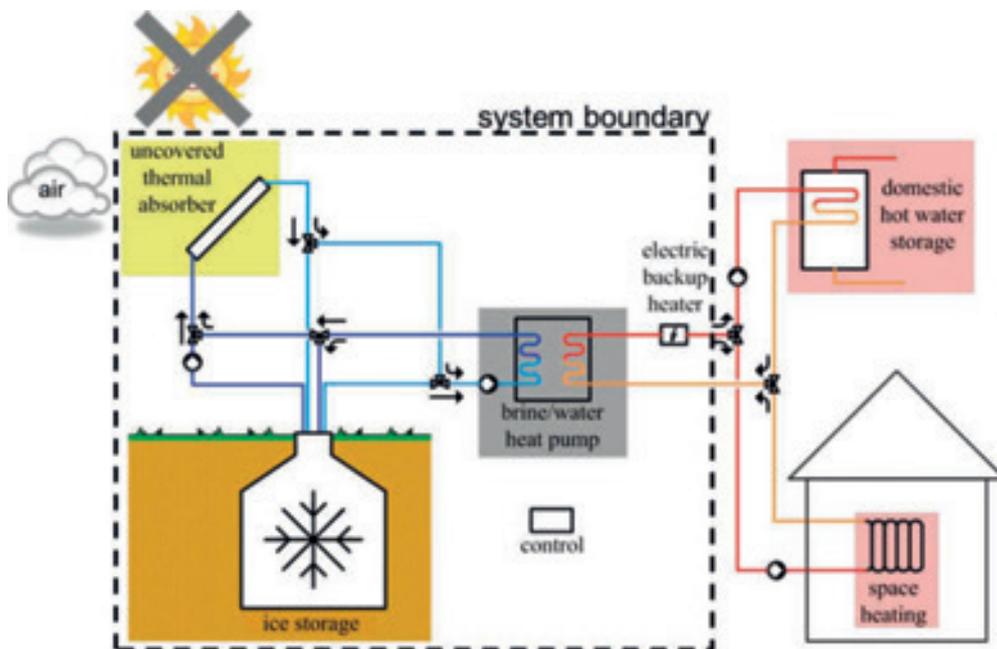


Bild 6: Basis-Systemkonfiguration für das Wärmepumpensystem mit Einbindung von Wärmequellen über einen Sole-Zwischenkreis

In der zweiten Jahreshälfte 2016 wurde, basierend auf den Eigenschaften des bisherigen Solar-Luft-Absorbers, ein Luft/Sole-Wärmeaustauscher ausgewählt und im Labor als Wärmequelle für die Sole/Wasser-Wärmepumpe vermessen. Bei stationären Prüfbedingungen in Anlehnung an die Prüfpunkte für Luft/Wasser-Wärmepumpen gemäss EN14511 wurden die realisierten Quellentemperaturen der Sole/Wasser-Wärmepumpe in Korrelation mit den sich ergebenden Quellenleistungen bei Vollast einmal ohne Befeuchtung (trockene Luft) und einmal mit Befeuchtung (feuchte Luft) gemessen. Bild 7 zeigt einen Auszug der Messergebnisse.

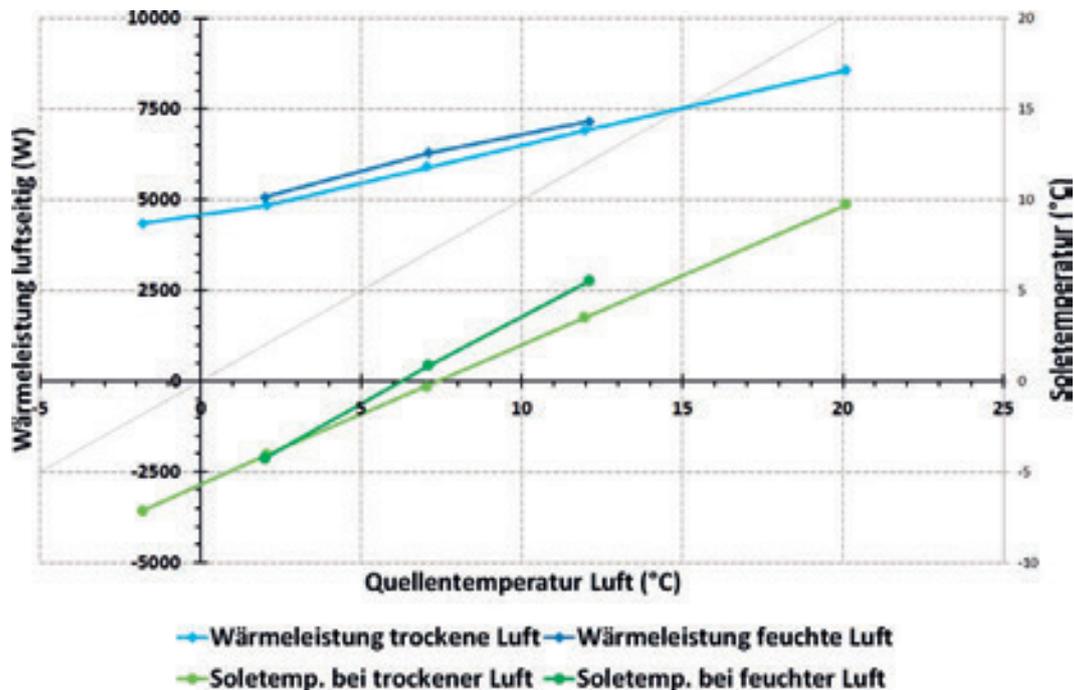


Bild 7: Auszug der Messergebnisse für die thermische Leistungsmessung des Luft/Sole-Wärmeaustauschers als alternative Wärmequelle anstelle der bisherigen Solar-Luft-Absorber

Die Umsetzung der Messergebnisse in ein Simulationsmodell für den Luft/Sole-Wärmetauscher mit Berücksichtigung der Kondensationswärmegewinne sowie die Gegenüberstellung mit dem bisherigen Solar-Luft-Absorber im Gesamtsystem sind derzeit in Bearbeitung.

Potenzial höherer Schmelztemperaturen im erdvergrabenen Eisspeicher

Über die Umschaltung zwischen den beiden Wärmequellen, Solar-Luft-Absorber und erdvergrabener Eisspeicher, kann die jeweils günstigere Wärmequelle gewählt werden (siehe Bild 8). Die Schmelztemperatur des Materials im erdvergrabenen Latentspeicher gibt dabei die angestrebte, minimale Quelltemperatur vor. Das bisher verwendete Wasser hat eine Erstarrungstemperatur von 0°C. Eine höhere Erstarrungs-/Schmelztemperatur könnte die minimale Quelltemperatur und damit die Jahresarbeitszahl erhöhen. Im Folgenden werden die Auswirkungen einer höheren Erstarrungstemperatur des Latentmaterials analysiert und erläutert.

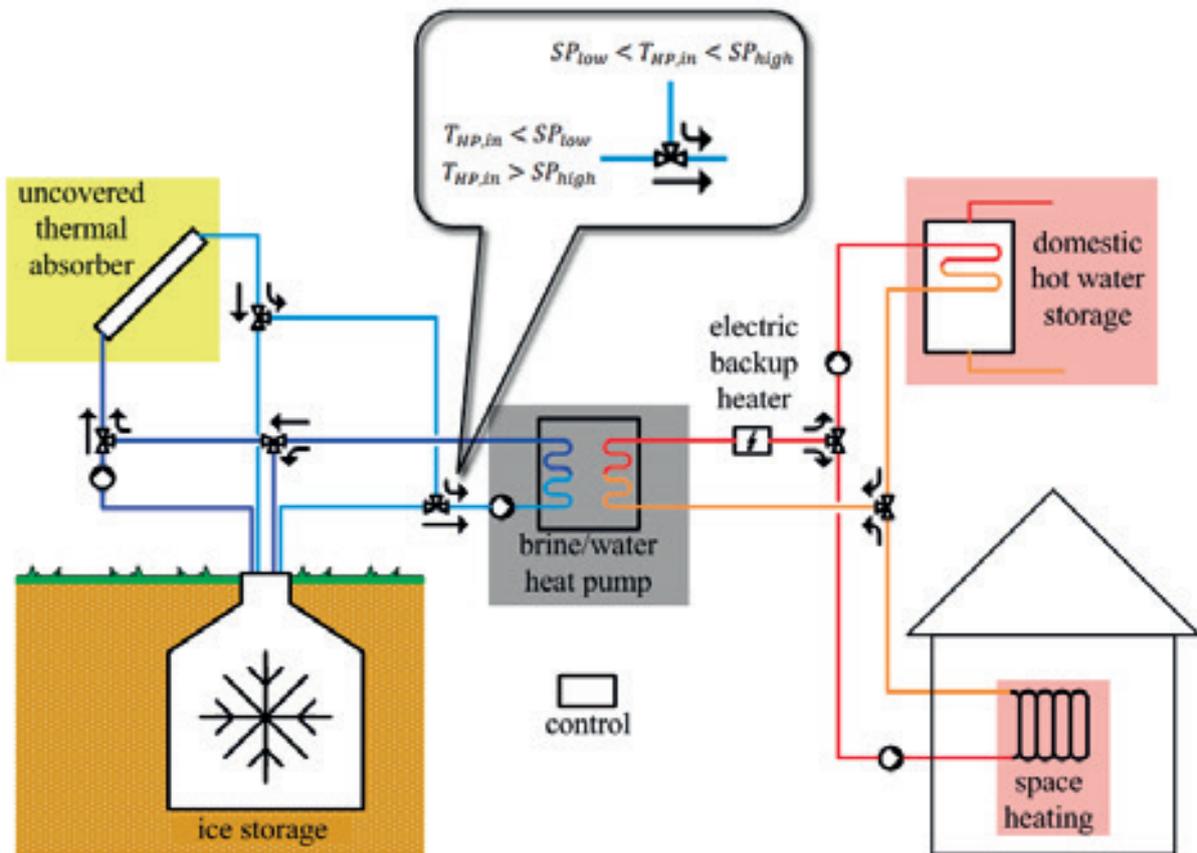


Bild 8: Systemschema des Solar-Eisspeicher-Systems mit Hervorhebung der Umschaltung zwischen den Wärmequellen

Bild 9 zeigt die energetisch gewichtete Häufigkeitsverteilung der Quellentemperaturen im Betrieb mit Wasser/Eis und die Zuordnung zu den Wärmequellen Eisspeicher und Solarabsorber. Die linke gestrichelte Linie zeigt den Umschaltpunkt vom Solarabsorber (mittlerer gelber Bereich) zum Eisspeicher (blauer Bereich) mit dem Ziel der Begrenzung der Wärmequellentemperatur. Bei Quellentemperaturen oberhalb 20°C wird ebenfalls der Eisspeicher als Wärmequelle verwendet, da ansonsten die Einsatzgrenze der Wärmepumpe überschritten würde.

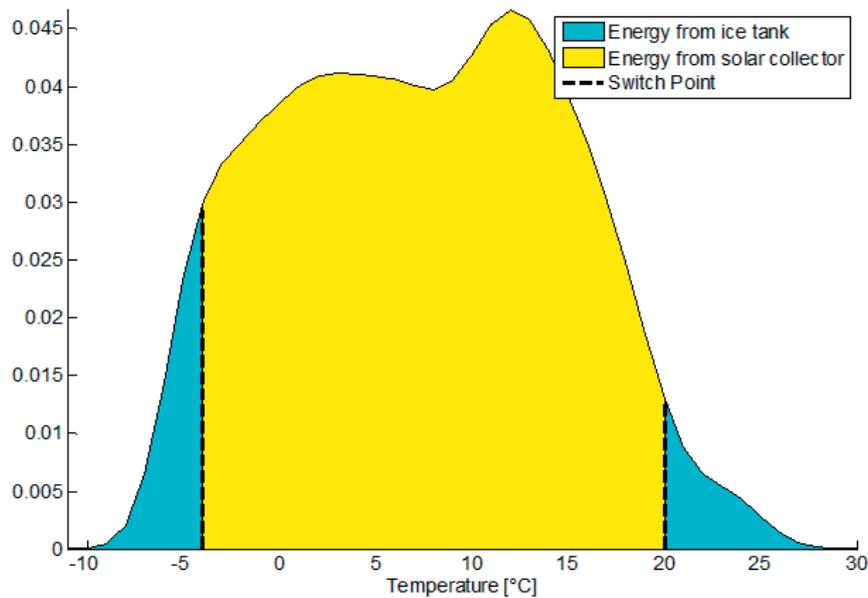


Bild 9: energetisch gewichtete Häufigkeitsverteilung der Quellenwärme und Zuordnung zu den Wärmequellen Eisspeicher und Solarabsorber

Bild 10 zeigt die vereinfachte Enthalpie-Temperatur-Korrelation zur Abbildung des thermischen Verhaltens der Latentmaterialien im erdvergrabenen Eisspeicher in der Simulation. Der mittlere, steile Bereich der Kurve stellt den Schmelzbereich mit grosser Enthalpieänderung dar; der untere flache Bereich der Kurve den vollständig erstarrten Bereich und der obere flache Bereich den vollständig flüssigen Bereich. Der eigentliche Arbeitsbereich des Latentspeichers ist der mittlere, steile Bereich.

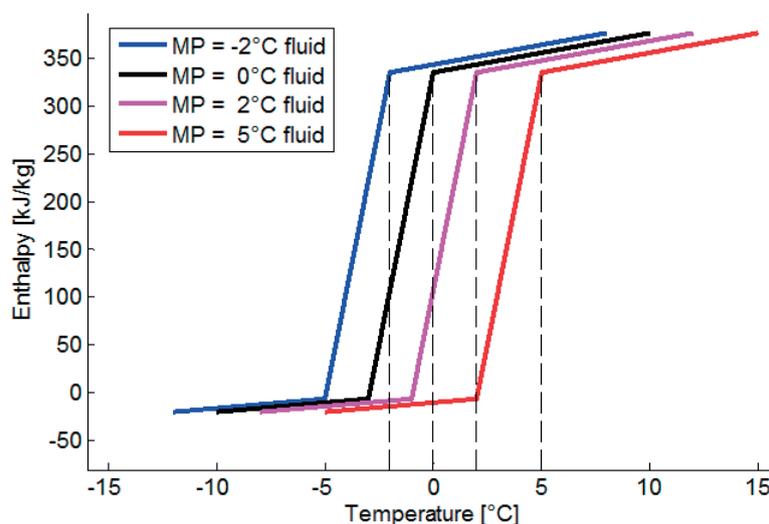


Bild 10: vereinfachte Enthalpie-Temperatur-Korrelation zur Abbildung des thermischen Verhaltens der Latentmaterialien im erdvergrabenen Eisspeicher

Kernpunkt der Untersuchung ist die Wirkung einer anderen Erstarrungstemperatur auf das Gesamtsystem. Hierfür ist keine detaillierte Materialauswahl erforderlich. Zur Abbildung der

Wirkung im Gesamtsystem genügt es die Phasenübergangscharakteristik auf andere Erstarrungstemperaturen zu übertragen. Über eine parallele Verschiebung der Ausgangskurve (MP = 0°C in Bild 10) nach links kann nun ein Latentmaterial mit einer niedrigeren Erstarrungstemperatur abgebildet werden, über eine Verschiebung nach rechts höhere Erstarrungstemperaturen. Insgesamt wurden vier verschiedene Erstarrungstemperaturen (-2°C, 0°C, +2°C & +5°C) in der Simulation untersucht.

Bild 11 und Tabelle 1 zeigen einen Auszug aus den Ergebnissen für die Schmelzpunkte -2°C, 0°C und +5°C. Das Bild zeigt die monatliche Energiebilanz des erdvergrabenen Eisspeichers, die Tabelle die resultierende Wirkung auf die Jahreseffizienz.

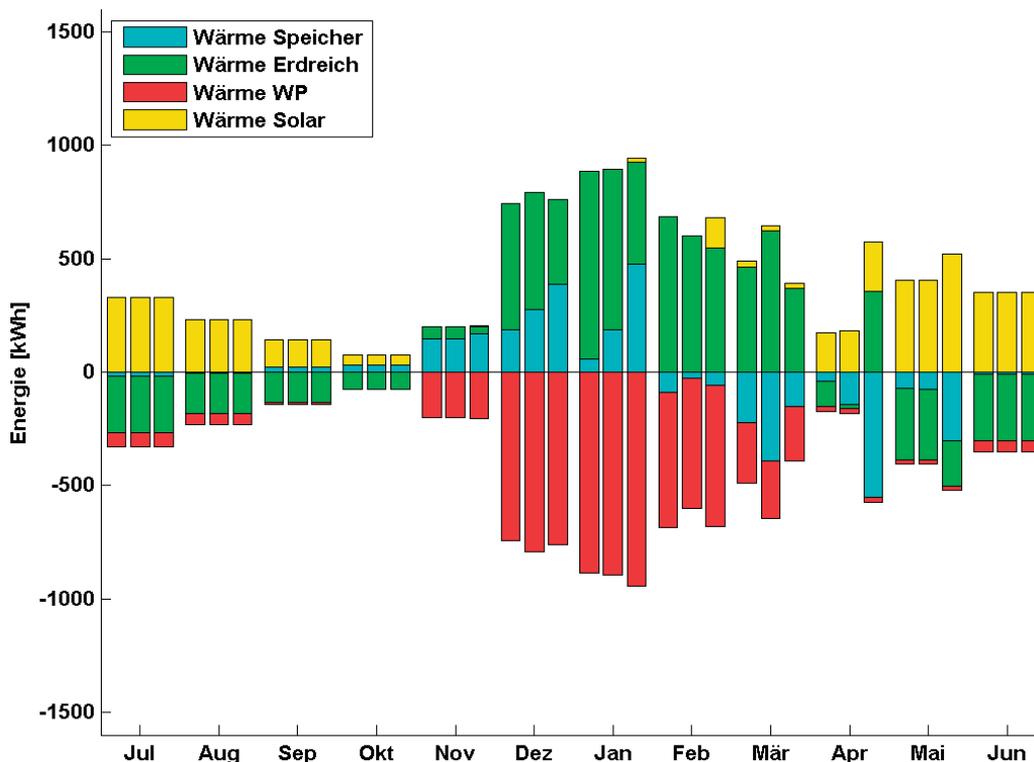


Bild 11: monatliche Energiebilanzen des erdvergrabenen Eisspeichers mit Variation des Schmelzpunktes

Tabelle 1: Auszug der Systemergebnisse für die Variation des Schmelzpunktes

Variante		in Grafik	JAZ	E-Heizstab
8 kW WP, 1 Eisspeicher, 5 SLK-S	Schmelzpunkt = -2°C Schaltpunkt = -4°C	linke Säulen	4.43	0 kWh
	Schmelzpunkt = 0°C Schaltpunkt = -4°C	mittlere Säulen	4.47	0 kWh
	Schmelzpunkt = +5°C Schaltpunkt = -4°C	rechte Säulen	4.44	61 kWh

Der grösste Anteil Wärmebezug aus dem Eisspeicher durch die Wärmepumpe erfolgt in den Monaten Dezember und Januar. Hier zeigt sich, dass eine geänderte Erstarrungstemperatur des Latentmaterials einen grossen Einfluss auf die Wärmegewinne aus dem Erdreich hat. Eine niedrigere Erstarrungstemperatur (-2°C) führt somit nur zu einer leichten Absenkung der mittleren Quelltemperatur im «Eisspeicherbetrieb», da die Erdreichwärmegewinne grösstenteils

ausgleichend wirken. Weiterhin führt eine höhere Erstarrungstemperatur (+5°C) nicht zu einer Verbesserung der Jahresarbeitszahl (JAZ), da die Wärmegewinne aus dem Erdreich deutlich reduziert werden. Hierdurch wird mehr Wärme aus dem Phasenübergang bezogen und das Latentmaterial erstarrt vollständig. Das führt dazu, dass die minimale Quellentemperatur der Wärmepumpe unterschritten wird und der direktelektrische Heizstab zum Einsatz kommt.

Bei den bisherigen Varianten blieb die Umschaltbedingung zwischen Solarabsorber und Eisspeicher unverändert, wodurch auch der Wärmebezug durch die Wärmepumpe aus dem Eisspeicher nahezu unverändert blieb. Es stellt sich die Frage, wie sich das System verhält, wenn parallel zu der Erstarrungstemperatur auch die Umschaltemperatur angepasst wird.

Bild 12 und Tabelle 2 zeigen einen Auszug der Ergebnisse für diese drei Varianten.

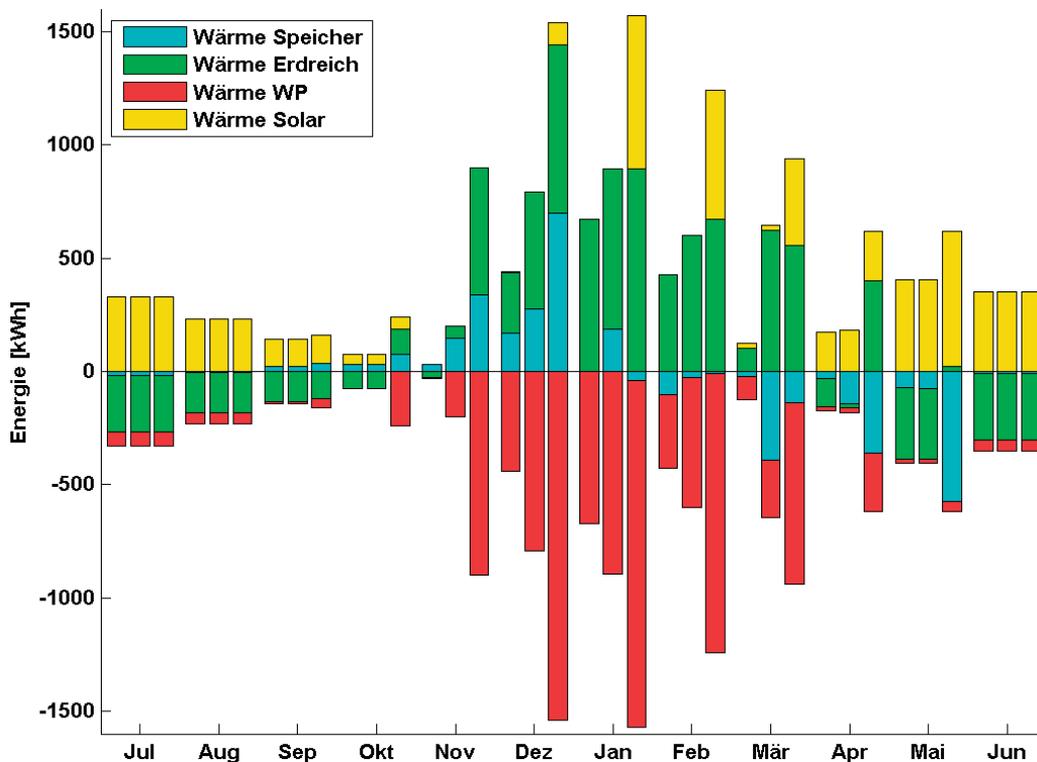


Bild 12: monatliche Energiebilanzen des erdvergrabenen Eisspeichers mit Variation des Schmelzpunktes und des Umschaltpunktes

Tabelle 2: Auszug der Systemergebnisse für die Variation des Schmelzpunktes und des Umschaltpunktes

Variante		in Grafik	JAZ [-/-]	E Heizstab [kWh]
8 kW WP, 1 Eisspeicher, 5 SLK-S	Schmelzpunkt = -2°C Schaltpunkt = -6°C	linke Säulen	4.45	0 kWh
	Schmelzpunkt = 0°C Schaltpunkt = -4°C	mittlere Säulen	4.47	0 kWh
	Schmelzpunkt = $+5^{\circ}\text{C}$ Schaltpunkt = $+1^{\circ}\text{C}$	rechte Säulen	3.75	559 kWh

Die Variante mit Schmelzpunkt $+5^{\circ}\text{C}$ und Schaltpunkt $+1^{\circ}\text{C}$ zeigt, dass ein Teil des größeren Wärmebezuges durch den separaten, solaren Ladekreis kompensiert wird. Die Wärme wird anstatt direkt vom Solarabsorber nun durch den Eisspeicher an die Wärmepumpe transportiert. Allerdings wird durch die Kombination von höherer Erstarrungstemperatur und höherem Schaltpunkt auch wesentlich mehr Wärme aus dem Phasenübergang bezogen. Das Latentmaterialvolumen müsste auf mehr als das Doppelte erhöht werden, um im eigentlichen Arbeitsbereich zu bleiben und eine vollständige Erstarrung zu verhindern. Die Variante mit Schmelzpunkt -2°C und Schaltpunkt -6°C zeigt aber auch, dass die Jahresarbeitszahl durch die längere Nutzung des Solar-Luft-Absorbers nicht wesentlich absinkt.

AP3 – kombinierte Strom & Wärmegegewinnung mit PVT

Inhalt des AP3 ist die Beurteilung von kombinierten Solarthermie/Photovoltaik-Kollektoren (PVT-Modulen) als vorwiegende Wärmequelle für eine Wärmepumpenanlage mit mittelfristigem Umsetzungshorizont. Die kombinierte Wärme- & Stromerzeugung auf einer Fläche bietet Potenzial für eine maximierte Energieerzeugung bei begrenzter Flächenverfügbarkeit. Ziel ist die Ermittlung einer effizienten Systemkonfiguration sowie von Anforderungen an Komponenteneigenschaften mit denen bei erhöhtem solarem Energiegewinn weiterhin eine Effizienz der Wärmepumpen-Anlage vergleichbar mit Erdwärmesonden-Anlagen erreicht werden kann.

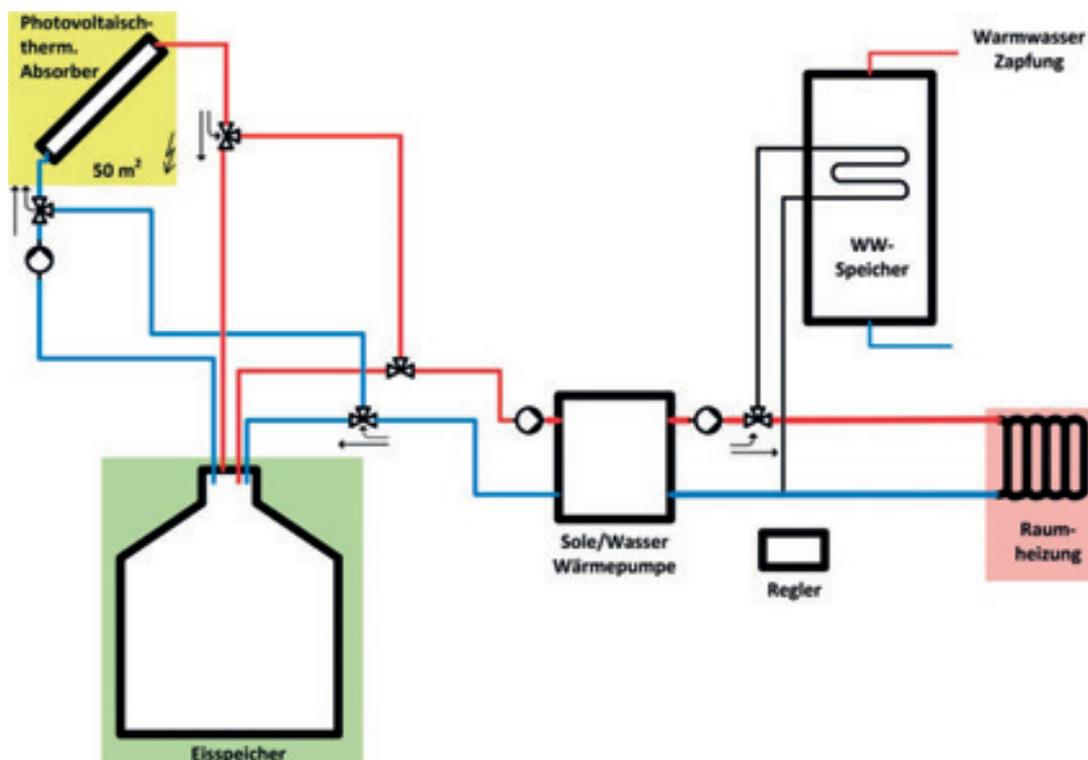


Bild 13: Systemkonzept zur Einbindung von PVT-Modulen als primäre Wärmequelle für die Wärmepumpe

Zurzeit herrscht für das System mit PVT-Modulen als vorwiegender Wärmequelle für die Wärmepumpe leichte Ernüchterung. Die zentralen Anforderungen an PVT-Module als vorwiegende Wärmequelle für die Wärmepumpe sind dessen konvektive Eigenschaften. Diese

Anforderungen an die konvektiven Eigenschaften von PVT-Modulen, welche sich aus den vorangehenden Untersuchungen ableiten lassen, lassen sich derzeit nicht ohne weiteres umsetzen. Die Bereitstellung einer momentanen Wärmeleistung bei geringer Temperaturdifferenz zur Umgebungsluft scheint aktuell nicht realisierbar. Daher ist eine kosten- und energieeffiziente Umsetzung für diese Systemvariante aktuell nicht in Sicht. Ein völlig anderes Bild ergäbe sich in Kombination beispielsweise mit Erdwärmesonden. Hier dienen diese als vorwiegende Wärmequelle und die Wärmelieferung der PVT-Module erfolgt mit dem Fokus auf der Energiebereitstellung, nicht aber auf der Leistungsdimensionierung. Die Untersuchungen dauern noch an. Eine ausführliche Beurteilung wird im Schlussbericht verfügbar sein.

Schlussfolgerung

Eine gute und effektive Umsetzung von PV-Strom in Wärme mit hoher Effizienz ist ein zentrales Element zukünftiger Wärmeversorgung. Die Arbeiten in diesem Arbeitspaket haben 2017 begonnen und dauern noch an.

Ein Solezwischenkreis kann als Flexibilisierungsoption zur Einbindung weiterer Wärmequellen dienen. Das Solar-Eisspeicher-System ist hinsichtlich energetischer Effizienz ein erfolgreiches Beispiel hierfür. Untersucht wird aktuell eine vereinfachende Systemoptimierung für den Wärmegewinn aus der Luft bei gleichbleibender Effizienz. Ein Latentmaterial mit höherer Erstarrungstemperatur zeigt für den erdvergrabenen Latentspeicher wenig Potenzial zur Effizienzsteigerung bei ähnlichem Anlagenaufwand.

PVT-Module als primäre Wärmequelle für Wärmepumpen erfordern gute konvektive Eigenschaften für den Wärmegewinn aus Umgebungsluft. Diese werden bisher nur mit Einschränkungen erreicht. Ein Einsatz mit Schwerpunkt auf der Lieferung von Wärmemengen anstelle Wärmeleistung, beispielsweise in Kombination mit Erdwärmesonden, scheint sinnvoller.

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.

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] J.-C. Hadorn (Editor) et al., Solar and Heat Pump Systems for Residential Buildings, ISBN: 978-3-433-03040-0, Verlag Ernst&Sohn, Juli 2015
- [3] T. Afjei, R. Dott, C. Winteler: Kombination von Solarthermie, Photovoltaik und Wärmepumpen. In Tagungsband 21. Tagung des Forschungsprogramms Wärmepumpen und Kälte des Bundesamts für Energie BFE, 26. Juni 2015, Burgdorf, CH.
- [4] R. Dott, C. Winteler, T. Afjei, A. Genkinger: SOFOWA Kombination von Solarthermie, Fotovoltaik und Wärmepumpen - Schlussbericht. Institut Energie am Bau - FHNW im Auftrag des Bundesamtes für Energie BFE. Dezember 2015, Muttenz, CH.

Daniel Philippen
Daniel Carbonell
Mattia Battaglia
Michel Haller, Dr., Leiter Forschung SPF
Institut für Solartechnik SPF, Hochschule für Technik Rapperswil HSR

Eisspeicher in der Forschung und im praktischen Einsatz

Zusammenfassung

Eisspeicher können zur Speicherung von Niedertemperaturwärme und als Wärmequelle von Wärmepumpen eingesetzt werden. Zum Entzug der Latentwärme im Eisspeicher können unterschiedliche Wärmetauscherarten verwendet werden. Eine Auswahl solcher Wärmetauscher (Kapillarmatten („ice-on-coil“) und Plattenwärmetauscher ohne Enteisungsfunktion) wurde mit Labormessungen untersucht, wobei sich gezeigt hat, dass Kapillarmatten einen niedrigeren und über den gesamten Vereisungsvorgang stabileren Wärmedurchgangskoeffizienten haben. Der Vergleich zweier Konzepte für Solar-Eis-Heizungen zeigt, dass das Eisspeichervolumen dann deutlich verringert werden kann, wenn sehr niedrige Soletemperaturen ($-8\text{ }^{\circ}\text{C}$) am Einlass des Verdampfers erlaubt sind. Diese Niedertemperatursysteme benötigen keine Zusatzheizung und können Systemjahresarbeitszahlen ($\text{SPF}_{\text{SHP+}}$) bis 6 erreichen. Solar-Eis-Heizungen mit grossen Eisspeichern können mit Komponentengrössen, wie sie in Einfamilienhäusern installiert werden können, $\text{SPF}_{\text{SHP+}}$ über 7 erreichen. Eine Solar-Eis-Heizung wird vorgestellt, die in einem Neubau mit $2'050\text{ m}^2$ Energiebezugsfläche installiert wurde und voraussichtlich einen $\text{SPF}_{\text{SHP+}}$ von 4.2 erreicht. Die unverglasteten Kollektoren des Neubaus können als alleinige Wärmequelle für die Wärmepumpe bis zu einer Minimaltemperatur von $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ eingesetzt werden.

Summary

Ice storages allow the storing of solar heat in a compact volume for the later use as source for a heat pump. Different heat exchanger concepts can be used for ice storages to extract the latent heat. Measurement results for a selection of these heat exchanger concepts (capillary mats (ice-on-coil), and flat plate without de-icing) were presented, showing that capillary mats have lower but more stable heat transfer coefficients while extracting latent heat. A comparison of solar-ice systems shows that a relevant reduction of ice storage volume can be realized with concepts that allow for temperatures on the source side of the heat pump down to $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$. These low temperature heat source systems still reach $\text{SPF}_{\text{SHP+}}$ around 6 without a need for a backup heater. Solar-ice systems with larger ice storage volume can reach $\text{SPF}_{\text{SHP+}}$ above 7 with component sizes that are feasible for single family houses. A solar-ice system was realized in a new building with $2'050\text{ m}^2$ heated floor area providing heat for space heating and domestic hot water with an anticipated $\text{SPF}_{\text{SHP+}}$ of 4.2. The system is designed in a way that the ice storage stores solar heat seasonally and the unglazed collector field can be used as low temperature source for the heat pump down to a temperature of $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Use of ice storages in heating systems

Ice storages have been used for many decades in the cooling industry and for air-conditioning of buildings [1]. For this kind of application ice storages are optimized for the provision of high cooling power in industrial processes and for the dispersal of cooling loads for air-conditioning over the day in order to reduce chiller needs at times of peak electricity cost. Different requirements are necessary when ice storage systems are used to provide space heating and domestic hot water in buildings and possibly also space cooling. In this case it is of high importance that the storage has low investment costs, is easy to install, and needs minimal maintenance. In contrast to peak cooling applications, a reduction of the capacity of the heat pump and shaving of peak loads are not relevant.

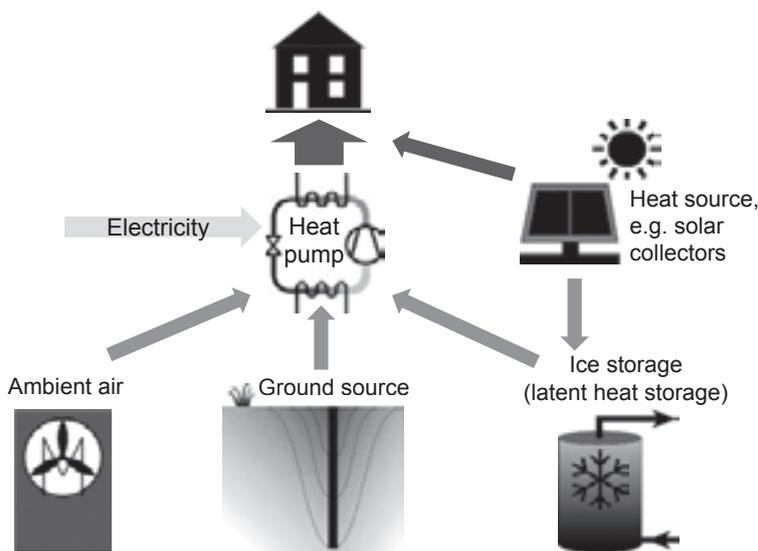


Figure 1: Principle use of an ice storage as heat source for a heat pump in a solar-ice system. The ice storage is used alternatively to ambient air or ground source.

In combination with e.g. solar collectors an ice storage is an alternative heat source compared to ambient air or ground source (see Fig. 1). Usually, the heat pump extracts the sensible and latent heat via heat exchangers that are immersed into the storage water. To be able to extract the latent heat of water, the heat transfer fluid needs to circulate below 0 °C through the heat exchangers and therefore an antifreeze mixture must be used. When the surface temperature of the heat exchanger drops below the freezing point of water, ice is formed on the heat exchanger. By this process of building up ice, latent heat of the storage water is extracted.

By freezing water, a high amount of heat can be extracted: per kilogram of water 333 kJ (0.093 kWh) are released during this process. Compared to that, using the sensible heat of water at temperatures above 0 °C, 4.19 kJ/(kg K) or 0.001 kWh/(kg K) can be extracted. From these numbers it can be derived that by freezing 1 kg of water the same amount of heat is released as by cooling 1 kg of water from approximately 80 °C to 0 °C.

In general, the following characteristics of ice storages are of interest for solar thermal and heat pump heating systems:

- The use of phase change enthalpy in the ice storage leads to a high volumetric storage capacity, i.e. relatively small-sized ice storages can store a large amount of heat.
- Ice storages have low heat losses during operation at low storage temperatures, and can even gain heat if the storage is colder than the surroundings.
- If the ice storage is installed outside the building (especially if buried in the ground) a thermal insulation of the walls of the ice storage may not be necessary.
- The impact on-site is low compared to other heat sources for heat pumps like boreholes or air heat exchangers (no potential restrictions or risks like for boreholes and no visual or acoustic impacts like for air-source heat exchangers).
- The regeneration of the ice storage with solar heat at a low temperature level leads to additional solar gains in times during which the solar heat cannot be used directly for space heating or domestic hot water preparation.
- Low temperature heat sources like waste heat of e.g. exhaust air or waste water can deliver heat for melting the ice.
- If the ice formed in winter is stored until summer or if the building has both heating and cooling demands, the storage can be used as a heat sink for free cooling.
- The system design allows flexibility, i.e. lack of roof area can be compensated by larger ice storage volume and vice versa.

Overview of heat exchanger types for ice storages

Several heat exchanger concepts for extracting the latent heat from ice storages can be used. Each concept has to ensure that the ice layer on the specific heat exchanger reaches thicknesses that are appropriate for the concept and do not result in too low source temperatures for the heat pump. In principle, two strategies exist for the design of heat exchangers for ice storages:

(a) Large heat exchanger, homogeneously distributed throughout the whole storage volume. Depending on the extraction power of the heat pump and on the specific characteristics of the heat exchanger, a maximum ice layer thickness ranging from several centimeters to a few decimeters is usually allowed. This maximum ice thickness determines the distribution of the heat exchanger in the storage volume. The following heat exchanger types are commonly used:

- Coils or capillary mats typically made of plastic that are mounted on a supporting structure ("Ice-on-coil type", suppliers are e.g. Viessmann/Isocal, Fafco Switzerland, Consolar, Calmac).
- Flat heat exchanger plates mounted on a supporting structure. Each plate includes channels for the circulation of heat transfer fluid. Materials are plastic or stainless steel (supplier e.g. Energie Solaire, MEFA, BITHERM).
- Spheres made of plastic filled with water (ice balls). The ice storage is filled with the spheres and brine is pumped through the gaps between the spheres (supplier e.g. Cristopia).

(b) Small heat exchanger in or outside the storage with prevention of ice formation on the heat exchanger or active removing of ice from the heat exchanger surface:

- Ice slurry machines that can be mounted outside the storage. On a compact heat exchanger either water is sub-cooled and freezes after being released into the ice storage or ice is directly formed on the heat exchanger, continually scraped away by a mechanic device, and washed into the storage [2] (Supplier e.g. Mayekawa Intertech).
- Falling water film: the storage water is sprayed over a heat exchanger mounted above an open storage. The storage water freezes on the heat exchanger which is periodically de-iced thermally by a hot gas [3]. This system is known as an ice harvesting system.
- Flat immersed heat exchanger plates made of stainless steel. The plates are mounted vertically at the bottom of the storage and have a low height compared to the water level. The plates are periodically de-iced thermally by low-grade heat [4].

From the above mentioned systems only the homogeneously distributed concepts are established in the solar and heat pump heating market.

Comparison of several kinds of heat exchangers for ice storages

An experimental analysis of several heat exchangers for ice storages was carried out in the SFOE project IceEx. The aim was to compare different heat exchanger concepts in terms of efficiency and cost with the goal to define the cost effective heat exchanger type and area needed for solar heating applications.

The scheme of the experimental set-up is shown in Fig. 2. The insulated storage is filled with 2 m³ of tap water. The heating and cooling is provided by a chiller with approximately 6 kW heating and cooling power. Pt100 temperature sensors are installed inside the storage for measuring the temperature at different heights and at the inlet/outlet of the heat exchangers. An ultrasonic sensor is used to measure the height of the water level and to derive the total fraction of ice inside the storage. A volume flow sensor is installed and the volume flow is regulated by a PID control.

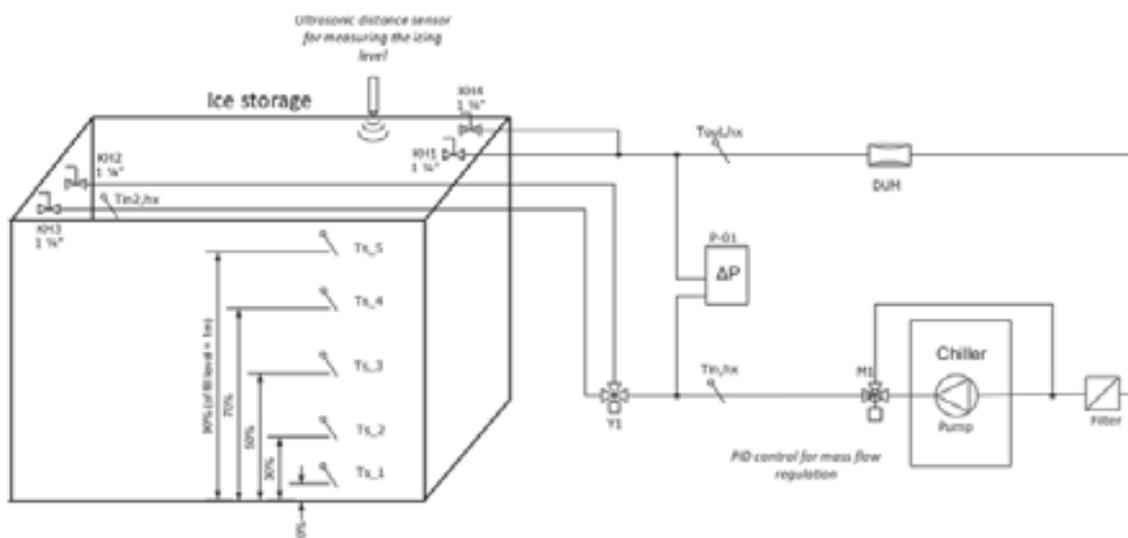


Figure 2: Experimental set-up for lab-testing of different heat exchangers in an ice storages with 2 m³ water volume.

Different heat exchangers were experimentally evaluated in the lab. Preliminary results of ice-on-coil (as capillary mats, CM) and two flat plate heat exchangers (FP) are presented.

Two capillary mats were tested (so called G and S-type, Fig. 3 a & b) that are made with the same kind of tubes and material with large header pipes for the inlet and outlet on top. The G-type has 22% more heat exchanger area than S-type, but the S-type can be mounted with half the time approximately. In both designs, the mats have been connected in parallel to the distribution pipes and are tested with 16 or 8 heat exchanger sub-units. In total, four capillary mat combinations have been tested as shown in Table 1.

Two different flat plate heat exchangers have been tested. One was made of stainless steel (SS) and the other of polypropylene (PP, Fig. 3 c). Data of these heat exchangers is given in Table 2.

Tab. 1: Heat exchanger data for capillary mats.

Type	n_{hx} [-]	n_{tubes} [-]	L_{tube} [m]	d_i [mm]	d_o [mm]	A_{hx} [m ²]	x_{tubes} [mm]	x_{hx} [mm]
G-16	16	64	1.96	2.75	4.25	30.75	30	30
S-16	16	96	0.98	2.75	4.25	24.06	20	60
G-8	8	64	1.96	2.75	4.25	15.38	30	60
S-8	8	96	0.98	2.75	4.25	12.03	20	120

Tab. 2: Heat exchanger data for flat plates.

Type	n_{hx} [m]	L_{hx} [m]	H_{hx} [-]	A_{hx} [m ²]	x_{hx} [mm]
SS-10	10	1.854	0.834	30.93	100
SS-8	8	1.854	0.834	24.73	125
SS-6	6	1.854	0.834	18.55	167
PP-10	10	1.875	0.860	32.25	100
PP-8	8	1.875	0.860	25.80	125



Figure 3: Examples of heat exchangers (a) 16 S-type capillary mats (b) 8 G-type capillary mats and (c) 8 polypropylene flat plates.

The following processes were tested in the experiments: sensible heating and cooling, solidification, cycles of icing and melting, and melting. The set-temperatures of the chiller during the different modes were in the range of 40 °C to -10 °C. Two mass flow rates were used for the experiments: 1'000 and 2'000 l/h.

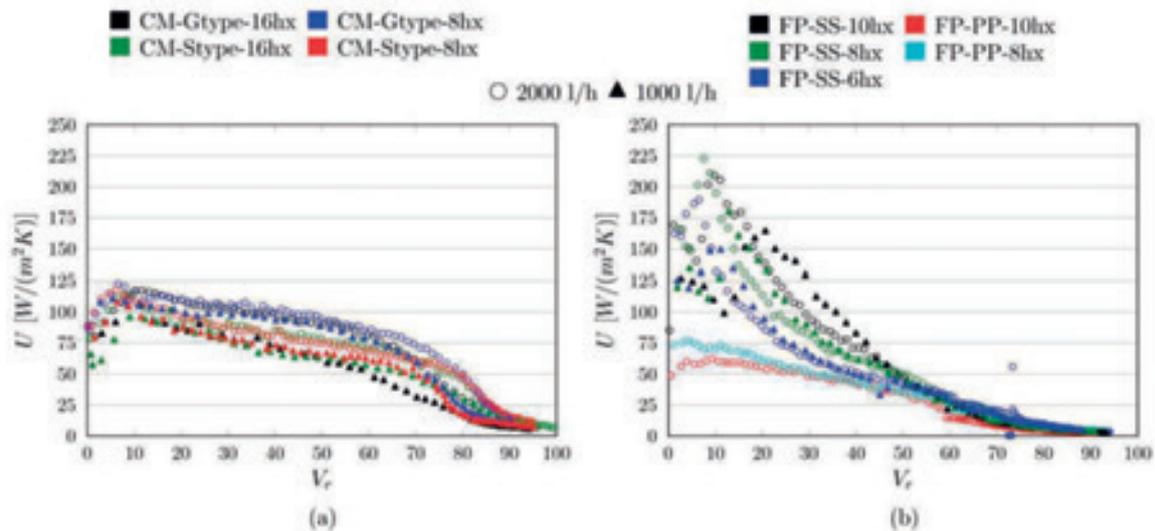


Figure 4: Overall heat transfer coefficient as a function of the ice fraction for the solidification sequence (a) Capillary mats (CM) and (b) Flat plates (FP) made of stainless steel (SS) or polypropylene (PP) with different numbers of heat exchanger sub-units.

The overall heat transfer coefficient (U) is shown as a function of the ice fraction (V_i) in Fig. 4 for CM (left) and FP (right). It can be observed that the U -values for CM are lower for small ice fractions compared to FP but more stable over the whole range of ice fraction. The U -values of the stainless steel FP are large at the beginning of the solidification sequence but drop to low levels already after 50 % ice fraction. The polypropylene FPs show the lowest U -values. For CM, considering the ideal case of ice growing on a single tube, the higher thermal resistivity of the ice layer when ice grows is partially compensated by the increasing surface area of the ice around the tube. Therefore, the heat extraction power in W remains relatively constant when ice grows on a cylinder [5] until a certain thickness is reached respectively until ice of neighboring tubes gets into contact with each other.

While in all ice storages on the market that are known to us, the maximum ice fraction allowed is far below 100 %, in our lab tests ice fractions close to 100 % did not cause any destructive effects on the casing. This allows for a higher use of latent heat capacity per volume of ice storage and thus also allows for reducing size and costs.

The measurement results have been used for validating the ice storage model for the different heat exchanger concepts. Based on the developed ice storage model an optimization of the heat exchanger area in the ice storage as a function of the design of the heat exchanger concept will be done with annual simulations. Moreover a costs analyses will be performed.

Solar-ice systems: Effect of component sizes on the efficiency for specific system designs

The integration of an ice storage into a heating system can be done in different ways in terms of hydraulic connections and heat sources that are used for loading the ice storage. In solar-ice systems the ice is melted by heat from solar collectors. Further (low) temperature heat sources like waste heat might be used for the melting as well.

To assess the electric efficiency of heat pump systems in general and in particular of solar-ice systems the System Performance Factor (SPF_{SHP+}) calculated as described in [6] can be used:

$$SPF_{SHP+} = \frac{Q_{DHW} + Q_{SH}}{P_{el}}$$

Where Q_{DHW} and Q_{SH} is the useful heat per year delivered to the building as domestic hot water and space heat respectively, and P_{el} is the electricity demand per year of the whole heating system including the circulation pump of the heat distribution system.

Several examples of research work on solar-ice systems can be found in the literature. In [7] simulations for the Viessmann/Isocal system using climate data and system boundaries different from the ones used here were carried out. For the SFH45 building of Task44/Annex38 a seasonal performance factor of 4.2 was reached. In [8] simulation results for a solar-ice system with different heating loads of the building are shown. The seasonal performance factor reached 4.8. In [9] different solar-ice system in the field are listed that reach maximum SPF_{SHP+} around 3.5.

In the following, results from system simulations of two different system concepts are compared:

- **High-T-systems:** a concept where the system is designed in a way that the brine temperature always remains above -3 °C . The reason behind this is that heat exchangers are used in the ice storage that have to be de-iced when the brine leaving them is colder than -3 °C , and part of the brine is always pumped through the ice storage when the heat pump is in operation. The solar-ice system is designed for reaching highest SPF_{SHP+} . The simulations of the High-T-System were done within the SFOE project High-Ice [10]. Results are shown for glazed collectors.
- **Low-T-systems:** here the collector field can be used as a heat source for the heat pump without the simultaneous operation of the ice storage and/or the ice storage has heat exchangers that are not de-iced. As a result, the brine source may reach very low minimum temperatures. In the simulations -8 °C inlet temperature was set as minimum and unglazed collectors are used to ensure high solar gains and heat gains from ambient air when used as a source for the heat pump.

In the High-Ice project the solar-ice system was implemented in single family houses (SFH) with different heating demands and weather data. A backup (electric rods) is simulated and switched on if the heating demand cannot be covered by the heat pump. This is the case when the ice storage is completely iced and the actual heat gain of the collector field is not sufficient to run the heat pump.

The definition of the simulated building is based on the IEA SHC Task44 /Annex38 boundary conditions (building SFH45: see [11] and [12]). The building has a low temperature heat distribution system with flow and return temperatures of 35 and 30 °C respectively at nominal conditions. The heated floor area is 140 m², the space heating demand 59 kWh/(m²a) for the climate of Zurich. The domestic hot water (DHW) is tapped at temperatures of 45 °C and 55 °C. The average tapping amount is 140 l/d. This corresponds to 2133 kWh/a or 15.2 kWh/a per m² of heated building area. Results of the system simulations are presented for the climate of Zurich.

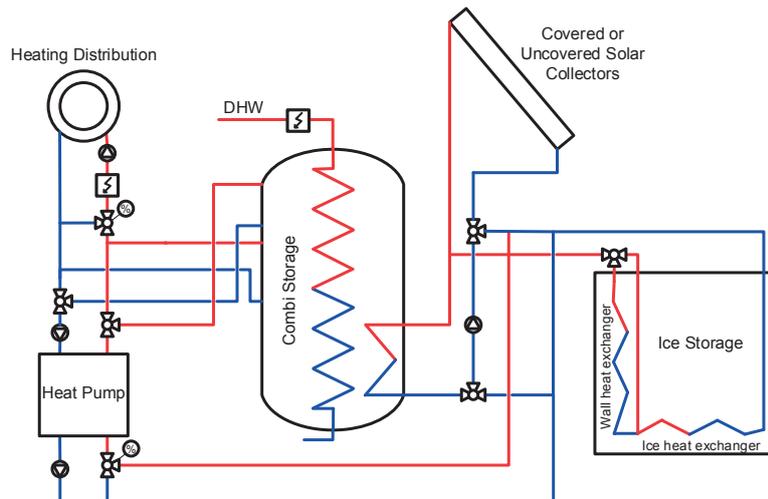


Figure 5: Hydraulic scheme of the analysed solar-ice heating system.

The system performance SPF_{SHP+} of the High-T-system (in green, Fig. 6) ranges from 2 to approximately 7. High-T-systems that need no backup reach SPF_{SHP+} of 5.8 to 7.2, depending on the component sizes. Smallest High-T-systems without need for backup have sizes e.g. of 30 m³ ice storage and 20 m² glazed collectors or 15 m³ and 35 m², and reach SPF_{SHP+} of 5.8 and 6.3 respectively.

For Low-T-systems (in black, Fig. 6) the backup can already be avoided with much smaller volumes for the ice storage. The Low-T-systems can reach high SPF_{SHP+} up to approx. 6.0. As their unglazed collectors have a lower efficiency during summer, the maximum SPF_{SHP+} that were observed are lower than for the High-T-systems. The Low-T-systems can avoid backup and reach an SPF_{SHP+} of 5.0 already with an ice storage size of 6 m³ and unglazed collectors with 25 m² total area. The use of low temperatures on the evaporator side allows for running the heat pump with the collectors as the only source. This greatly reduces the time when the ice storage is fully iced and thus the use of the electrical backup. A lower COP of the heat pump for running with collectors at very low temperatures, instead of using the ice storage at 0 °C, is compensated by the lower need of the electrical back up.

For both system concepts the potential to increase the SPF_{SHP+} is high if the increase of sizes of storage volume or collector area leads to reduced backup usage. When the electricity demand of the backup reaches values near zero, the increase is smaller but still significant. However, results of a life cycle assessment of these solar-ice systems show that a further increase of system sizes after the demand of the backup reaches zero is not beneficial [10].

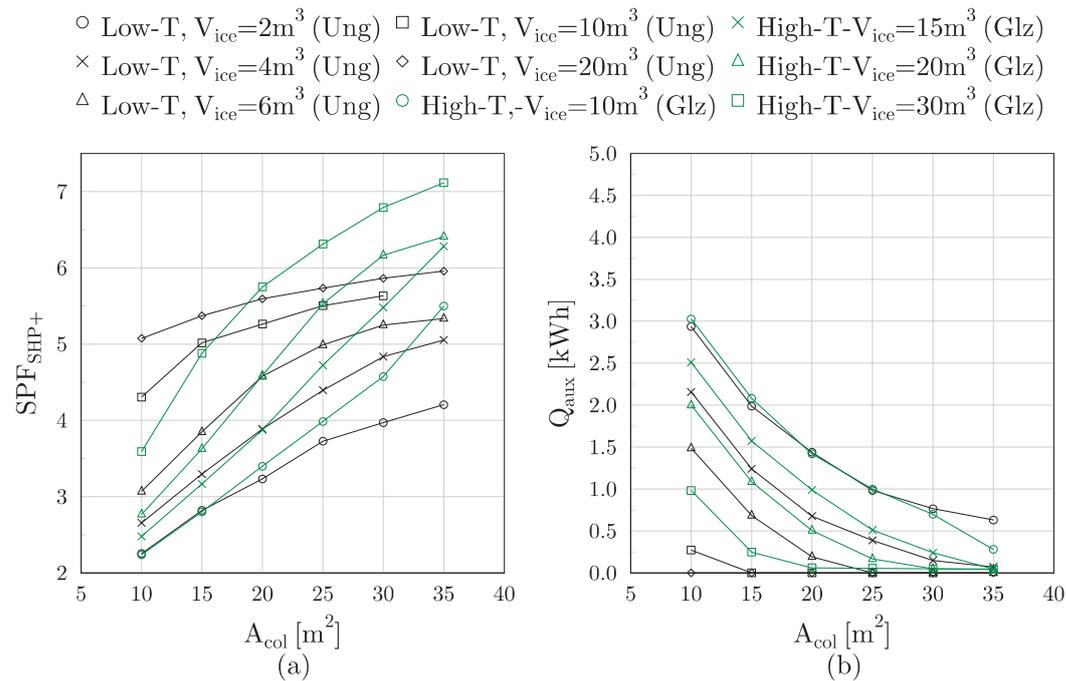


Figure 6: Seasonal performance factors (left) and electrical backup (right) of High- and Low-T-systems with varying ice storage volume (V_{ice}) and collector area for building SFH45. Unglazed (Ung) respectively glazed (Glz) collectors are simulated.

P&D-Lattenhofweg: A solar-ice system with de-icing concept

In March 2017 a solar-ice system was set into operation which was integrated into a new building with 2'050 m² of heated floor area realized by the Elektrizitätswerk Jona-Rapperswil AG (EWJR). The heating system was designed and will be monitored by SPF Institut für Solartechnik in the frame of an SFOE Pilot and Demonstration Project.



Figure 7: New building with 2'050 m² of floor area which is supplied with heat by the solar-ice system.

The building is characterized by a mixed use with 7 apartments, offices and a business enterprise. The total heat demand, including domestic hot water, is expected to be 91 MWh per year. The specific demand for space heat is 32 kWh/(m²a). The space heat is delivered via

floor heating and radiant ceiling panels with flow/return temperatures of 35 °C and 28 °C, respectively. A heat pump with thermal power of 22.5 kW (one compressor) and 45 kW (two compressors) at B0/W35 is installed.

A novelty of this building is an ice storage of 210 m³ volume that is integrated into the shell of the building. This storage is situated at the basement adjacent to the underground car park. 42 heat exchangers with height of 62 cm are installed at the bottom with a total heat exchanger area of 114 m² (both sides of the flat plates taken into account). The ice storage is used as seasonal storage for the solar heat and it is unloaded by the heat pump in the heating season. However, loading of the ice storage is done regularly during winter if solar low grade heat is available which is often the case as high temperatures cannot be reached often with the unglazed collectors that are installed.

On the flat roof a maximum of 120 m² unglazed collectors could be installed, i.e. 1.3 m² per MWh/a total heat demand. In the system simulations shown in the chapter above this ratio is around 2.4 without need for backup for the Low-T-system. Hence, the realized solar-ice system had to be designed in a way that on the one hand a maximum of heat can be extracted from the small collector area by low brine temperatures and on the other hand the ice storage volume had to be increased to 210 m³ (2.3 m³/MWh versus 0.57 m³/MWh for the Low-T-system) for seasonal storing of solar heat. The heat exchangers in the ice storage are based on the above mentioned de-icing concept, which ensures high source temperatures for the heat pump near 0 °C while extracting latent heat and ensures low investment costs.

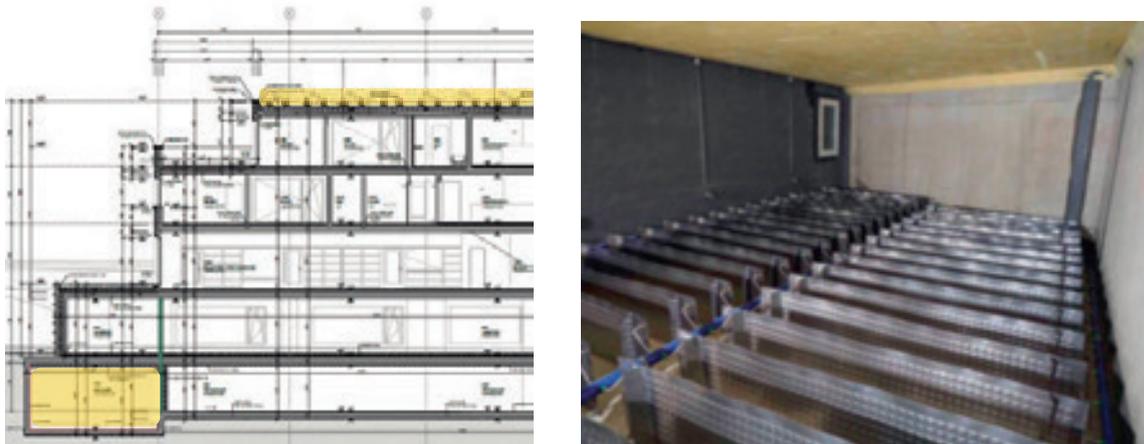


Figure 8: Left: Part of the section of the building. Highlighted are the ice storage next to the underground car park and the collector field on the flat roof. Right: Photo of the ice storage with 210 m³ volume before filling. At the bottom heat exchangers are installed that can be de-iced.

The solar collectors are the only heat source for the building. When using one of the two evaporators, the collector field can serve as sole source. In this operation mode, a minimum inlet temperature of the brine entering the evaporator of -10 °C is accepted. As a consequence of low temperatures of the brine, a high efficiency of the solar collectors is reached and also heat from the ambient can be gained as the collectors are unglazed. When the heat pump runs with both compressors the collectors and the ice storage are used as sources in parallel. The

simulations show that due to the use of the collectors as low temperature source a high specific solar yield of 640 kWh/(m²a) can be expected. The solar-ice system is designed in a way that an SPF_{SHP+} of 4.2 can be reached.

Acknowledgments

The SPF likes to thank the Swiss Federal Office of Energy for financing our work within the frame of the projects High-Ice, IceEx, and the P&D project Lattenhofweg. Our thanks go also to the company EWJR AG for mandating the development of a solar-ice system currently in the frame of the P&D project Lattenhofweg.

References

- [1] ASHRAE, 2007. Handbook : HVAC Applications. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- [2] T. Abrahamsson, S. Jonson, and K.-O. Lagerkvist (1981). Heat from solar energy and air with storage in water and ice, The Bramhult project in Boras. Swedish Council for Building Research in Stockholm, Sweden.
- [3] H. Mehling, L. Cabeza, (2008). Heat and cold storage with PCM: an up to date introduction into basics and applications. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.
- [4] D. Philippen, M.Y. Haller, W. Logie, M. Thalmann, S. Brunold, E. Frank, 2012. Development of a heat exchanger that can be de-iced for the use in ice stores in solar thermal heat pump systems, in: Proceedings of EuroSun, International Solar Energy Society (ISES), Rijeka and Opatija, Croatia.
- [5] D. Carbonell, D. Philippen, M.Y. Haller, E. Frank, 2015. Modeling of an ice storage based on a de-icing concept for solar heating applications. Solar Energy 121, 2–16.
- [6] I. Malenkovic, S. Eicher, J. Bony, (2012). Definition of main system boundaries and performance figures for reporting on SHP systems. IEA-SHC Task44 Subtask B.
- [7] C. Winteler, R. Dott, T. Afjei, B. Hafner, 2014. Seasonal performance of a combined solar, heat pump and latent heat storage system. Energy Procedia 48, 689–700. Proceedings of the 2nd International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (SHC 2013).
- [8] C. Trinkl, W. Zörner, V. Hanby, 2009. Simulation study on a domestic Solar/Heat pump heating system incorporating latent and stratified thermal storage. Journal of Solar Energy Engineering 131, 041008.
- [9] S. Minder, R. Wagner, M. Mühlebach, T. Weisskopf, Eisspeicher-Wärmepumpen-Anlagen mit Sonnenkollektoren, Weisskopf und Partner im Auftrag des Bundesamts für Energie, Schlussbericht 15. September 2014.
- [10] D. Philippen, D. Carbonell, D. Zenhäusern, M. Granzotto, M. Haller, S. Brunold, High-Ice; System development for high solar thermal gains with ice storage and heat pump - Final Report, <http://www.bfe.admin.ch/php/modules/enet/stream-file.php?file=000000011293.pdf&name=000000291052>
- [11] R. Dott, M.Y. Haller, J. Ruschenburg, F. Ochs, J. Bony, (2012). The reference framework for system simulation of the IEA SHC Task44/HPP Annex 38: Part B : Building and space heat load. Technical Report IEA-SHC Task44 Subtask C.
- [12] M.Y. Haller, R. Dott, J. Ruschenburg, F. Ochs, J. Bony, (2012). The reference framework for system simulation of the IEA SHC Task44/HPP Annex 38: Part A : General simulation boundary conditions. Technical Report IEA-SHC Task44 Subtask C.

Damian Gwerder, BSc,
Philipp Schuetz, Dr. sc. nat.,
Jörg Worlitschek, Prof. Dr. sc. techn.
Hochschule Luzern – Technik & Architektur

Mehr Flexibilität für Wärmepumpen in Smart Grids durch thermische Speicher in Heizsystemen

Zusammenfassung

Wärmepumpen in Gebäudeheizsystemen können durch flexibles Anpassen der Arbeitszeiten dazu beitragen, Tagesschwankungen im Angebot an elektrischer Energie auszugleichen. In diesem Beitrag werden die Grenzen dieser Flexibilität ausgelotet. Dazu werden der Netzbewirtschaftungsanteil, der Verbrauch und der Preis an elektrischer Energie für unterschiedliche Systemkonfigurationen (erzeugte Heizleistung, thermische Speicherkapazität, Regelalgorithmus) untersucht. Als ein Beispiel für den Schweizer Gebäudepark wird ein saniertes Altbau-Einfamilienhaus mit einer Luft/Wasser-Wärmepumpe, einem Radiatorheizsystem und mit einem Raumheizwärmebedarf von 100 kWh/m²/a (SFH100) betrachtet.

Thermische Speichersysteme können zusammen mit höherer erzeugter Heizleistung der Wärmepumpe den Netzbewirtschaftungsanteil um bis zu 43 % steigern. Um Lasten in anliegende Tageshälften zu verschieben, ist es wichtig, die Anzahl der Blöcke mit 12 oder mehr Stunden ohne Wärmepumpenaktivität zu steigern. Bereits ein 1 m³ Wasserspeicher zusammen mit einer prädiktiven Regelung für eine konventionell ausgelegte Wärmepumpe kann die Anzahl dieser Blöcke um einen Faktor zwanzig erhöhen.

Summary

Heat pumps in residential heating systems may contribute to balance the inter-day fluctuations of available grid electricity by flexible operation schedules. In this contribution, the limits of flexibility are explored for a typical retrofitted, Swiss single-family house (SFH100) with an annual space heat load of 100 kWh/m²/a, operating an air/water heat pump and a radiator system. The impact of different configurations (generated capacity of the heat pump, capacity of the thermal storage system and control algorithm) on the price and the sum of the electric energy for consumed heating, and the share of the day with guaranteed inactivity of the heat pump is determined by simulations.

The combined action of a thermal storage system and an enlarged capacity of the heat pump may increase the share of guaranteed inactivity by up to 43 %. The number of blocks without heat pump activity longer than 12 hours can be increased by factor of twenty if just a 1 m³ water tank is added to a system with a conventionally selected heat pump. These blocks are vital for grid balancing to shift the load within the day and to call the heat pump in case of required additional consumption.

Einführung

Die vermehrte Integration von neuen erneuerbaren Energien, wie Wind- und Solarenergie, kann zu einem Ungleichgewicht zwischen Elektrizitätsproduktion und –verbrauch führen. Aufgrund des hohen Energieverbrauchs der privaten Haushalte für Raumwärme (67% in der Schweiz 2015 [1]) und der grossen Verbreitung von Wärmepumpen und deren hohen Effizienz bietet die Wärmepumpentechnologie eine optimale Möglichkeit, um die Energieproduktion und deren Verbrauch stärker aufeinander abzustimmen. Um den Elektrizitätsverbrauch zur Wärmebereitstellung vom Wärmebedarf des Gebäudes zeitlich zu entkoppeln, ist eine Zwischenspeicherung nötig [2], [3]. In dieser Arbeit werden die Möglichkeiten zur Entkopplung von Verbrauch und Bereitstellung der Wärme mittels der thermischen Speicherfähigkeit des Gebäudes und eines zusätzlichen technisch thermischen Speichers untersucht.

Die Einflüsse werden durch Jahressimulationen der betrachteten Heizsysteme (Systemgrenze der Betrachtung siehe Abbildung 1) untersucht. Die für eine Simulation beanspruchte Rechenzeit entspricht dabei einem Bruchteil des Prognosehorizonts [4]–[6] (so erfolgt die Simulation eines Kalenderjahres mit einer Auflösung von einer Minute in wenigen Minuten bis Stunden Rechenzeit). Die in der Literatur verwendeten Herangehensweisen können in zwei unterschiedliche Kategorien unterteilt werden: Im Top-Down-Ansatz werden existierende Messdaten analysiert, um den Energiebedarf über mehrere Jahre zu prognostizieren [7], [8]. Der Bottom-Up-Ansatz besteht aus der Verknüpfung von Modellen der einzelnen Komponenten um Teile oder das gesamte Heizsystem zu beschreiben [4], [8], [9]. Dabei wurden sowohl öffentliche Gebäude [4] wie auch ganze Siedlungen [10] in früheren Publikationen untersucht. Für die Regelalgorithmen werden sowohl einfache Zweipunktregler, als auch moderne modellprädiktive Regelalgorithmen (MPC) in Betracht gezogen.

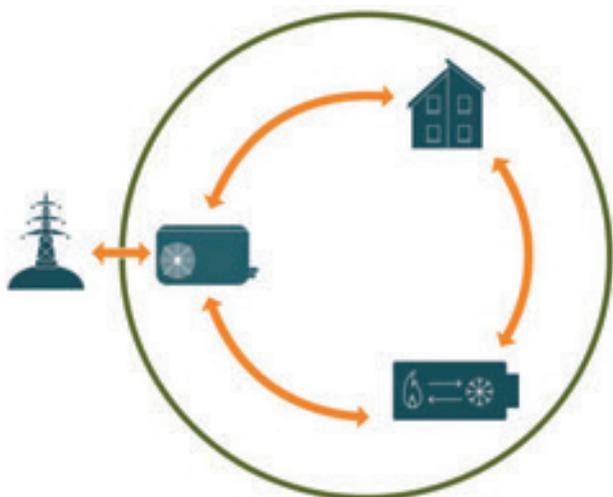


Bild 1: Das betrachtete System umfasst das Gebäude, eine Luft/Wasser-Wärmepumpe und einen technisch thermischen Speicher. Die Wärmepumpe bezieht Elektrizität vom Netz, um den Raumheizungswärmebedarf zu decken oder dem Speicher Wärme zuzuführen. Dabei kann auch das Gebäude als thermischer Speicher dienen. Der Raumheizungswärmebedarf kann von der Wärmepumpe direkt oder aus dem technisch thermischen Speicher gedeckt werden.

Als Gebäudemodell in diesem Beitrag dient ein Einfamilienhaus (SFH100) mit einer Radiatorheizung und einem spezifischen jährlichen Raumheizungswärmebedarf von $100 \text{ kWh/m}^2/\text{a}$

[11], welches ein typisches Beispiel eines sanierten Altbaus in der Schweiz darstellt. Das Gebäude verfügt über eine Luft/Wasser-Wärmepumpe und über einen technisch thermischen Speicher.

Im nachfolgenden Abschnitt wird die Definition von Flexibilität erläutert und auf das untersuchte System im Detail eingegangen [12]. In Abschnitt 3 werden die Resultate präsentiert und die Schlussfolgerung folgt in Abschnitt 4.

Quantifizierung der Flexibilität

Gemäss Eurelectric (Union der Elektrizitätswirtschaft von Europa), wird unter Flexibilität „[...] die Änderung der Stromeinspeisung aus Erzeugungseinheiten und / oder an Anpassung des Verbrauchs in Reaktion auf ein externes Signal (Preissignal oder Aktivierung) [...] [12]“ verstanden. Diese Definition zeigt, dass der Preis der elektrischen Energie, die Dauer der Anpassung und die Amplitude der Leistungsmodulation als Mass für die Flexibilität dienen können.

Für Heizsysteme von Wohngebäuden müssen diese Grössen neu interpretiert werden. In Abstimmung mit der Arbeitsgruppe der Internationalen Energie Agentur ‚IEA HPP Annex 42: Heat Pumps in Smart Grids‘ werden in dieser Studie folgende Quantifizierungen für die Flexibilität gewählt:

- Der Netzbewirtschaftungsanteil, d.h. der über die Heizperiode gemittelte Anteil des Tages während dem die Wärmepumpe sicher stillstehen kann und für die Netzbewirtschaftung eingeplant und benutzt werden kann. Diese Inaktivitätsfenster lassen sich von einem Smart Grid Operateur nutzen, um im Bedarfsfall gezielt die Wärmepumpe zu aktivieren.
- Der Anteil von Blöcken während denen der Wärmepumpenbetrieb für mindestens 12 Stunden unterbrochen wird. Diese Grösse misst das Potential, das Verbrauchsmuster in eine anliegende Tageshälfte zu verschieben.
- Der Preis der elektrischen Energie über den Betrachtungszeitraum (hier ein Jahr). Als Preissignal wird dafür der day-ahead Preis der Elektrizität am deutschen Epexspotmarkt verwendet. Diese Preise werden am Vorabend um 23 Uhr festgelegt und legen den Handelspreis für Grosshändler für jede Stunde des folgenden Tages fest. Im Gegensatz zu den verfügbaren Gebührenmodellen für Endverbraucher beinhaltet dieser Preis nicht nur wenige diskrete Preisniveaus sondern berücksichtigt die Bilanz zwischen Bedarf und Einspeisung.

Parameterbereich und Modellierung der Komponenten und des Systems

Die Auswirkung der unterschiedlichen Konfigurationen von Wärmepumpe und Kapazität des thermischen Speichers wird mit einem Matlab/Simulink-Modell basierend auf der CARNOT Toolbox untersucht [12]–[14]. Um die Dynamik des Gebäudes zu simulieren wird ein elementares Drei-Parameter-Modell implementiert [12], welches auf folgender Energieerhaltungsgleichung basiert [15]:

$$C \frac{d\vartheta}{dt} = g I(t) + \dot{Q}_{int} + \dot{Q}_h - H(\vartheta(t) - \vartheta_A(t))$$

Die verwendeten Parameter sind die integrale Wärmekapazität C des Gebäudes und Heizsystems, der solare Konversionsfaktor g für die Intensität der Solarstrahlung $I(t)$, $\vartheta(t)$, $\vartheta_A(t)$ die

Raum- und Umgebungstemperatur, \dot{Q}_h die erzeugte Heizleistung, \dot{Q}_{int} die Leistung innerer Wärmequellen (Personen und Apparate), sowie der mittlere Verlustkoeffizient H durch die Gebäudehülle. In diesem Beitrag werden die Parameter C , g , H für das betrachtete Einfamilienhaus (SFH100) mit einem spezifischen Raumheizwärmebedarf pro Jahr von 100 kWh/m²/a ermittelt, wie es im Annex 44 der IEA [16] erarbeitet wurde. Im Modell überträgt das Heizwasser die Wärme in die einzelnen Räume mittels Radiatoren. Die Wirkung der Radiatoren wird mit einem Knotenmodell mit Radiatorexponenten berücksichtigt.

Das dynamische Verhalten der Luft/Wasser-Wärmepumpe wird durch eine vorausberechnete Kurvenschar für erzeugte Heizleistung und Leistungszahl bei verschiedenen Umgebungs- und Vorlauftemperaturen modelliert. Dazu werden in jedem Schritt der Simulation die erzeugte thermische Energie und die benötigte elektrische Energie berechnet. Diese Kurvenscharen stammen aus einem detaillierten Wärmepumpenmodell, welches in einem früheren vom BFE geförderten-Projekt [17] entwickelt wurde. Die Modellparameter wurden für eine Wärmepumpe mit einem Scroll-Kompressor (ZHI-14) von Emerson Climate Technologies aus St. Louis, MO angepasst. Die erzeugte Heizleistung von 8100 W wurde so gewählt, dass der erforderliche Raumheizwärmebedarf im Auslegungspunkt (7300 W) des Gebäudes (bei einer Aussentemperatur von -10 °C), sowie der Nutzwarmwasserbedarf gedeckt wird. In der Studie werden zusätzlich zwei weitere Modelle einer Luft/Wasser-Wärmepumpe betrachtet. Diese sind so ausgelegt, dass sie die 1.5- bzw. 2-fache Heizleistung dieser angegebenen Wärmepumpe erzeugen.

Als technisch thermische Speichersysteme stehen Wassertanks mit 1, 2, 4 und 8 m³ Volumen zur Auswahl. Diese Werte wurden gewählt, um für den Speicher nicht mehr Platz zu nutzen als ein konventioneller Öltank eines Ölbrennersystems. Die Modellierung des Wassertanks basiert auf einem Knotenmodell [12]. Die hydraulische Schaltung ist nach STASCH6 [18] implementiert, wobei die Komponenten mit Rohrmodellen verbunden werden.

Für die Regelung der Wärmepumpe werden zwei unterschiedliche Strategien betrachtet. Als Referenz dient ein konventioneller Zweipunktregler. Dieser regelt die erzeugte Heizleistung gestützt auf die Ist-Rücklauftemperatur (Regelgrösse), um den erforderlichen Raumheizwärmebedarf des Gebäudes zu decken. Die zur Regelung nötige Soll-Rücklauftemperatur (Führungsgrösse) wird über die Heizkurve, der über 24 Stunden gemittelten Aussentemperatur und der Raumtemperatur berechnet. Um die Vorteile eines Speichersystems zu nutzen wird eine prädiktive Regelstrategie eingesetzt mit dem Ziel die Elektrizitätskosten zu minimieren. Als stündliche Energiepreise werden die Preise am deutschen day-ahead EpeXspotmarkt verwendet. An diesem Markt werden Preise für den kommenden Tag um 23.00 Uhr des Vorabends als Energiepreise festgesetzt. Für diesen Planungshorizont werden die Betriebszeiten so gewählt, dass die benötigte Raumheizwärme in den Stunden mit dem günstigsten Tarif erzeugt wird. Alle Simulationen wurden mit den Klimadaten für den Standort Zürich im Jahr 2013 durchgeführt. Die meteorologischen Daten wurden aus IDA-Web von MeteoSuisse, Zürich [19] extrahiert.

Überprüfung des Modells

Die Beschreibung der Gebäudedynamik durch das obige Drei-Parameter-Modell wird mit einer detaillierten Simulation mit der Referenzsoftware IDA Indoor Climate and Energy (EQUA Simulation AB, Solna, Schweden) verglichen.

Für beide Modelle (Drei-Parameter-Modell und IDA-ICE) werden Parameter (Raumheizwärmebedarf, Solarstrahlung, Übertragungs- und Luftstromverluste, Raum-, Vor- und Rück-

lauftemperaturen) einer Simulation für Strassburg eines Design Reference Year (DRY) und einer Simulation für Zürich des Jahres 2013 verglichen. Die Übereinstimmung beider Simulationen ist bei über 90 % [20]. Das Drei-Parameter-Modell überschätzt den Raumheizwärmebedarf des Gebäudes dabei geringfügig. Die Abweichung ist höchstwahrscheinlich auf die Regelung des Radiatorsystems zurückzuführen.

Das Speichermodell wird u.a. mit einem Speichertank im Fernwärmenetz der RegioWerke Solothurn validiert. Durch die Korrektur des Massenstrom durch den Tank (der Massenstrom wird überschätzt, da nur Messungen oberhalb eines Verteilers vorhanden sind, der drei parallel geschaltete Tanks speist) ist die Übereinstimmung für neun unterschiedliche Niveaus im Speichertank sehr gut [12].

Die Kurvenscharen für das Modell der Luft/Wasser-Wärmepumpe sind von der oben erwähnten Simulationssoftware abgeleitet [21]. Da dieses Wärmepumpen-Modell experimentell ausgiebig validiert wurde, wird eine verlässliche Abbildung des realen Systemverhaltens erwartet.

Resultate der Studie: Grenzen der Flexibilität

In Bild 2 wird der Einfluss unterschiedlicher Speichervolumen und unterschiedlicher Auslegungen der Luft/Wasser-Wärmepumpe (oben angegebene reguläre Auslegung sowie Auslegungen mit 1,5- bzw. 2-facher Heizleistung) auf den Netzbewirtschaftungsanteil dargestellt. In dieser Quantifizierung der Flexibilität wird als Netzbewirtschaftungsanteil der über die Heizperiode gemittelte Anteil des Tages betrachtet, während dem die Wärmepumpe stillsteht, jederzeit aber wieder aktiviert werden könnte. Durch die Verwendung einer geeigneten Wärmepumpe und eines geeigneten Speichervolumens (Speicherkapazität) kann in Verbindung mit einer prädiktiven Regelstrategie die Flexibilität des Gesamtsystems um bis zu 43 % gegenüber dem Referenzfall erhöht werden. Der Referenzfall (mit Pfeil am linken Rand der Bild 2 gekennzeichnet) entspricht dem Wert für den Fall der oben angegebenen regulären Auslegung der Luft/Wasser-Wärmepumpe ($1 \times \dot{Q}_{\text{erz}}$) ohne Einbindung eines technisch thermischen Speichers unter Verwendung einer Zweipunktregelung. Des Weiteren zeigen die Resultate in Bild 2, dass die Auslegung (erzeugte Heizleistung) der Wärmepumpe eine höhere Auswirkung auf den Netzbewirtschaftungsanteil hat als die Grösse des Speichertanks. Eine Erhöhung der erzeugten Heizleistung um 50 % oder 100 % hat eine Erhöhung des Netzbewirtschaftungsanteils von 10 % respektive 15 % zur Folge. Hingegen erhöht sich der Netzbewirtschaftungsanteil für Speichervolumen von 1 m^3 auf 2, 4 oder 8 m^3 um nur gerade 3.8 %, 6.5 % und 7.5 % (der letzte Wert wurde nur für die Fälle mit 1.5 und 2-facher erzeugten Heizleistung berechnet).

Der höhere Einfluss der erzeugten Heizleistung auf die Flexibilität, wie sie hier definiert wurde, war zu erwarten, da eine hohe Flexibilität kurze Betriebszeiten bedeuten. Hohe Flexibilität heisst somit hohe Spitzenleistung.

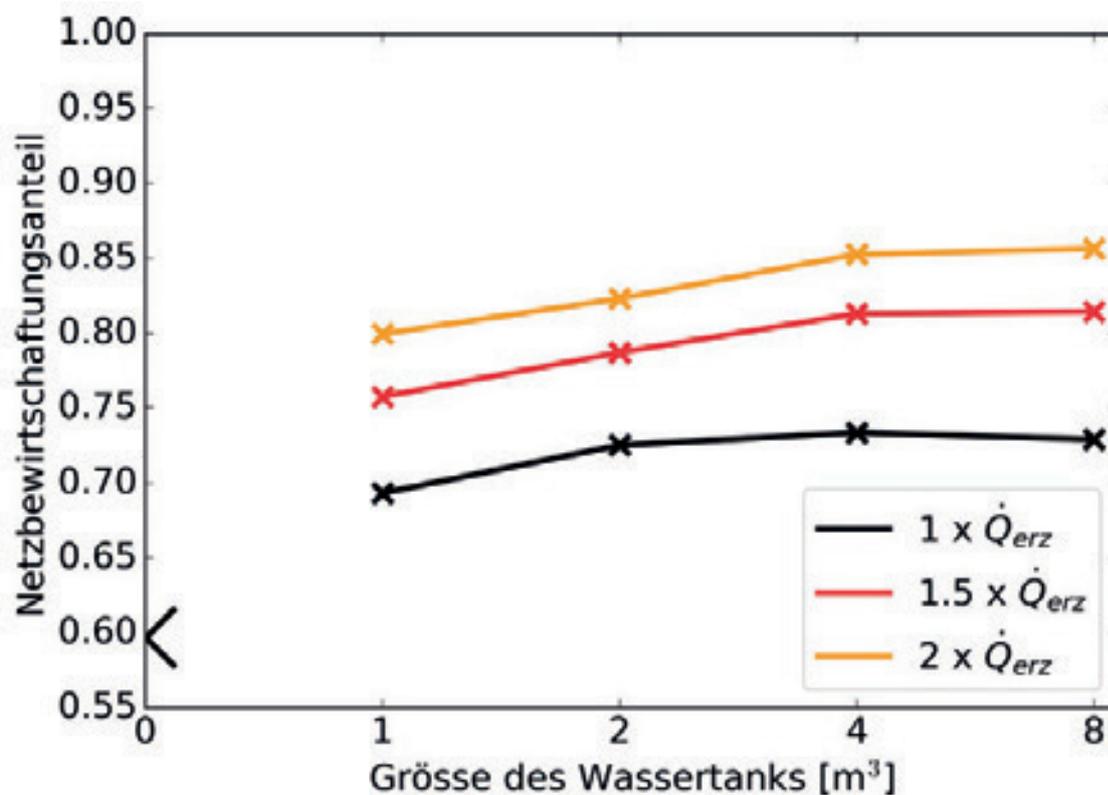


Bild 2: Abhängigkeit des Netzbewirtschaftungsanteils vom Speichervolumen und von der Auslegung der Luft/Wasser-Wärmepumpe (3 verschiedene erzeugte Heizleistungen \dot{Q}_{erd}) für ein Einfamilienhaus SFH100. Dabei wird ein prädiktiver Regler mit einem Prognosehorizont von 24 Stunden verwendet. Der Referenzfall (Pfeil am linken Rand) entspricht einer regulären Auslegung der Luft/Wasser-Wärmepumpe ($1 \times \dot{Q}_{\text{erd}}$) ohne Einbindung eines technisch thermischen Speichers und unter Verwendung einer Zweipunktregelung.

Netzmanagement erleichtern durch die Analyse der Betriebszeiten

Nebst des Netzbewirtschaftungsanteiles können aber auch lange Blöcke ohne Wärmepumpenaktivität helfen, den Elektrizitätsverbrauch der Wärmepumpe auf die Elektrizitätsverfügbarkeit abzustimmen und so das Netzmanagement zu erleichtern. In Bild 3 wird die durchschnittliche Stillstandsdauer gezeigt. Im Gegensatz zum oben definierten Netzbewirtschaftungsanteil zeigt die durchschnittliche Stillstandsdauer eine geringe Abhängigkeit von der erzeugten Heizleistung, andererseits dominiert der Effekt des Speichervolumens. Durch die Verwendung eines technisch thermischen Energiespeichers kann die durchschnittliche tägliche Stillstandsdauer um einen Faktor 11 verlängert werden. Sogar der kleinste Speicher ermöglicht eine Verlängerung um einen Faktor 7.2.

Die Auswirkung einer erhöhten erzeugten Heizleistung ist erst in Kombination mit einem grösseren Speichervolumen erkennbar. Mit einer konventionell ausgelegten Wärmepumpe ist die maximal mögliche Stillstandsdauer bei 2 m³ Speichervolumen bereits erreicht. Mit einer höheren erzeugten Heizleistung erhöht sich die durchschnittliche tägliche Stillstandsdauer mit dem Speichervolumen bis eine Sättigung erreicht wird.

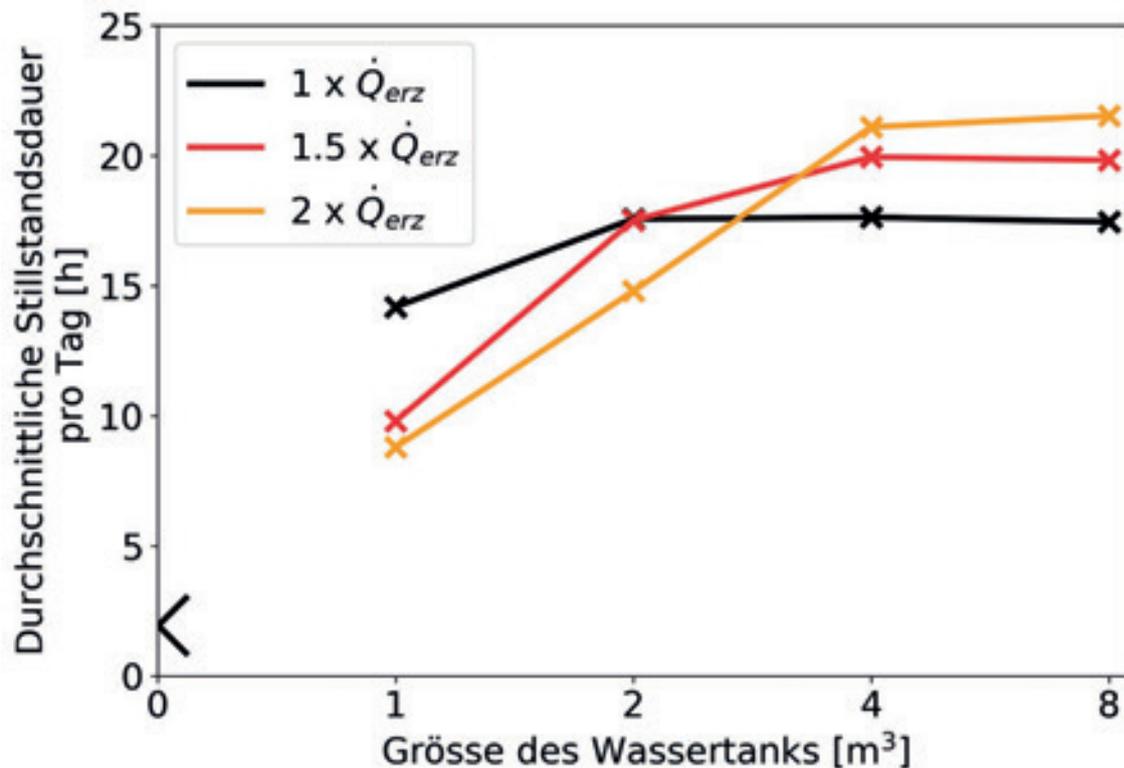


Bild 3: Abhängigkeit der durchschnittlichen täglichen Stillstandsdauer vom Speichervolumen und von der Auslegung der Luft/Wasser-Wärmepumpe (3 verschiedene erzeugte Heizleistungen \dot{Q}_{erz}) für ein Einfamilienhaus SFH100. Dabei wird ein prädiktiver Regler mit einem Prognosehorizont von 24 Stunden verwendet. Der Referenzfall (Pfeil am linken Rand) entspricht einer regulären Auslegung der Luft/Wasser-Wärmepumpe ($1 \times \dot{Q}_{erz}$) ohne Einbindung eines technisch thermischen Speichers und unter Verwendung einer Zweipunktregelung.

Für eine Lastumverteilung von Tag auf Nacht oder umgekehrt ist die Anzahl der Blöcke von über 12 Stunden Stillstandsdauer essenziell. In Bild 4 wird der Anteil an Blöcken dargestellt, während denen die Wärmepumpe mehr als 12 Stunden kontinuierlich stillsteht. Die Verwendung einer leistungsstärkeren Wärmepumpe zusammen mit einem geeigneten technisch thermischen Energiespeicher kann den Anteil an Blöcken von über 12 Stunden Dauer um einen Faktor 45 erhöhen. Sogar die Verwendung eines kleinen Speichers von nur gerade 1 m^3 Volumen mit einer konventionell ausgelegten Wärmepumpe zusammen mit einem flexibilitätsorientierten prädiktiven Regler erhöht den Anteil um einen Faktor 19. Die Auswirkung der erzeugten Heizleistung und des Speichervolumens auf die durchschnittliche Stillstandsdauer ist ähnlich: Die Grösse des thermischen Energiespeichers hat einen stärkeren Einfluss als die erzeugte Heizleistung. Letztere limitiert den Nutzen beim Einsatz grösserer Speichervolumen.

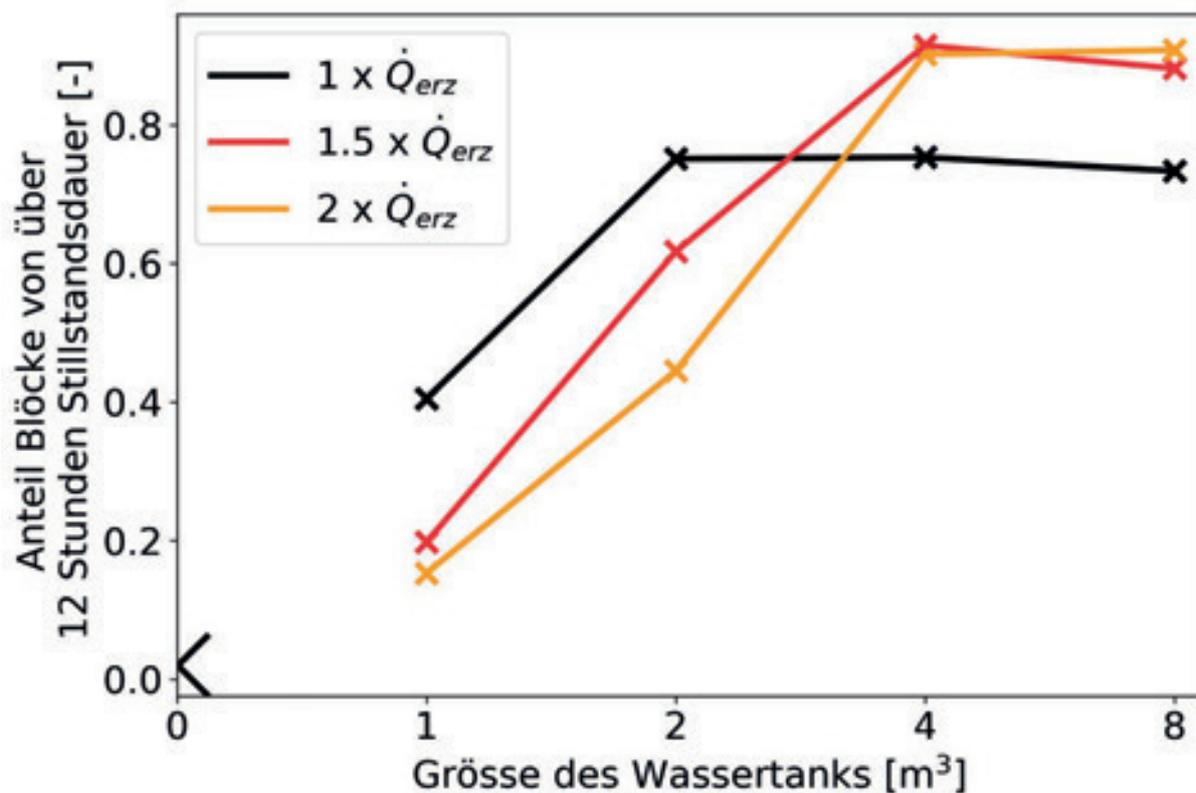


Bild 4: Abhängigkeit des Anteils der Blöcke mit einer Stillstandsdauer über 12 Stunden vom Speichervolumen und von der Auslegung der Luft/Wasser-Wärmepumpe (3 verschiedene erzeugte Heizleistungen \dot{Q}_{erz}) für ein Einfamilienhaus SFH100. Dabei wird ein prädiktiver Regler mit einem Prognosehorizont von 24 Stunden verwendet. Der Referenzfall (Pfeil am linken Rand) entspricht einer regulären Auslegung der Luft/Wasser-Wärmepumpe ($1 \times \dot{Q}_{erz}$) ohne Einbindung eines technisch thermischen Speichers und unter Verwendung einer Zweipunktregelung.

Elektrizitätskostenreduktion durch Speicherintegration

In Bild 5 ist der Einfluss der Regelstrategie auf die Elektrizitätskosten in Abhängigkeit des Volumens des Energiespeichers für verschiedene erzeugte Heizleistungen dargestellt. Durch die Verwendung grosser thermischer Energiespeichersysteme kann eine Elektrizitätskostenreduktion von bis zu 20 % erreicht werden. Es ist jedoch ebenfalls ersichtlich, dass für kleine Speichervolumen die Elektrizitätskosten sogar jene eines konventionell betriebenen Systems (Zweipunktregler) übersteigen. Leistungsstärkere Wärmepumpen verursachen höhere Elektrizitätskosten, weil kürzere Laufzeiten, höhere Temperaturen des Heizwassers und eine schlechtere Effizienz einen höheren Energieverbrauch verursachen. Mit grösseren thermischen Energiespeichern werden ähnliche Wärmemengen bei tieferen Temperaturen gespeichert, was die Effizienz wieder verbessert.

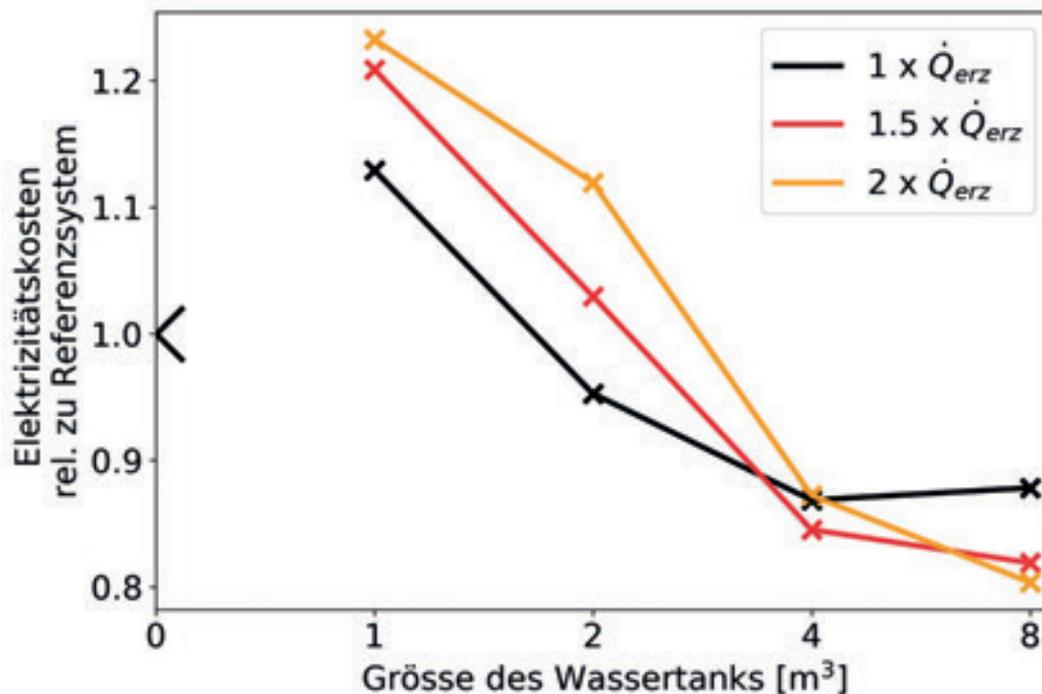


Bild 5: Elektrizitätskosten für den Betrieb während eines Jahres relativiert mit dem Ergebnis für den Referenzfall in Abhängigkeit vom Speichervolumen und von der Auslegung der Luft/Wasser-Wärmepumpe (3 verschiedene erzeugte Heizleistungen \dot{Q}_{erz}) für ein Einfamilienhaus SFH100. Dabei wird ein prädiktiver Regler mit einem Prognosehorizont von 24 Stunden verwendet. Der Referenzfall (Wert 1.0) entspricht einer regulären Auslegung der Luft/Wasser-Wärmepumpe ($1 \times \dot{Q}_{erz}$) ohne Einbindung eines technisch thermischen Speichers und unter Verwendung einer Zweipunktregelung.

Beeinträchtigung der Jahresarbeitszahl durch erhöhte Flexibilität

Hohe Speicherladetemperaturen ziehen eine Verschlechterung der Jahresarbeitszahl (JAZ 1 [22]) mit sich, siehe Bild 6. Insbesondere muss für einen Prognosehorizont der Regelung von 24 Stunden eine Reduktion der JAZ 1 von bis zu 28 % hingenommen werden. Allerdings erholt sich die JAZ 1 bei höherem Prognosehorizont der Regelung und büsst nur 12 % des originalen Werts ein.

Der generelle Trend der JAZ 1 für unterschiedliche Speichervolumen und erzeugte Heizleistungen der Wärmepumpen entspricht den Erwartungen: Grössere Speichervolumen ermöglichen tiefere Speichertemperaturen, was eine höhere Effizienz und somit eine höhere JAZ 1 bedeutet. Je höher die erzeugte Heizleistung der Wärmepumpe, desto kürzer werden die Laufzeiten. Diese führen so zu höheren Temperaturen im Speichermedium und einer tieferen Jahresarbeitszahl.

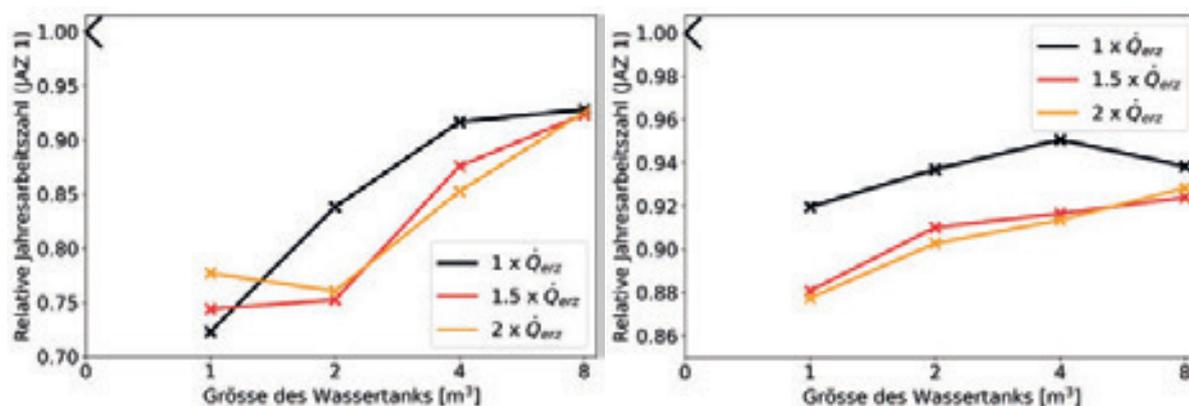


Bild 6: Jahresarbeitszahl (JAZ 1) relativiert mit dem Ergebnis für den Referenzfall in Abhängigkeit vom Speichervolumen und von der Auslegung der Luft/Wasser-Wärmepumpe (3 verschiedene erzeugte Heizleistungen \dot{Q}_{Heiz}) für ein Einfamilienhaus SFH100. Dabei wird in der Abbildung links ein prädiktiver Regler mit einem Prognosehorizont von 24 Stunden verwendet. Rechts wird ein flexibler Prognosehorizont der Regelung von 6, 12, 24 oder 48 Stunden verwendet. Der Referenzfall (Wert 1.0) entspricht dem Wert mit einer regulären Auslegung der Luft/Wasser-Wärmepumpe ($1 \times \dot{Q}_{\text{Heiz}}$) ohne Einbindung eines technisch thermischen Speichers und unter Verwendung einer Zweipunktregelung.

Schlussfolgerung

In diesem Beitrag wird gezeigt, wie das Potential von Wärmepumpen und thermischen Energiespeichern in Smart Grids für das Erzielen höherer Flexibilität ausgeschöpft werden kann. Basierend auf Simulationsmodellen des Heizungssystems eines Wohngebäudes mit experimentell validierten Komponenten wurde der Einfluss thermischer Energiespeicher auf die Laufzeiten einer Luft/Wasser-Wärmepumpe, die Anzahl der Blöcke von über 12 Stunden Stillstandsdauer und der Elektrizitätskosten studiert. Als typisches Beispiel im Schweizer Gebäudepark wurde ein Einfamilienhaus mit einem jährlichen Raumheizwärmebedarf von 100 kWh/m²/a und einer Radiatorheizung betrachtet. Die Berechnungen zeigen, dass die Integration eines thermischen Energiespeichers zusammen mit prädiktiven Regelalgorithmen den Netzbewirtschaftungsanteil (eine Quantifizierung der Flexibilität) um fast 50 % erhöhen kann. Mit derselben Konfiguration können die Elektrizitätskosten um 28 % reduziert werden, wenn die Elektrizitätspreise am day-ahead Epexspotmarkt zugrunde gelegt werden. Bereits ein 1 m³ Wasserspeicher zusammen mit einer prädiktiven Regelung für eine konventionell ausgelegte Wärmepumpe erhöht die Anzahl der Blöcke mit 12 oder mehr Stunden ohne Wärmepumpenaktivität (die es ermöglichen, Lasten in anliegende Tageshälften zu verschieben) signifikant. Der erreichte Flexibilitätsgewinn wirkt sich negativ auf die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpen aus. Ein flexibler Prognosehorizont der Regelung hält die Jahresarbeitszahl auf hohem Niveau.

Abschliessend sei angemerkt: Das Thema ‚Power to Heat‘, d.h. die Nutzung thermischer Prozesse für die gezielte Bewirtschaftung der elektrischen Netze ist in aller Munde. Häufig wird in diesem Zusammenhang auch der Einsatz direkter elektrischer Heizelemente propagiert. Es muss daher vor allem in diesem Zusammenhang die Notwendigkeit des Einsatzes von Wärmepumpen klar kommuniziert werden. Nur mit dem Einsatz von Wärmepumpen lässt sich die durch Wind und Sonne erzeugte Elektrizität für Heizanwendungen effizient nutzen. Die hier veröffentlichten Ergebnisse zeigen, dass bei zukünftig hoher Wertigkeit der diskutierten Fle-

xibilität kleine Massnahmen ausreichen, um die Flexibilität signifikant zu steigern. Durch den Einsatz prädiktiver Regelalgorithmen lassen sich die Einbussen bei den erreichbaren Jahresarbeitszahlen (JAZ 1) auf verantwortbarem Niveau halten.

Danksagungen

Die Autoren danken dem Bundesamt für Energie (BFE) für die finanzielle Unterstützung durch das Projekt SI/500978, sowie den Mitgliedern des „IEA HPP Annex 42“ für die fruchtbaren Diskussionen, Felix Eckl und Simon Maranda für ihre Unterstützung in der experimentellen Validierung der präsentierten Modelle und Heinrich Manz sowie Christoph Stettler für die nützlichen Diskussionen und die Daten für die Validierung für das dynamische Gebäudemodell. Ein besonderer Dank geht an Beat Wellig und Lukas Gasser für die verwendeten Wärmepumpenmodelle und für die zahlreichen Diskussionen und hervorragenden Inputs.

Quellen

- [1] Infrac; Prognos; TEP Energy;, “Analyse des schweizerischen Energieverbrauchs 2000 - 2014 nach Verwendungszwecken,” *Bfe*, no. September, p. 81, 2015.
- [2] D. Six, J. Desmedt, J. V. A. N. Bael, and D. Vanhoudt, “Exploring the Flexibility Potential of Residential Heat Pumps,” in *21st International Conference on Electricity Distribution*, 2011, no. 442, pp. 6–9.
- [3] R. De Coninck and L. Helsen, “Bottom-up quantification of the flexibility potential of building,” in *Conference: Building Simulation, 13th International Conference of the International Building Performance Simulation Association*, 2013.
- [4] J. Široký, F. Oldewurtel, J. Cigler, and S. Prívará, “Experimental analysis of model predictive control for an energy efficient building heating system,” *Appl. Energy*, vol. 88, no. 9, pp. 3079–3087, 2011.
- [5] P. Byrne, J. Miriel, and Y. Lénat, “Modelling and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling,” *Build. Simul.*, vol. 5, no. 3, pp. 219–232, 2012.
- [6] E. Georges, G. Masy, C. Verhelst, V. Lemort, and P. André, “Smart Grid Energy Flexible Buildings Through The Use Of Heat Pumps In The Belgian Context,” *Sci. Technol. Built Environ.*, vol. 21, pp. 800–811, 2015.
- [7] W. Chung, “Review of building energy-use performance benchmarking methodologies,” *Appl. Energy*, vol. 88, no. 5, pp. 1470–1479, 2010.
- [8] M. Muratori, M. C. Roberts, R. Sioshansi, V. Marano, and G. Rizzoni, “A highly resolved modeling technique to simulate residential power demand,” *Appl. Energy*, vol. 107, pp. 465–473, 2013.
- [9] J. Mazo, M. Delgado, J. M. Marin, and B. Zalba, “Modeling a radiant floor system with Phase Change Material (PCM) integrated into a building simulation tool: Analysis of a case study of a floor heating system coupled to a heat pump,” *Energy Build.*, vol. 47, pp. 458–466, 2012.
- [10] M. Elci, S. Narmsara, F. Kagerer, and S. Herkel, “Simulation of Energy Conservation Measures and Its Implications on a Combined Heat and Power District Heating System : a Case Study,” in *13th Conference of Building Performance Simulation Association*, 2013, pp. 104–111.
- [11] R. Dott, J. Ruschenburg, F. Ochs, J. Bony, and M. Haller, “The Reference Framework for System Simulation of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 - Part B: Buildings and Space Heat Load,” *Tech. Rep. subtask C IEA SHC Task 44*, 2013.

- [12] D. Gwerder, P. Schuetz, and J. Worlitschek, “Experimentally verified model for the combination of heat pump and thermal heat storage systems for space heating,” *Submitted*, 2016.
- [13] D. Gwerder, P. Schuetz, L. Gasser, B. Wellig, and J. Worlitschek, “Entwicklung einer optimalen Einheit aus Wärmepumpe und thermischem Energiespeicher,” in *21. Wärmepumpentagung BFE Forschungsprogramm*, 2015.
- [14] P. Schuetz, D. Gwerder, L. Gasser, L. Fischer, B. Wellig, and J. Worlitschek, “Improved flexibility for heat pumps by the integration of a thermal storage system,” in *10th International conference of renewable energy storage, Düsseldorf.*, 2016.
- [15] H. Burmeister and B. Keller, “Climate surfaces: a quantitative building-specific representation of climates,” *Energy Build.*, vol. 28, no. 2, pp. 167–177, 1998.
- [16] M. Haller, J. Ruschenburg, F. Ochs, J. Bony, and R. Dott, “The Reference Framework of System Simulations of the IEA SHC Task 44/HPP Annex 38 - Part A: General Simulation Boundary Conditions,” *Tech. Rep. subtask C IEA SHC Task 44*, 2013.
- [17] L. Gasser, I. Wyssen, M. Albert, M. Häusermann, M. Kleingries, and B. Wellig, “Effiziente Luft / Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung,” *Bundesamt für Energ.*, 2011.
- [18] H. Gabathuler, H. Mayer, and T. Afjei, “Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen,” *Bundesamt für Energie*, 2002.
- [19] “IDAweb,” *Federal Office of Meteorology and Climatology MeteoSwiss*. [Online]. Available: <http://www.meteoswiss.admin.ch/home/services-and-publications/beratung-und-service/data-portal-for-teaching-and-research.html>. [Accessed: 11-Oct-2016].
- [20] F. Eckl, D. Gwerder, and J. Worlitschek, “IEA HPP Annex 42 : Heat Pumps in Smart Grids Task 1 (i): Market Overview,” vol. 1, no. September, pp. 1–38, 2014.
- [21] K. Hilfiker, L. Gasser, and B. Wellig, “WEXA: Exergie-Analyse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen,” *Bundesamt für Energ.*, 2008.
- [22] P. Hubacher and C. Bernal, “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,” *Bundesamt für Energie*, 2012.

Stefan Wolf, Wissenschaftlicher Mitarbeiter
Roman Flatau, Wissenschaftlicher Mitarbeiter
Peter Radgen, Prof. Dr.-Ing., Lehrstuhl Energieeffizienz
IER Universität Stuttgart

Wärmepumpen für die Industrie – Situation, Methoden zur Umsetzung

Zusammenfassung

Die Wärmepumpentechnologie ist in der Industrie der Schweiz bisher wenig verbreitet. Daher befasst sich die vorliegende Arbeit mit der Analyse und Bewertung des Stands der Wärmepumpentechnik und der Identifikation von Erfolgsfaktoren für die Anwendung von Wärmepumpen in der Schweizer Industrie. Hierzu wurde eine Befragung von 42 Experten aus den Bereichen Wärmepumpentechnik, Industrie, Planung und Energieberatung, Energiewirtschaft und Wissenschaft durchgeführt. Als Ergebnis der Analyse der Befragung ist festzustellen, dass die befragten Experten die Zukunft der Wärmepumpentechnik in der Schweiz überwiegend positiv beurteilen. Die Entwicklungsschwerpunkte werden in der Erweiterung des Temperaturbereichs und der Reduktion der Investitionskosten verortet. Als Hemmnisse wurden vornehmlich wirtschaftliche Faktoren genannt. Im Ergebnis legt diese Arbeit eine quantitative Grundlage für die Definition von Markt-, Politik- und Forschungsstrategien.

Summary

So far heat pump technology is rarely applied in the Swiss industry. Therefore this paper evaluates the state of the art of heat pump technology and identifies success factors for the application of heat pumps in the Swiss industry. For this purpose a survey has been conducted amongst 42 experts in the fields of heat pump technology, industry, planning and consulting, energy sector and science. The analysis of the survey results show that these experts see a rather positive future for heat pump technology in Switzerland. Research and development focus areas are the increase of the temperature range and a decrease in heat pump investment costs. Economic factors are seen as major obstacles for a more widespread application of heat pump technology in the industrial sector. In summary this paper provides a quantitative foundation for the definition of market, policy and research strategies.

Motivation

Die im Rahmen der industriellen Produktion eingesetzte Energie wird zu überwiegenden Teilen letztlich in Wärme gewandelt. Ist das Temperaturniveau dieser Wärme zu gering, als dass man sie weiterhin direkt nutzen könnte, so wird sie als Abwärme an die Umgebung (z. B. durch Kühltürme, Freikühler oder Abwasserströme) abgegeben. Mit der Wärmepumpentechnik besteht die Möglichkeit, diese Wärme auf ein nutzbares Temperaturniveau anzuheben und sie so erneut zu nutzen. Aufgrund der großen Diversität der technischen Rahmenbedingungen stellt die Anwendung der Wärmepumpentechnik in der Industrie eine große Herausforderung dar [1]. Daher ist das Ziel dieser Arbeit die Abbildung des Stands der Wärmepumpentechnik

und die Untersuchung der notwendigen Erfolgsfaktoren für eine weitere Verbreitung dieser Technologie in der Industrie der Schweiz.

Stand der Großwärmepumpentechnik

Die Versorgung industrieller Betriebe mit Wärme und Kälte unterscheidet sich in vielerlei Hinsicht von der Gebäudetechnik. Zum einen werden Anlagen mit großer Heizleistung benötigt, zum anderen muss die erzeugte Wärme bei höheren Temperaturen (meist $> 80\text{ °C}$) bereitgestellt werden. Auch die verfügbaren Wärmequellen (z. B. Abwasser, Maschinenkühlung, Prozessbäder) haben ein höheres Temperaturniveau.

Für industrielle Anwendungen sind vornehmlich Wärmepumpen mit geschlossenen Kreisläufen geeignet. Wärmepumpen mit offenen Kreisläufen, auch Brüdenverdichter genannt, können zur Dampfdruckgewinnung eingesetzt werden. Dabei handelt es sich allerdings um eine Nischenanwendung, da in diesen Fällen häufig auch eine direkte Wärmerückgewinnung mittels Wärmeübertrager möglich ist.

Wärmepumpen mit geschlossenen Kreisläufen sind flexibel einsetzbar und können heute Versorgungstemperaturen von bis zu 110 °C erreichen. Darüber hinaus befinden sich neue Wärmepumpentechnologien im Prototypen- bzw. Demonstrationsstadium. Mit neuen Kältemitteln, neuen Kreisprozessen und neuen Verdichtertypen werden Versorgungstemperaturen von bis zu 160 °C erreicht. Zudem sind Wärmepumpen über ein breites Leistungsspektrum von wenigen kW_{th} bis zu mehreren MW_{th} verfügbar. Noch größere thermische Leistungen können durch Parallelschaltung mehrerer Wärmepumpenaggregate erzeugt werden. Damit erfüllt die verfügbare Wärmepumpentechnik die Anforderungen industrieller Anwendungen. Eine aggregierte Übersicht über die verfügbare Wärmepumpentechnik bietet Bild 1. Hier sind verschiedene Wärmepumpentypen über ihr jeweiliges Leistungsspektrum und die erreichbare Versorgungstemperatur aufgetragen.

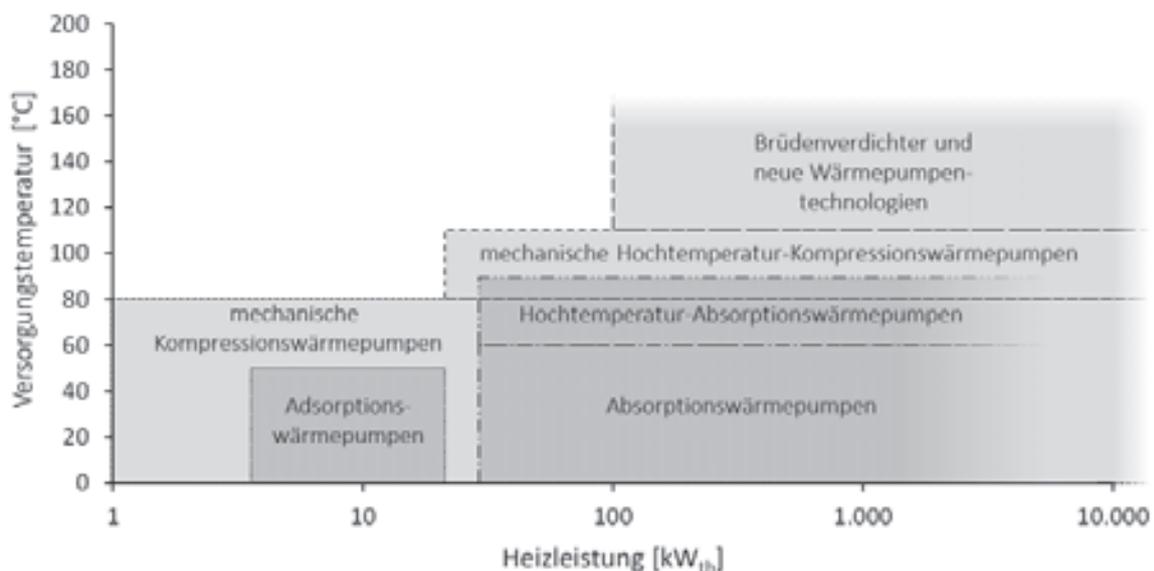


Bild 1: Anwendungsbereiche der Wärmepumpentechnik nach Wärmepumpentyp [2]

Aufgrund ihrer flexiblen Einsatzmöglichkeiten sowie des breiten Leistungs- bzw. Temperaturspektrums sind mechanisch angetriebene Kompressionswärmepumpen und thermisch angetriebene Absorptionswärmepumpen für eine große Vielfalt industrieller Anwendungen geeignet. Eine Übersicht über die Eigenschaften dieser Wärmepumpentypen ist in Tabelle 1 gegeben.

Tabelle 1: Übersicht über die Eigenschaften von mechanisch und thermisch angetriebenen Wärmepumpen mit geschlossenen Kreisläufen [2]

Kategorie	mechanische Kompressionswärme- pumpe	thermische Absorptionswärmepumpe
Antrieb	Elektro-/Verbrennungs- motor	Abwärme, Gas-/Ölbrenner
Nennheizleistung	2 kW _{th} bis 20 MW _{th}	25 kW _{th} bis 20 MW _{th}
max. Temperatur	110 °C (160 °C)	90 °C
max. Temperaturhub pro Stufe	50 K	50 K
Leistungszahl bei 40 K Tempera- turhub	3,9 bis 4,9	1,2 bis 1,5
mittlere Lebensdauer	20 Jahre	18 Jahre
Investition inkl. Installation (500 kW _{th})	450 bis 700 EUR/kW _{th}	500 bis 800 EUR/kW _{th}
	(480 bis 750 CHF/kW _{th})	(530 bis 850 CHF/kW _{th})
Investition inkl. Installation (10 MW _{th})	250 bis 400 EUR/kW _{th}	300 bis 450 EUR/kW _{th}
	(265 bis 425 CHF/kW _{th})	(320 bis 480 CHF/kW _{th})

Mechanische Kompressionswärmepumpen werden zumeist durch Elektromotoren angetrieben. Ein Antrieb über Verbrennungsmotoren ist ebenfalls möglich, aber selten anzutreffen. Das Leistungsspektrum reicht von 2 kW_{th} bis 20 MW_{th}. Der maximale Temperaturhub pro Wärmepumpenstufe beträgt 50 K. Aufgrund der besonderen Eigenschaften des überkritischen Prozesses können Wärmepumpen mit dem Kältemittel R744 (CO₂) auch höhere Temperaturhübe realisieren. Aufgrund der starken Überhitzung in den überkritischen Bereich erfolgt die Wärmeabgabe bei diesen Wärmepumpen mit einem großen Temperaturgradienten im Wärmeübertrager. Daher eignen sich diese Wärmepumpenprozesse, ebenso wie Kaltgasprozesse, vornehmlich für die Erwärmung von Medienströmen mit großem Temperaturhub.

Die Leistungszahl der mechanischen Kompressionswärmepumpe ist stark abhängig von dem zu überwindenden Temperaturhub. In Bild 2 ist die erreichbare Leistungszahl mechanischer Kompressionswärmepumpen als Funktion des Temperaturhubs angegeben. Die Darstellung differenziert zwischen Haushaltswärmepumpen im Leistungsbereich 5 bis 20 kW_{th} und Großwärmepumpen mit mehreren MW_{th} Heizleistung. Zudem ist in einem helleren Farbton ein Konfidenzintervall angegeben. Die spezifischen Investitionskosten für elektrische Kompressionswärmepumpen liegen inklusive der Installationskosten bei 250 bis 700 EUR/kW_{th} (265-750 CHF/kW_{th}).

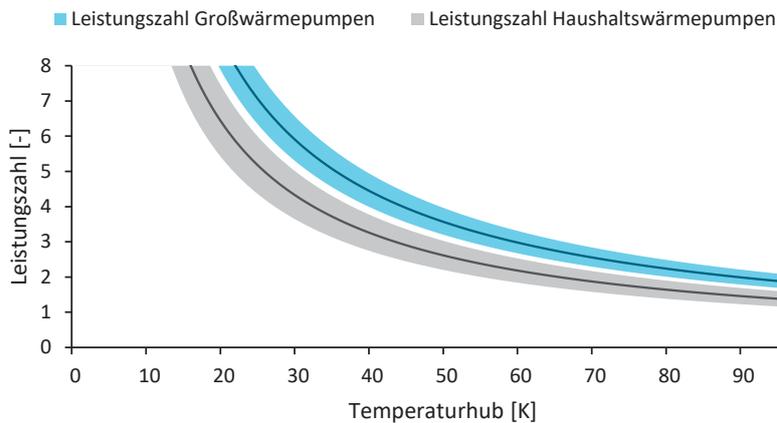


Bild 2: Erreichbare Leistungszahlen für mechanische Kompressionswärmepumpen in Abhängigkeit des Temperaturhubes [2]

Absorptionswärmepumpen werden von wenigen Herstellern und mit vorwiegend großen Wärmeerzeugungsleistungen im MW_{th} -Bereich angeboten. Die Leistungszahlen sind deutlich niedriger als bei Kompressionswärmepumpen. Wird die Absorptionswärmepumpe durch Abwärme angetrieben, kann dieser Effizienznachteil vernachlässigt werden. Die spezifischen Investitionskosten der Absorptionswärmepumpe liegen etwas über denen der mechanischen Kompressionswärmepumpe (siehe Tabelle 1).

Perspektivisch ist für die Wärmepumpentechnik eine weitere Steigerung der erreichbaren Temperaturen auf 130 °C bis 160 °C bis zum Jahr 2020 zu erwarten. Darüber hinaus sind Kombinationen aus Kaltdampfprozess und Brüdenverdichter denkbar, die Dampf mit bis zu 200 °C erzeugen können. Eine darüber hinausgehende Erhöhung der erreichbaren Temperaturen erscheint zunächst nicht notwendig, da geeignete Wärmequellen in der Industrie zumeist ein Temperaturniveau von 20 bis 60 °C aufweisen. Ein anheben der Versorgungstemperatur führt folglich auch zur Vergrößerung der Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und Wärmesenke. Damit sinkt die Leistungszahl, was sich negativ auf die Effizienz aber auch auf die Betriebskosten der Wärmepumpe auswirkt. Hinsichtlich der Effizienz bestehen noch signifikante Steigerungspotenziale in der Entwicklung neuer Wärmepumpenprozesse und der Verbesserung von Komponenten klassischer Kompressionswärmepumpen.

Rahmenbedingungen für Industriewärmepumpen in der Schweiz

Für die Erfassung der Rahmenbedingungen für die Anwendung von Wärmepumpen in der Industrie der Schweiz wurde eine Expertenbefragung durchgeführt. Insgesamt wurden 42 Experten aus den Bereichen Industrie, Wärmepumpenhersteller, Planung und Energieberatung, Energiewirtschaft und Wissenschaft telefonisch und per E-Mail für die Untersuchung angesprochen. Die erreichte Rücklaufquote beträgt 67 %. Von diesen Antworten stammen 89 % aus der Schweiz. Die übrigen 11 % sind deutschen Unternehmen zuzuordnen, die auf dem Schweizer Markt aktiv sind. Damit geben die Ergebnisse der Umfrage zwar kein repräsentatives Meinungsbild der Schweiz wieder. Vielmehr kondensiert die Umfrage das Wissen ausgewiesener Experten zu Kernaussagen zu den Rahmenbedingungen für Industriewärmepumpen in der Schweiz. Konkret wurde ein Stimmungsbild zur aktuellen Marktsituation in der Schweiz und zur zukünftigen Marktentwicklung abgefragt. Zudem wurden Anwendungsmöglichkeiten für Wärmepumpen in der Industrie, Hemmnisse für die Wärmepumpenanwendung

sowie der bestehende Forschungs- und Entwicklungsbedarf aus Sicht der Forschungseinrichtungen, sowie auf Herstellerseite analysiert. Durchgeführt wurde die Umfrage im November und Dezember 2016.

Die Einsatzmöglichkeiten der Wärmepumpentechnologie in unterschiedlichen Segmenten wird von den Experten zum heutigen Zeitpunkt wie folgt eingeschätzt: 50 % bzw. 54 % messen der Wärmepumpentechnik eine „sehr große“ Bedeutung in den Segmenten Ein- und Mehrfamilienhäusern zu. Die Bedeutung in den Segmenten Büro- und Industriegebäude sowie Wärmenetze wird von je 32 % als „sehr groß“ eingeschätzt. Eine „sehr große“ Bedeutung der Industrieprozesse wird von 21 % der Teilnehmer konstatiert. Mit 50 % sieht die Hälfte der Teilnehmer eine „große“ bis „sehr große“ Bedeutung der Wärmepumpentechnik in Industrieprozessen (siehe Bild 3).

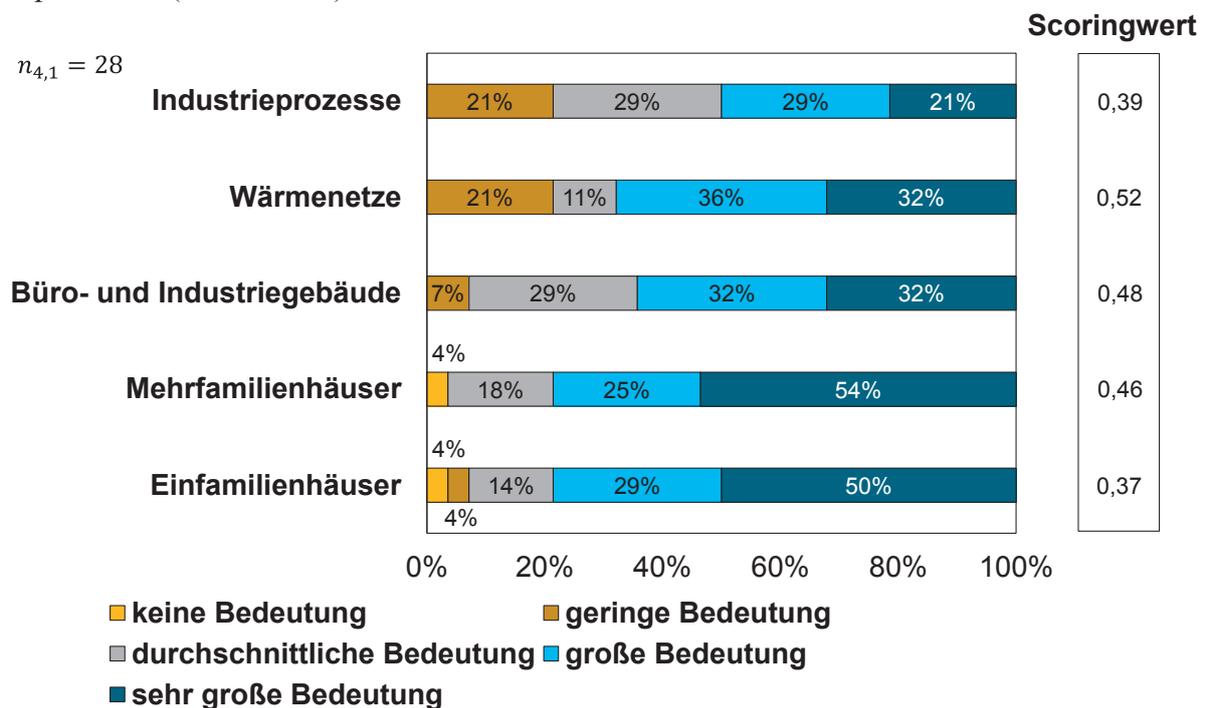


Bild 3: Bedeutung einzelner Marktsegmente für die Anwendung der Wärmepumpentechnik

Der Entwicklungstrend über die kommenden fünf Jahre wurde ebenfalls in fünf Kategorien von „stark abnehmende Bedeutung“ bis „stark zunehmende Bedeutung“ abgefragt. Durch die Quantifizierung dieser Kategorien auf einer Skala von -1 (stark abnehmende Bedeutung) bis +1 (stark zunehmende Bedeutung) mit einer Schrittweite von 0.5 und der Anwendung von Gleichung 1 erhält man für jede Kategorie einen Scoringwert (S_n), der die Entwicklungsperspektive im jeweiligen Marktsegment angibt. In Gleichung 1 gibt n die Bewertungsgröße (in diesem Fall das Marktsegment), k die Bedeutungskategorie, $P_{n,k}$ den prozentualen Anteil der Bedeutungskategorie und W_k den Bewertungsfaktor (-1 bis +1) an. Das Ergebnis ist ein Scoringwert, der die erwartete Marktentwicklung auf einer Skala von -1 bis +1 abbildet. Dieser Scoringwert ist ebenfalls in Bild 3 aufgeführt. Je höher der Scoringwert umso günstiger werden die Bedingungen im jeweiligen Marktsegment eingeschätzt.

$$S_n = \sum_{k=1}^5 P_{n,k} \cdot W_k \quad (1)$$

Mit: S_n Scoringwert
 n Bewertungsgröße
 k Bedeutungskategorie
 $P_{n,k}$ Prozentualer Anteil der Bedeutungskategorie
 W_k Bewertungsfaktor mit $W_k \in \{-1, -0.5, 0, 0.5, 1\}$

Die Scoringwerte zeigen auf, dass die Befragten für alle Marktsegmente eine positive Entwicklungstendenz sehen. Die größten Zuwächse werden im Segment Wärmenetze gesehen. Die Industrie ist in der Entwicklungsdynamik zwischen den Segmenten Mehr- und Einfamilienhäuser einzuordnen.

Im Weiteren wurde eine qualitative Einschätzung des Anwendungspotenzial für Wärmepumpen in der Schweizer Industrie abgefragt. Hierzu wurden die Befragten gebeten, das vermutete Potenzial auf einer fünfschrittigen Skala von „sehr geringe Bedeutung“ bis „sehr große Bedeutung“ abzuschätzen. Aus dieser qualitativen Einordnung wird mit der in Gleichung (1) beschriebenen Methodik ein Scoringwert für das Wärmepumpenpotenzial im jeweiligen Industriezweig berechnet. In Bild 4 ist der Scoringwert und die daraus resultierende Potenzialrangfolge über den Endenergieverbrauch der Schweizer Industrie aufgetragen. Die Daten zum Endenergieverbrauch der Industrie entstammen der statistischen Auswertung des Jahres 2015 [3].

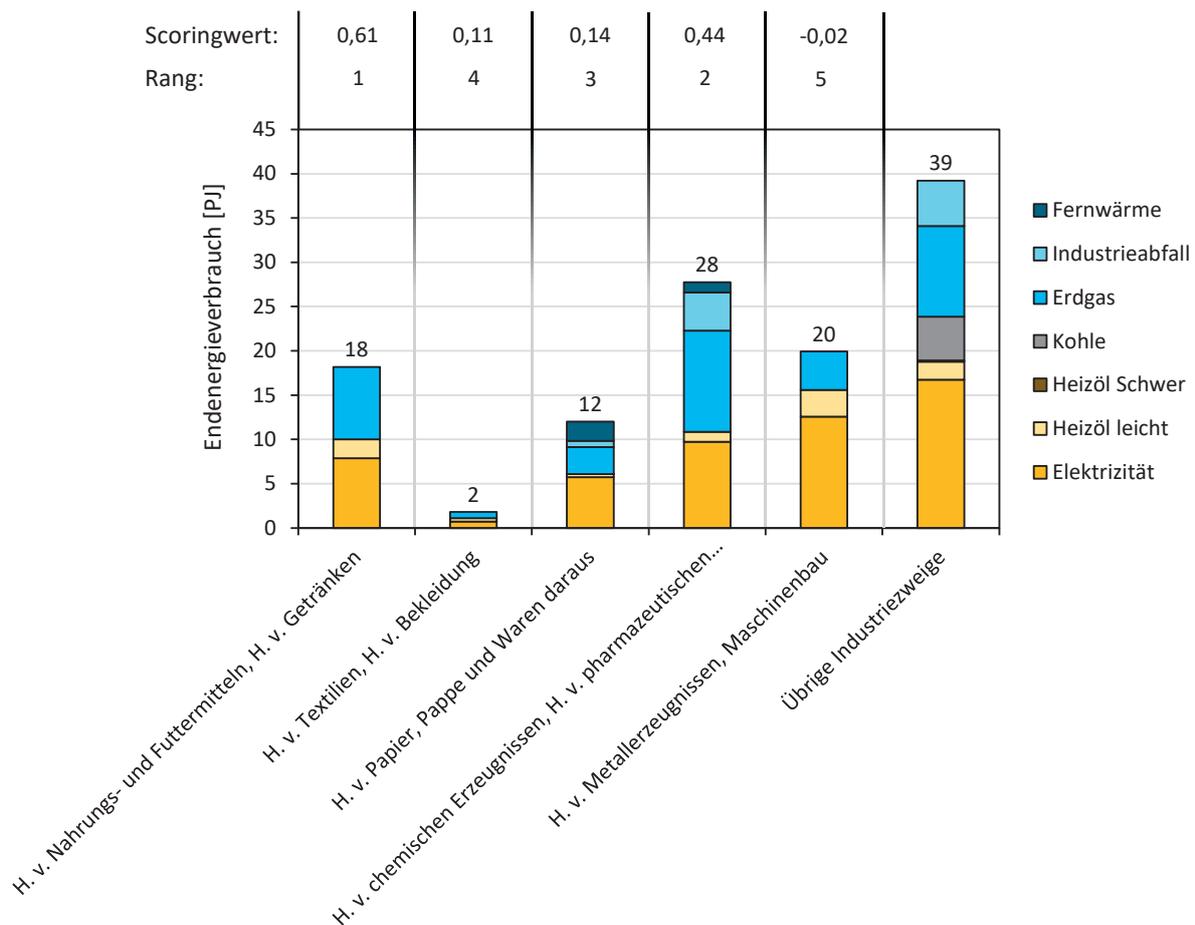


Bild 4: Wärmepumpenpotenzial und Endenergieverbrauch in der Schweizer Industrie

Im Rahmen der Umfrage wurde auch der Forschungsbedarf für die Weiterentwicklung der Wärmepumpentechnik erfasst. Dabei wurde eine Differenzierung in wissenschaftlichen Forschungsbedarf und anwendungsorientierten Entwicklungsbedarf vorgenommen. Für beide Kategorien wird der Temperaturbereich der Wärmepumpen als einer der Hauptforschungsschwerpunkte identifiziert (Entwicklung: 58 %, Forschung: 19 %). Seitens des anwendungsorientierten Entwicklungsbedarfs wird darüber hinaus die Reduktion der Kosten für Investition, Unterhalt und Betrieb mit 42 % als der zweitwichtigste Forschungsschwerpunkt identifiziert (siehe Bild 5). Auf der Meta-Ebene lassen sich die genannten Forschungsfelder in fünf Kategorien entsprechend ihres Anteils an den gesamten Nennungen wie folgt ordnen: Prozess (41 %), Kosten (22 %), technologische Weiterentwicklung (16 %), Betrieb (12 %) sowie Kenntnisse und Informationen (9 %).

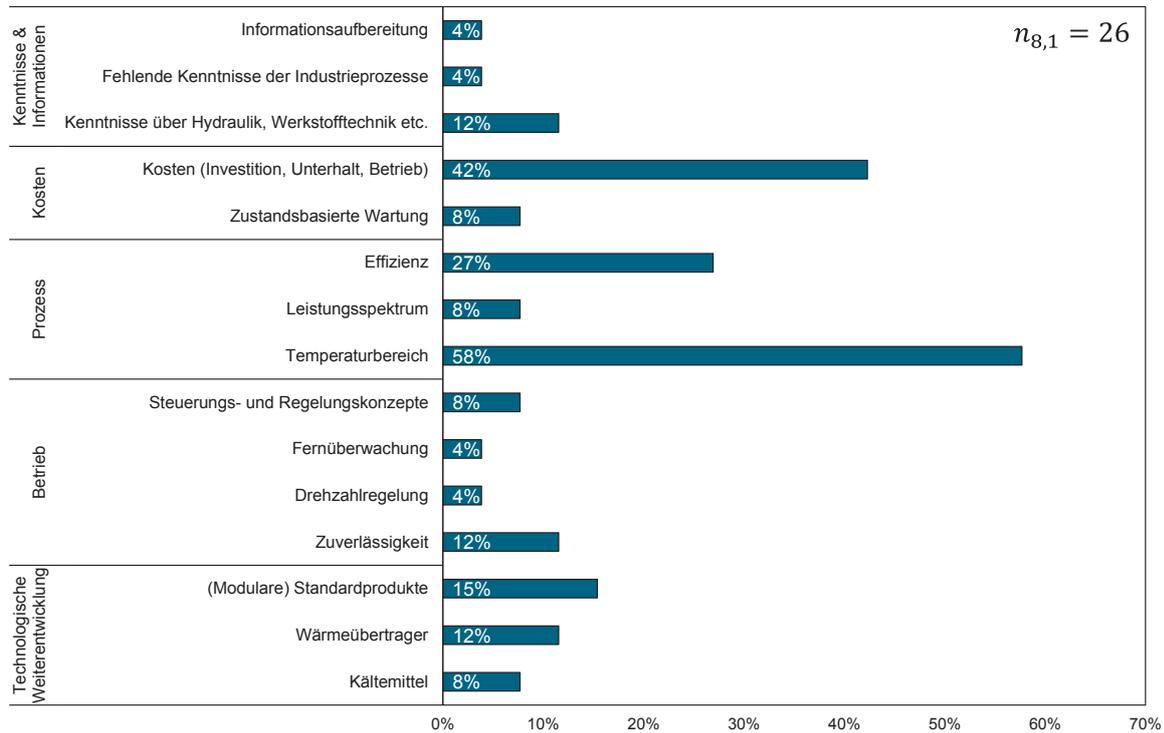


Bild 5: Anwendungsorientierter Entwicklungsbedarf in der Wärmepumpentechnik

Für die wissenschaftliche Forschung stellt mit 46 % die Weiterentwicklung der Kältemittel den zentralen Schwerpunkt dar, weitere 15 % der Befragten sehen die Komponentenoptimierung durch Forschung/Wissenschaft als besonders relevant (siehe Bild 6). Der wissenschaftliche Forschungsbedarf lässt sich in vier Kategorien entsprechend ihrer absteigenden Bedeutung ordnen: technologische Weiterentwicklung (44 %), Prozess (27 %), Kenntnisse und Informationen (16 %) sowie Betrieb (13 %). Die Auswertung zeigt, dass der Forschungsbedarf zur Reduktion der Kosten sowie zum Einsatz intelligenter (zustandsbasierter) Wartungssysteme auf Seiten der Hersteller allokiert wird, während der Schwerpunkt der wissenschaftlichen Forschung im Bereich der technologischen Weiterentwicklung sowie der Prozessoptimierung gesehen wird.

Die von den Befragten identifizierten Hemmnisse lassen sich in die Kategorien Technologie und Prozess, Kosten sowie Kenntnisse und Informationen untergliedern. Das größte Hemmnis stellen mit 37 % die aktuellen Energiepreise dar, gefolgt von den hohen Erwartungen an die Amortisationszeit, der Produktakzeptanz und hohen Investitionen (je 22 %). Die fehlende Produktakzeptanz ist bspw. durch die wenigen Erfahrungswerte zu begründen. Ein weiteres Hemmnis stellt mit 19 % der Mangel an Wissen über Möglichkeiten der Wärmepumpentechnik in der Industrie dar. Darüber hinaus gibt es eine Reihe an Einzelnennungen, bspw. „fehlendes Wissen der Fachplaner“, „hinderliche Besteuerungsmodelle von Strom“, „keine LCC-Betrachtung“, „Wirkungsgrade“ sowie „Zielkonflikt zwischen direkter Abwärmenutzung und Wärmepumpen“ (siehe Bild 7). Im Falle einer Überschusssituation an Abwärme kann durch einen Blick über die Betriebsgrenze ein möglicher Abnehmer identifiziert werden, sodass der Zielkonflikt zwischen direkter Abwärmenutzung und Wärmepumpen umgangen werden kann.

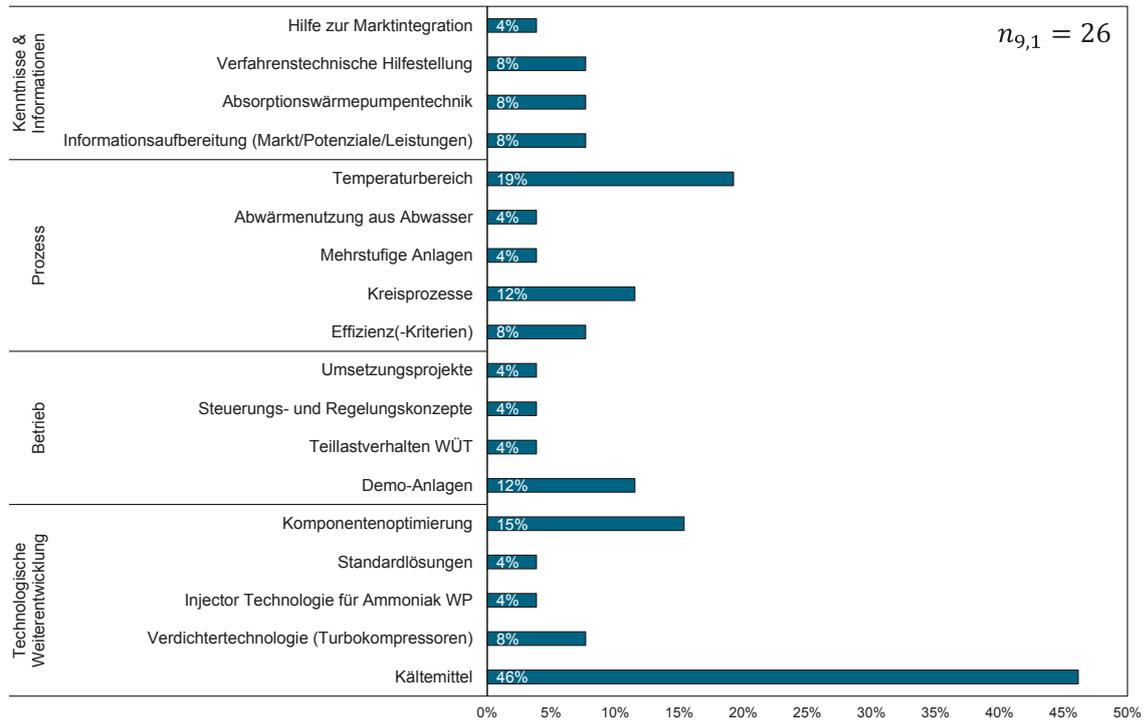


Bild 6: Wissenschaftlicher Forschungsbedarf in der Wärmepumpentechnik

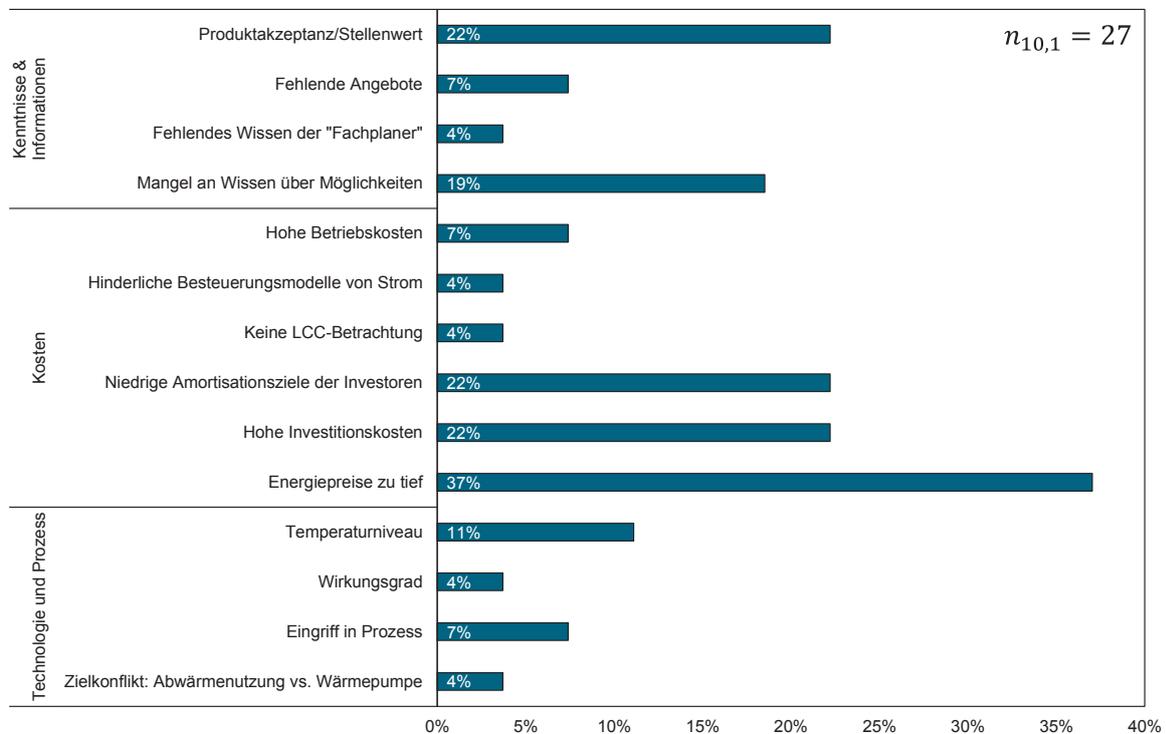


Bild 7: Hemmnisse für die Anwendung der Wärmepumpentechnik in der Schweizer Industrie

Schlussfolgerungen

Zusammenfassend ist festzustellen, dass in der Schweizer Industrie für die Wärmepumpentechnik eine Vielzahl an Anwendungsmöglichkeiten bestehen. Die Bedeutung des Marktsegments Industrie liegt unter derjenigen anderer Marktsegmente (z. B. Einfamilienhäuser). Der überwiegende Teil (55 %) der befragten Experten geht für industrielle Wärmepumpenanwendungen allerdings von einer positiven Marktentwicklung aus. Die Analyse des Stands der Wärmepumpentechnik und der Anwendungsmöglichkeiten in der Industrie hat aufgezeigt, dass heute verfügbare Wärmepumpen bereits eine Vielzahl an Anwendungsfällen abdecken können. Bis zum Jahr 2020 ist mit einer weiteren Steigerung der erreichbaren Temperaturen auf 130 °C, eventuell sogar auf 160 °C, zu rechnen. Damit bestünde die Möglichkeit Wärmepumpen zur Dampferzeugung einzusetzen, was neue Anwendungsfelder in der Papier- und Chemieindustrie eröffnen würde. Allerdings ist bei allen möglichen Anwendungen zu beachten, dass die Integration der Wärmepumpe zur Optimierung des Gesamtsystems beiträgt. Das größte Hemmnis für eine beschleunigte Marktdiffusion der Wärmepumpentechnik im industriellen Sektor ist in der Wirtschaftlichkeit von Wärmepumpenanwendungen zu finden. Zum einen handelt es sich bei Großwärmepumpen um individuelle Sonderanfertigungen oder Produkte, die in sehr kleinen Losgrößen gefertigt werden. Durch größere Losgrößen ließen sich Produktivitätsgewinne aufgrund von Skaleneffekten realisieren. Ein Weg in diese Richtung wäre die stärkere Modularisierung der Wärmepumpen, sodass einige Teile des Kältekreislaufes oder der hydraulischen Einbindung in größeren Stückzahlen gefertigt werden können. Soweit am Aufstellungsort genügend Bauraum verfügbar ist, könnten auch mehrere Standardwärmepumpen zu einer Großwärmepumpenanlage verschaltet werden. Zudem werden in der Industrie hohe Erwartungen an die Wirtschaftlichkeit (Amortisationszeit < 2 Jahre) von Investitionen gestellt. Da die Amortisation lediglich die Rücklaufzeit des eingesetzten Kapitals betrachtet und darüber hinausreichende zukünftige Gewinne vernachlässigt, ist dieser Indikator primär für kurzfristig orientierte risikobehaftete Investitionen geeignet. Die interne Verzinsung oder die Total Cost of Ownership (TCO) Betrachtung berücksichtigen die zukünftigen Gewinne und sind daher für die Bewertung langlebiger Investitionen besser geeignet. Überdies bestehen auch politische Möglichkeiten in den Markt einzugreifen, sei es durch finanzielle Förderung (z. B. Investitionskostenzuschuss, Befreiung von Steuern und Abgaben) oder durch regulatorische Eingriffe (z. B. verpflichtende Effizienzziele, White Certificates). Ein weiteres Hemmnis für die Verbreitung der Wärmepumpentechnik in der Industrie ist die unzureichende Verfügbarkeit von Informationen zu Anwendungsmöglichkeiten, zur Planung und zum Betrieb industrieller Wärmepumpenanlagen. Möglichkeiten dem entgegenzuwirken sind die Erstellung von Richtlinien, Fortbildungsprogramme für Anlagenplaner und Energieberater und die Bereitstellung von Informationsmaterialien auf einer Internetplattform. Die Durchführung dokumentierter Monitoring-Projekte ist dazu geeignet, das Vertrauen in die Technik zu steigern.

Auch wenn mit heutiger Wärmepumpentechnik bereits viele mögliche Anwendungsfälle abgedeckt werden, so fehlt es für einige Industriezweige noch an technischen Lösungen. Dieses gilt insbesondere für die Erweiterung des Temperaturspektrums. Diese Anforderung ist unmittelbar mit dem Erfordernis neuer Kältemittel verbunden. Mit natürlichen Kältemitteln sind höhere Temperaturen nur mit der Entwicklung von Verdichtern, die bei sehr hohen Drücken (> 80 bar) betrieben werden können, oder mit der Einführung neuer Wärmepumpenprozesse (Rotationswärmepumpe, thermoakustische Wärmepumpe) zu erreichen. Allerdings sind mit Kältemitteln wie R1336mzz-Z (GWP 9,4) oder Novec 649 (GWP 1) Stoffe verfügbar, deren geringes Treibhauspotenzial eine Verwendung auch in großen Wärmepumpenanlagen rechtfertigen würde.

Letztlich bleibt festzustellen, dass in den kommenden Jahren mit einer wachsenden Bedeutung der Wärmepumpentechnik in der Schweizer Industrie zu rechnen ist. Hinzu kommt die Markteinführung neuer Hochtemperaturwärmepumpen, die je nach Technologie Temperaturen von 130 °C oder sogar 160 °C erreichen können. Zusätzlich befördert wird der Einsatz der Wärmepumpentechnik durch einen allgemeinen Trend zur Dekarbonisierung der Energieversorgung. Aufgrund der geringen spezifischen CO₂-Emissionen des Schweizer Strommixes sind insbesondere elektrisch angetriebene Wärmepumpentechnologien geeignet, zu diesem Trend beizutragen.

Danksagung

Die im Rahmen dieses Beitrages vorgestellten Arbeiten wurden durch das Bundesamt für Energie finanziert. Der vollständige Abschlussbericht zum Projekt sowie eine französische Übersetzung dieses Konferenzbeitrages als Zusammenfassung stehen auf der Webseite von EnergieSchweiz und auf der BFE Homepage unter Umgebungswärme zur Verfügung.
www.energieschweiz.ch
www.bfe.admin.ch/themen/00490/00502/index.html?lang=de&dossier_id=03725

Quellen

- [1] Wolf S., Fahl U., Blesl M., Voß A. u. Jakobs R.: Analyse des Potenzials von Industriewärmepumpen in Deutschland. Forschungsbericht, FKZ 0327514A. Stuttgart. 2014
- [2] Wolf S., Flatau R., Radgen P., Blesl M.: Systematische Anwendung von Großwärmepumpen in der Schweizer Industrie. Abschlußbericht. Bundesamt für Energie (BFE), Ittigen. 2017
- [3] Sauvin L., Scherer R., Ferster M., Sterzel J. G. und Muff S.: Energieverbrauch in der Industrie und im Dienstleistungssektor. Resultate 2015. Bern. 2016

Nicole Calame,
Fabrice Rognon
CSD Engineers, Yverdon-les-Bains
Osman Sari, Responsable du Laboratoire de Thermique industrielle et Système
University of Applied Sciences of Western Switzerland

High temperature heat pumps for industrial processes – State of the art and research needs

Zusammenfassung

In der Schweiz die aus energetischer Sicht dominanten Industrien sind Chemie, Nahrung, Metall und Papier. Diese benötigen 81% des gesamten Energiebedarfes der Industrie. Gemäss verfügbaren Daten besitzen Chemie und Papier Abwärme und Bedarf, welche sich gut kombinieren: Abwärme auf 40-60 °C und Wärmenutzung auf 100-150 °C. Nahrung und metallindustrie besitzen auch interessante Potenziale für Abwärmenutzung mit Hochtemperatur-WP. Die letzten Entwicklungen im Bereich der Kältemittel erlauben heute Vorlauftemperatur bis maximal 130 °C und bald 150 °C. Die grösste Maschinenleistung auf dem Markt beträgt bis zu 22 MW. Mehrere Forschungsarbeiten laufen international und zeigen die Wille, das Anwendungspotenzial in der Industrie zu erschliessen.

Summary

In Switzerland, dominant industries from a process heat consumption point of view are chemical, mineral, food, metals and paper industries which add up to 81% of all needs. Given available data, most promising sectors regarding complementarity between available waste heat at 40-60 °C and process heat demand at 100-150 °C seem to be chemicals and pulp and paper. The food as well as the iron and steel industry also shows potential in waste heat valorization through the use of IHP.

Helped by recent HFO refrigerants, current marketed products allow to reach maximum output temperature of 130 °C and soon 150 °C. The largest capacity available on the market can supply up to 22 MW. Numerous research and development projects at international level show the will to develop the domain of high temperature heat pumps from which the industrial sector will benefit.

Introduction

Industrial heat pumps (IHP) consist of an efficient way to spare energy and help decarbonate the emissions linked to this sector. A holistic approach is proposed in this study to address the state of the art of high temperature heat pumps in parallel with the perspectives for their application and more particularly in Switzerland. The context of heat pump integration in industrial processes is quite complex itself and should not be left aside from the problematic. Good knowledge of the needs as well as waste heat recovery opportunities are key to targeting the subsectors and temperature levels with most potential for future developments. Heat pumps working on closed compression cycle are studied.

Heat demand and waste in Swiss industries

Final energy consumption in Switzerland for 2015 represented 232.8 TWh in total. Of which 18.5% (42.8 TWh) is due to industrial consumption only. The distribution of thermal needs within this sector consist of process heat (54.4%), space heating (9.9%) and hot water production (1.7%) which combined represent the main part of the total industrial energy consumption (66% or 28.4 TWh) [Kemmler et al., 2016]. Process heat only represents 23.3 TWh/year which is close to 10% of the final energy consumption in Switzerland.

Figure 2 offers a breakdown at subsector level showing which areas are dominant from a heat need point of view in the Swiss industries. The chemical field accounts for the most important consumption of process heat which represents 27% of that from all subsectors. Minerals (18%), food (14%) metals (13%) and paper (9%) industries also show large process heat needs. These five industries together add up to 81% of all process heat consumption in the country hence being the fields to target with the integration of high temperature heat pumps given their large potential.

The repartition of heat needs within industrial subsectors has been illustrated as a breakdown by temperature range for France [DuPont et al., 2009] and Germany [Wolf 2014]. The study by [Nellissen et al., 2015] shown in Figure 3 is based on data from 2012 gathered from 33 European countries where it identifies a potential for industrial heat pump application of 174 TWh under 150 °C. Important Swiss industrial sectors with large heat consumption show following share of heat needs in the 100°- 150 °C range to total needs below 150 °C: 28% for food and tobacco, 46% for chemical, 11% for paper industries. These sectors show following proportion of needs below 150 °C compared to the total heat needs: 90% for food and tobacco, 23% for chemical and 50% for the paper industry [Nellissen et al., 2015].

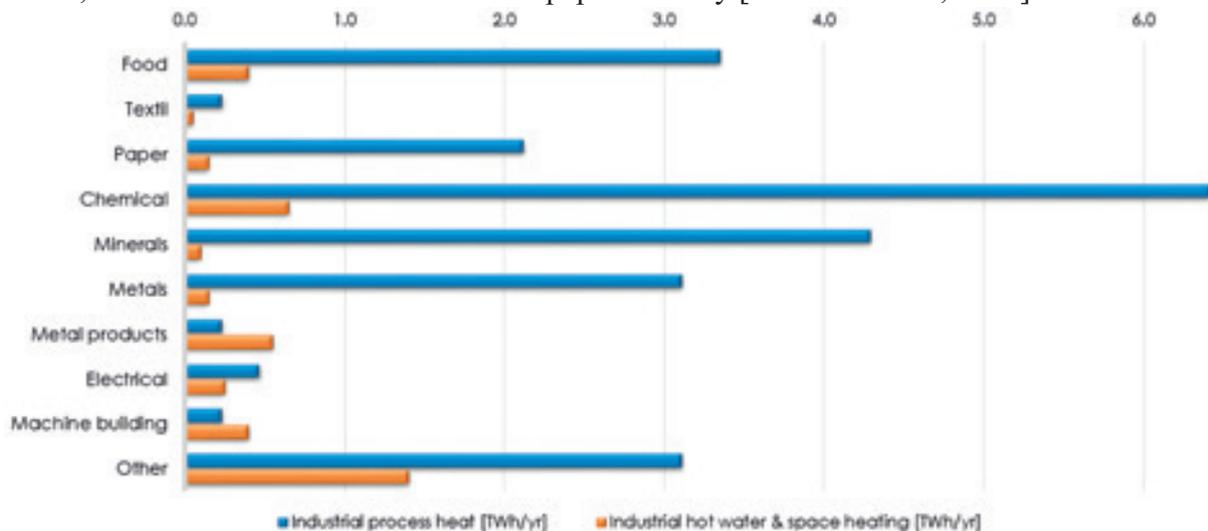


Figure 1: Final heat demand in the Swiss industry by subsector for 2015 in [TWh/yr]. Blue lines shows process heat needs; orange lines combine space heating and hot water needs of the industries [based on data for year 2015 from Kemmler et al 2016]

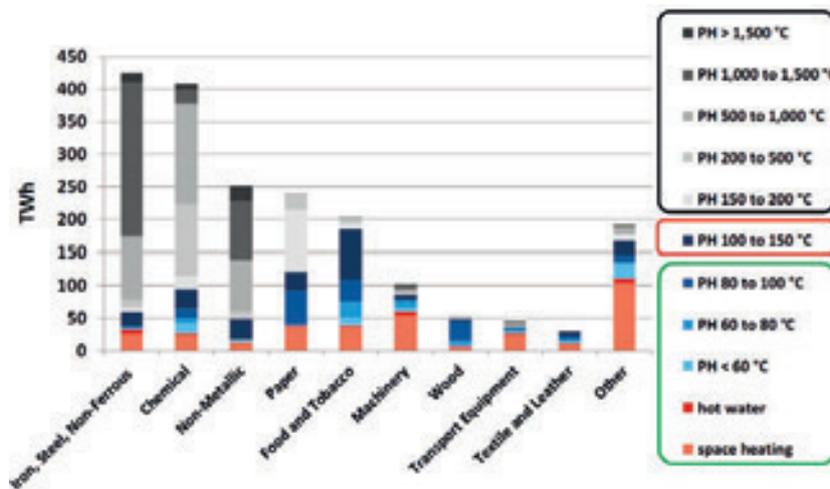


Figure 2: European repartition of heat needs by industrial subsector based on 2012 data from 33 countries [Nellissen et al., 2015]

A detailed breakdown by type of process within each industrial subsector [Lauterbach, 2011] shows that typical industrial heat demands between 100 °C and 140 °C originate from drying (food and beverages, paper, fabricated metal, rubber and plastic, textiles and wood), pasteurization and sterilization (food and beverages), distillation (chemicals), evaporating, cooking and thickening (food and beverages, chemicals), surface treatment (machinery and equipment), coloring (textiles) and compression (chemicals, wood).

Waste heat can be found in various forms: diffuse, liquid or gaseous effluents. Diffuse heat is difficult to collect but liquids and gases offer a more accessible recovery [ADEME, 2015]. The thermal level given from the effluents can be heightened through the use of heat pumps in order to provide heating either to the same or a different process on site or else to pre-heat air, water or raw materials. Sources from which waste heat can be collected under 100 °C are cooling water come from air compressors and cold production, ovens and metalwork pieces. Gaseous effluents include hot air from drying, compressors, cooling and end of process vapor or flash steam. A fraction of flue gazed can also be used at these temperatures [ADEME, 2015].

The higher temperature level of waste heat compared to this of ambient air or ground heat makes it an attracting source providing better COP for heat pumps and as the case may be also a steady supply during the year. The bottleneck however regarding the real reachable potential of IHP application identified in the previous section is the amount of heat available in the effluents. If waste heat is lacking in the proper temperature levels than the application of heat pumps is compromised. The quantity of heat provided at the condenser is however greater than that of the heat source due to the energy transmitted to the compressor which is COP dependent.

Evaluating the amount of waste heat by subsector and temperature level is a difficult task unless a large scale study gathering inputs from numerous industries is conducted. Some projects of this nature took place in Canada [Innovagro consultants, 2011], France [DuPont and Sabora, 2009], Norway [Enova, 2009] and also for the Swiss canton of Valais [CREM, 2012]. The most relevant information from a high temperature heat pump integration point of view is presented below.

In Switzerland, a thermal waste cadaster was set up by canton of Valais [CREM, 2012]. It is based on data collected from close to 200 industries. Information gathered cover type of effluent (gaseous, liquid, and solid), seasonality and qualification of the effluent (temperature

level). The georeferenced data was put together and displayed on a map thus further allowing identification of possible synergies between industries or with residential areas to supply heat needs via a district heating network.

Various valorization paths were selected. A large potential above 600 GWh/year was identified for district heating and takes into account effluents of 85°C up to 100°C. The share of effluents which can be used for heating or hot water production amounts to 16 GWh/year and lies between 50 °C and 60 °C. The largest potential of 941 GWh/year was identified between 10 °C and circa 50 °C for heat pump application. A combination of effluents from these different temperature levels could be used as a source for high temperature industrial heat pumps. Use of waste heat is already applied by 23 companies who took part in the survey. The recovered energy represents a total of 522 GWh/year worth of electricity and heat combined. This high value accounts for one third of the whole potential.

In France, a study compared heat demand at 60 °C – 140 °C with available heat sources at 35 -70 °C [Dupont et al., 2009] according to various industrial subsectors. Results show that four industrial sectors should be able to cover their needs in process heat between 60 °C to 140 °C using waste heat: food products and beverages (104% coverage rate), dairy (109%), transport equipment (127%) and cement, lime and plaster (131%). The sugar industry presented separately from the food subsector shows the least interest of all (0.08%). These results are encouraging since food and dairy as well as the mineral industry make up a large part of the Swiss process heat consumption. Pulp, paper and paper products show a limited perspective with 6% coverage rate opportunity. Iron based metal work could cover 9% of its needs through waste heat valorization. The chemical sector has not been evaluated. The authors mention that care should be taken about the possibility of existing recovery equipment which aren't taken into account.

Norwegian study [Enova, 2009] has collected information on waste heat from 72 industries which represent 63% of the energy consumption in the country. The share of water, vapor and exhaust are given as percentage of the energy use by subsector. In the chemical field 157% of total energy accounts for in waste heat. This can be explained by exothermal reactions taking place in this specific subsector. The total waste heat available in the food sector amounts to 15%. The total waste heat potential identified for all sectors represents 35.8% of the final industrial energy use. This value can't be used as such and applied to the Swiss industry because the industrial landscape isn't alike. However this high value is promising.

The temperature level at which the waste heat is available is key for IHP application. The chemical field which showed an interesting potential in terms of waste heat quantity sees 76.6% of its effluents temperature situated between 40 °C and 60 °C which would corresponds to 7'714 GWh/yr applied to Switzerland. The food industry has 30.5% available waste heat between 40 °C and 60 °C which corresponds to 153 GWh/yr applied to Switzerland and an additional 18% between 60 °C and 140 °C. The pulp and paper industry shows good potential with 49.1% of its effluents being between 40 °C and 60 °C (459 GWh/yr). Metal industries show various potentials. While recovery potential for aluminum mostly lies between 60 °C and 140 °C and under 40 °C, in the iron and steel industries mostly shows waste heat above 140 °C but also 18.6% in the 40 °C to 60 °C range. As for the cement and leca subsector, its process needs are situated at very high temperatures which is reflected in the waste heat available above 140 °C only. With the hypothesis of a COP value of 3, the coverage rate of the corresponding needs in the range 100-150 °C defined above is approximately of 25% for the food sector, 300% for the pulp and paper and 390% for the chemical field. These result shows different trends than these presented by [Dupont et al., 2009] but the temperature ranges were also based on other references. This highlights the need for caution in using global statistics and stresses the requirement for specific data on the area covered by a study.

Heat pump integration methodology and barriers

It is important to note that discrepancies exist between the different processes gathered into one subsector. Each industrial process combined with space heating and hot water production needs on site is unique which makes it difficult to generalize a “cut and paste” method for proper integration of HPs. State of the art way to address the problem is to carry out a pinch analysis of the industrial process concerned. Care should be taken to integrate a HP according to the rules in order to really upgrade heat across the pinch point. In fact, applying a HP without identifying the proper temperature levels leads to adverse effects. If integrated below the pinch point, the need for cold utility is increased. If integrated over the pinch point, the heating is indeed covered electrically [Becker, 2012]. Good knowledge of the global process is key to successful heat pump integration.

Supply of space heating and hot water are not systematically taken into account along with the process heat needs. Their impact on the composite curve is however of importance and their seasonal variation during the year should not be underestimated [Krummenacher 2017]. The example of a dairy plant analysis shows a pinch temperature shift from 80 °C in summer to 20 °C in winter [Morand, 2014].

Various barriers holding back the use of IHP can be cited: lack of knowledge on the topic, long payback periods, customer concerns and low awareness of heat consumption in companies [Wolf et al., 2012]. Temporal shift between heat supply and heat sink availability in industrial processes is critical. Storage can help make use of non-simultaneous needs and waste heat supply. Encumbered or corrosive streams carry their own problematic to address [Enova, 2009].

Disturbance of the process operation and production reliability are issues mentioned by [Pehnt et al., 2011] as being highly critical. Some processes follow strict temperature profiles that cannot be changed. Production can also be discontinued for technical or strategic reason hence causing the heat source to vanish.

High electricity cost can be detrimental to the application of heat pumps since profitability is linked to a low electricity price to gas price ratio. For Switzerland, a HP shows to be rather profitable for a temperature difference between heat source and sink up to 55K [Wolf et al., 2017].

Current developments of high temperature heat pumps

Refrigerants

Over time, refrigerants used have known an evolution mostly dictated by their environmental impact. GWP of HFC refrigerants are now targeted by the F-gas legislation [regulation UE N° 517/2014] which came into effect in 2015 at European level. A reduction in the use of HFCs of 79% is planned for 2030. [Voigt 2016]. In Switzerland the ordonnance ORRChim RS 814.81 is authoritative. Industrial heat pumps with capacities > 400 kW and residential heat pumps > 600 kW are affected [ORRChim 2016]. Recent HFO working fluids are authorized without restriction as are natural refrigerants. The latter are however recommended. There is a variety of characteristics that a refrigerant should meet. Looking at health and security issues, the ideal refrigerant should have a very low toxicity and not be flammable hence being in the A1 class as defined by ASHRAE. Energy efficiency is linked to good thermodynamic properties (adapted critical temperature, thermal capacity, critical pressure) which lead to low costs and emissions during the running life of a heat pump. From an environmental point of view, low ODP and GWP are required. Good transport capacity (low viscosity, high thermal conductivity) will lead to a more compact heat exchanger with lower investment cost.

Regarding refrigerants application to HTHP, there is a limited choice of available candidates. Working fluids presented in Table 1 all have a critical temperatures above 130 °C. The only exception is carbon dioxide (R744, $T_K=31$ °C) because of its trans-critical cycle operation. Of natural refrigerants, the safest and most environmentally friendly is water (R718). It is non-toxic, non-flammable and its availability is guaranteed at a low cost. Its use at high temperature presents drawbacks and technical issues linked to its compression technology. Large differences between liquid water and vapour phase properties imply accelerations during phase change. Potentially large load losses can be induced and sub-atmospheric conditions necessary depending on temperature levels can cause air infiltrations. The low density of water vapour also implies a large compressor and piping size.

Table 1: Properties of working fluids adapted to high temperatures [ASHRAE 2009, Honeywell 2015, Kondou et al. 2015]

Refrigerant type	Name	Critical pressure [Mpa]	Critical temperature [°C]	Security class	ODP	GWP
Natural	R717 (ammonia)	11.33	132.4	B2	0	0
	R718 (water)	22.10	374.0	A1	0	0
	R744 (CO ₂)	7.38	31.0	A1	0	1
	R600	3.8	152.0	A2	0	<1
HFO	1336mzz(Z)	2.90	171.3	A1	0	2
	R1234ze(Z)	3.97	153.7	A2	0	<1
	R1233zd(E)	3.77	165.6	A1	0	1
HFC	R134a	4.06	101.1	A1	0	1'430
	R245fa	3.65	154.0	B1	0	858
	R365mfc	3.27	186.9	A2	0	804

Ammonia (R717) is an inorganic fluid that has been used since 1876 for refrigeration applications. Its toxicity and mild flammability are balanced by favourable thermodynamic properties like a good heat transfer coefficient. It is ecological (ODP = 0; GWP = 0) and decomposes rapidly after an emission hence not contributing to global warming. Ammonia reacts to copper, which is a constraint to the choice of materials in the system.

Carbon dioxide (R744) is easily produced by clean combustion process and widely available at low cost. Besides the fact that it is non-toxic (at low concentrations) and non-flammable, its benefits lie in its good thermodynamic characteristics. Its high volumetric capacity allows for compact systems. CO₂ also combines good heat transfer properties and it is compatible with standard lubricants. The high working pressures make need for adapted components. The trans-critical application of carbon dioxide also creates a large temperature glide on the heat sink side as the condensation phase doesn't take place at constant temperature

Hydrocarbons are natural substances derived from oil or natural gas and as such are quite cheap. They have been used as refrigerants with good efficiencies. They show low toxicity but are highly flammable implying safety measures. Hydrocarbons are widely used for applications requiring less than 150 gram of charge but must follow EN 378 norm for larger installations. The costs linked to complying with the norm will have a negative impact on such a system compared to other types of refrigerants.

The fourth generation of synthetic refrigerants is called hydro-fluoro-olefin (HFO). They are built with the same elements as HFCs but a double link in the molecule they makes them less stable. Hence their degradability should be quicker. Their environmental indicators are low

(ODP = 0; GWP very low) and thermodynamic properties interesting (high critical temperature and low critical pressure). HFOs are non-toxic and generally non-flammable. These refrigerants have been custom made by the chemical industry to replace HFCs in existing systems so as to follow regulations but limit new investments.

As far as availability is concerned, HFO1336mzz(Z) will be commercialized by Chemours in 2017 as Opteon 1100. HFO1234ze(E) is marketed by Honeywell as Solstice ze. HFO1233zd is sold by Arkema as Forane1233zd and by Honeywell as Solstice 1233zd. These newly available products have high related costs. Compared to carbon dioxide or R134a which are sold for 9.- CHF/kg or less, HFO R1233zd costs 62.7 CHF/kg or 7.3 times more. HFC R245fa is sold in the same price range as the latter [Arpagaus, 2017].

Marketed products

The volume of heat pump sales in Switzerland for 2016 was around 18'000 units [Groupement professionnel suisse pour les PAC 2016], more than any other type of heat production device. However, the power range of these installations mostly addresses residential needs. The distribution of heat pumps on the Swiss heating market according to power level for 2013 given in Figure 3 clearly shows that the share over 100 kW is dramatically low for heat pumps [Rognon 2013]. Knowing that even this part was almost exclusively situated in the residential sector, one can conclude that heat pumps sold for the industry that year must be less than a dozen. Commercialized products applied to high temperatures have experienced a fast evolution these last few years. Table 2 [Arpagaus, 2017, Wolf and al., 2017, Ochsner, 2017, Simaka, 2017] shows a synthesis of the currently available heat pumps on the market with a minimum supply temperature of 90 °C. The heating capacity range spans over a large array from some kilowatts to 22 MW. The output temperature level has been increasing with the latest models released on the market. The most recent addition to the offer comes from Ochsner and is able to reach 130 °C. This makes it the heat pump with the highest supply temperature really available currently since the Kobelco heat pumps are limited to the Japanese market [IEA 2014]. However the Norwegian group Viking Heat Engines has already announced a unit with a temperature output reaching 150 °C that will be launched this year. From the 14 manufacturers listed in Table 2, 10 offer output temperature of 100 °C or above and will be developed below. Interestingly, the high temperatures are addressed with the whole spectrum of working fluids available in this range: HFCs (R134a, R245fa), HFOs (1234ze(E), 1336mzz(Z)), natural refrigerants (carbon dioxide, ammonia) and a couple of undisclosed refrigerants or blends (ÖKO1, X PRO III, X PRO IV).

Japanese heat pump manufacturer Kobelco has commercialized two units producing steam at 120 °C and 165 °C using twin-screw compressors and HFC refrigerants (R134a and R245fa). The SGH 120 model uses a source at 65°C and produces 0.5 ton/hr of steam with a COP of 3.5 in the 70 to 370 kW power range. The SGH 165 model uses a source at 70 °C and produces 0.9 ton/h of steam with a COP of 2.5 in the 70 to 660 kW power range [IEA, 2014].

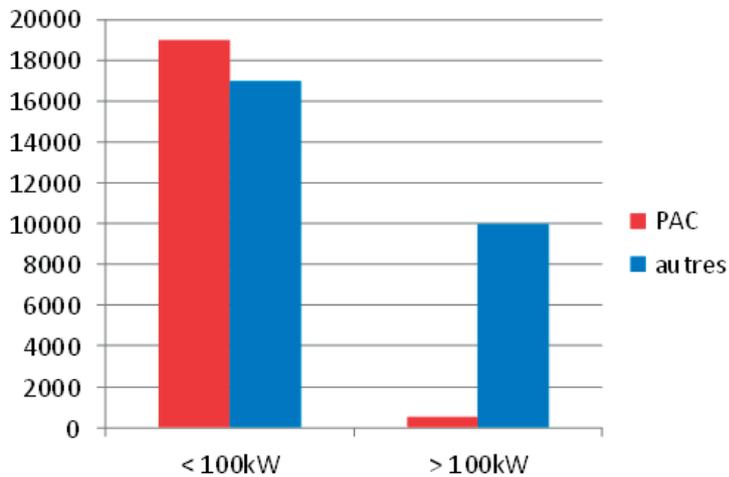


Figure 3: Swiss heating market share of units sold in 2013 under and over 100 kW [Rognon 2013]

Mayekawa produces heat pumps which can reach a output temperature of 120 °C with a heat source up to 40 °C. They use R744 (CO₂) and a reciprocating. COP of the unit is 3.7 with a heating capacity of 110 kW [IEA, 2014].

DÜRR Thermea commercialized its thermeco2 range allowing a heat recovery up to 40 °C with a maximum supply temperature of 110 °C. Their units are based on a trans-critical cycle with carbon dioxide using a reciprocating semi-hermetic compressor specially designed for CO₂. The heating capacity spans from 45 kW to 2'200 kW. A combined cold and hot cogeneration can be accomplished [Dürr, 2014].

Combitherm produces special manufacture heat pumps with a maximum output temperature of 100°C. The unit runs with working fluid R245fa and can offer a heating capacity in the range 20 kW to 300 kW [Wolf et al., 2017].

Johnson Controls has manufactured the Pal Mag (YMC² HP) able to supply heat at 105 °C with refrigerant R245fa. The centrifugal compressor is mounted on magnetic bearings with low friction and sound level induced. Heating capacity varies from 700 to 1800 kW [Johnson Controls 2014].

German company Simaka has been producing custom made high temperature heat pumps. Their Simacoverly units can cover capacities up to 10 MW. The refrigerant used for high temperatures is called X PRO IV, it can reach an output temperature around 108 °C from a source temperature up to 50 °C. COP vary from 6 for a 30 K temperature lift to 2.5 for over 70 K temperature lift. [Simaka 2017,a, b].

FRIOTHERM manufactures large capacity HPs (2 MW to 22 MW) working with centrifugal compressors. Depending on the heat source temperature (5-35°C / 35-65°C) the units are able to provide heat up to 95°C or 120°C (higher on demand). They work with one or two-stage depending on the capacity range needed and use HFO1234ze as refrigerant [Wojtan 2016].

The most recent addition to the market comes from Austrian group Ochsner Wärmepumpen GmbH. This company developed new HTHPs which can reach up to 130 °C from heat sources up to 55 °C (IWWDS ER 3b) and up to 25 °C (IWWDS R2R3b). The IWWDS ER3c4 reaches an output of 125 °C with a heat source temperature up to 80°. These units are running on ÖKO1 refrigerant which is a non-toxic and non-flammable low GWP refrigerant. The IWWDS R2R3b configuration uses R134a as complementary refrigerant. Their very high temperature series offer heat pumps with heating capacities from 170 kW to 750 kW.

The performance of the TWIN-UNIT can reach 1.5 MW. A screw compressor has been developed with their own specifications for application under high temperature and for heavy duty continuous use. This product has been placed on the market early this year [Ochsner, 2017 a, b].

Table 2: Synthesis of heat pumps currently available on the market [Arpagaus, 2017, Wolf, 2017, Ochsner, 2017, Simaka, 2017b, Wojtan 2016, Johnson Controls 2014]

Producer	Product name	Max. supply temperature [°C]	Heating power	Working fluid	Compressor type
Kobelco (Steam Grow Heat Pump)	SGH 165	165	70-660 kW	R134a/R245fa	Twin-screw
	SGH 120	120	70-370 kW	R245fa	
	HEM-HR90, HEM-90A	90	70-230 kW	R134a/R245fa	
Viking Heat Engines	Heat Booster*	140	900, 1200, 1500 rpm (compressor speed)	HFO1336mzz	Piston
	HeatBooster 54*	110	100-200 kW	HFC245fa	
Ochsner	IWWDS ER3b	130	170-750 kW Twin-unit up to 1.5 MW	ÖKO 1	Screw
	IWWDS ER _{20A}	125		ÖKO 1	
	IWWDS R2R3b	130		ÖKO 1/R134A	
	IWWHS ER _{20A}	95	60-850 kW Twin-unit up to 1.7 MW	ÖKO 1	Screw
IWWHS R2R3b	95	ÖKO 1/R134A			
IWWHS ER2c2	95	R134A			
Friotherm	Special manufacture UNITOP	> 120 95	2-22 MW	R1234ze	Turbo (single or two-stage for high capacity)
Hybrid Energy	Hybrid Heat Pump**	120	0.25-2.5 MW	R717 (NH ₃)	Reciprocating
Mayekawa	Eco Sirocco	120	65-90 kW	R744 (CO ₂)	Screw
	Eco Cute Unimo	90	45-110 kW	R744 (CO ₂)	
Dürr Thermea	thermeco2	110	45-2'200 kW	R744 (CO ₂)	Reciprocating Screw
SIMAKA	SIMACOVERY special manufacture	108	2.5 kW- 10 MW	X Pro IV	Unknown
		93		X PRO III	
Johnson Controls	YMC2 HP (Pal Mag)	105	0.7-1.8 MW	R245fa	Turbo
	HeatPAC HPX	90	326-1'324 kW	R717 (NH ₃)	Reciprocating
	HeatPAC Screw	90	230-1'315 kW	R717 (NH ₃)	Screw
	Titan OM	90	5-20 MW	R134a	Turbo
Combitherm	Special manufacture	100	20-300 kW	R245fa	Reciprocating
Star Refrigeration	Heatpump	90	0.35-15 MW	R717 (NH ₃)	Screw
GEA Refrigeration	GEA Grasso FX P 63 bar	90	2-4.5 MW	R717 (NH ₃)	Twin-screw
Mitsubishi	ETW-L	90	340-600 kW	R134a	Turbo (two-stage)
Viessmann	Vitocal 350-HT Pro	90	148-223 kW	R1234ze(E)	Reciprocating (2-3-stage)

* will be available on the market from September 2017

** heat pump technology combining absorption and compression

Norwegian group Viking Heat Engines has developed a very high temperature heat pump called HeatBooster. Based on a piston driven inverted Rankine cycle it is designed to deliver heat up to 150 °C from a source temperature up to 100 °C with a typical COP around 4. Two lines will be offered: one using HFC245fa for 60/110 °C operating conditions and the other working with HFO1336mzz(Z) for 90/140 °C operating conditions. Nominal compressor

characteristics provided are 900, 1200 and 1500 rpm with a maximal pressure of 30 bar [Viking Heat Engines 2016]. Research on stability of HFO1336mzz(Z) for a use in high temperature ORC cycles were led by Chemours Fluorochemicals [Kontomaris, 2014] and testing in Viking prototype was led jointly [Kontomaris et al., 2016]. The refrigerant is announced chemically stable up to 250 °C. Table 3 illustrates test results for COP at various temperature combinations differing from the nominal conditions. Maximal output capacity mentioned is 188 kW. The company has already started the production of the HeatBooster which will be launched on markets worldwide as from September or October 2017 [Viking Heat Engines, 2017].

Table 3: Test results for COP from HeatBooster HTHP [Viking Heat Engines, 2016]

HeatBooster 54 Coefficient of Performance (COP)						HeatBooster Coefficient of Performance (COP)					
WF:HFC245fa	90 °C	100 °C	110 °C	120 °C	130 °C	WF:HFO1336mzz(Z)*	110 °C	120 °C	130 °C	140 °C	150 °C
40 °C	3.31	2.12				60 °C	3.27	2.06			
50 °C	3.39	3.66	2.57			70 °C	3.87	3.60	2.48		
60 °C		4.32	3.91	2.87		80 °C		4.25	3.85	2.76	
70 °C			4.65	4.12	3.08	90 °C			4.55	4.01	2.88
80 °C				4.88	4.25	100 °C				4.73	4.09

*Very low GWP

Norwegian company Hybrid Energy manufactures hybrid heat pumps delivering temperatures above 110 °C from waste heat recovered from 15 °C to 65 °C under operational pressure below 25 bar. The technology is based on absorption/desorption and compression which is different than the closed compression cycle used by all other HPs presented. [Hybrid Energy, 2017].

Research & development

Numerous studies have been conducted on refrigerants and thermodynamic cycles including the most recent refrigerants. Calculation hypothesis vary from one study to the next. Best results were obtained with HFO1336mzz(Z) (previously known as development refrigerant DR-2) following COP comparisons on outputs up to 170 °C from [Kontomaris, 2014 and IEA, 2014]. Cyclopentane reached the highest COP over the condensing range 90-150°C according to [Reissner, 2015] as illustrated in Figure 4. HFO1234yf was the best candidate in the study from [Duclos et al., 2014]. Other studies include [Fukuda et al., 2013, Kondou & Koyama 2014, Datla et al., 2014].

A literary review about HTHP was done by Arpagaus 2017 which covers current state of the technic as well as research projects. Conclusions from the review should lead to a prototype installation which targets a maximum output temperature of 150°C using a heat source up to 90 °C. A HFO refrigerant is targeted and the future prototype should provide a heating capacity of 10 kW.

Regarding experimental research, the Austrian Institute of Technology (AIT) built and studied a HTHP prototype working with HFO 1336mzz(Z) which reaches the highest temperature output from all current projects as shown in Table 3. Partners for the project include Chemours Fluoroproducts and Bitzer Kühlmaschinenbau [Helminger et al., 2016]. A single stage cycle is compared to a configuration with internal heat exchanger, the latter showing best results. Experimented temperatures for evaporation are up to 90 °C and up to 160 °C at the condenser. A capacity output of 12 kW is reached for 65 °C/100 °C operating conditions. Experimental COP obtained are between 4.3 and 5.8 for a 35 °C temperature lift and between

Table 3: Synthesis of various research projects applied to HTHP [Arpagaus 2017]

Organisation, Projektpartner	Kreislauf	Kompressor	Kältemittel	Quellen- und Senktemperatur [°C]							Heizleistung [kW]	Referenz	
				20	40	60	80	100	120	140			160
Austrian Institute of Technology (AIT), Wien, Chemours, Bitzer	IHX	Hubkolben	R1336mez-Z									12	(Halminger et al., 2016)
Austrian Institute of Technology (AIT), Wien, Chemours, Bitzer	1-stufig	Hubkolben	R1336mez-Z									12	(Fleckl et al., 2015a, 2015b)
PACO, University Lyon, EDF Electricité de France	Flash Tank	Doppelschraube	H ₂ O (Wasser)									300	(Chamoun et al., 2014, 2013, 2012a, 2012b)
Institut für Luft- und Kältetechnik (LIK), Dresden	1-stufig	n.v.	HT 125									12	(Noack, 2016)
Friedrich-Alexander Universität Erlangen-Nürnberg, Siemens	IHX	Hubkolben	LG6									10	(Reißner, 2015; Reißner et al., 2013a, 2013b)
Aster ECO, EDF Electricité de France	IHX und Unterkühler	Doppel Scroll	ECO3 (R245fa)									50-200	(Bobelin et al., 2012; IEA, 2014a)
Tokyo Electric Power Company, Japan	1-stufig	Schraube	R601									150-400	(Yamazaki and Kubo, 1985)
Austrian Institute of Technology (AIT), Wien, Edmayer, Ochsner	Economizer	Schraube	OKO1 (R245fa)									250-400	(Wik et al., 2016b)
Kyushu University, Fukuoka, Japan	1-stufig	Doppelrotations- kompressor (2-stufig)	R1234ze(Z)									1,8	(Fukuda et al., 2014)
Johnson Controls, EDF Electricité de France	Economizer und IHX	Doppelschraube Zentrifugal Turbo	R245fa									300-500 900-1200	(IEA, 2014a)

Conclusion

In Switzerland, dominant industries from a process heat consumption point of view are chemical, mineral, food, metals and paper industries which add up to 81% of all needs.

Most promising sectors regarding complementarity between available waste heat at 40 – 60 °C and process heat demand at 100 – 150 °C seem to be chemicals and pulp and paper which show more than all needs at these temperatures can be provided with the use of IHP and also the food industry (25% coverage rate). The iron and steel industry also shows potential in waste heat valorization through the use of IHP.

Research is needed to best characterize the waste heat available and realistically reachable in at country scale. Further effort broadening the work from [CREM, 2012] by establishing a Swiss waste heat cadaster would be valuable. A census of valorization projects already executed could offer insight on profitable project possibilities for various industrial subsectors. Current marketed products allow to reach maximum output temperature of 130 °C. Announced launch of a heat pump reaching 150 °C output will broaden the offer for high temperatures even further. The recent HFO refrigerants now available have helped this trend. The largest capacity available on the market can supply up to 20 MW. Current HP are hence of size to face industrial applications.

Numerous research and development projects have been and are currently led at international level showing the will to develop the domain of high temperature heat pumps from which the industrial sector will benefit. This interest foresees quick evolution for the IHP sector. Future development should lead to a broader offer, higher output temperatures and improvement in efficiency.

Future work

This state of the art of the situation of industrial heat pumps is part of a broader work. A next phase should address the research of a pilot site in the industrial sector followed by implementation of a high temperature heat pump. Development of a prototype should take place in parallel.

Acknowledgements

We acknowledge the financial support of the Swiss Federal Office of Energy (SFOE) and University of Applied Sciences of Western Switzerland – Yverdon-les Bains (HES-SO).

Bibliography

- [1] ADEME: La chaleur fatale industrielle Connaître pour agir, Agence De l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie, 2015
- [2] ASHRAE: Thermophysical properties of refrigerants, 2009
- [3] C. Arpagaus: Hochttemperatur Wärmepumpen: Literaturstudie zum Stand der Technik, der Forschung, der Anwendungspotentiale und der Kältemittel, NTB Buchs, im Auftrag des Fördervereins Institut für Energiesysteme IES, 10.3.2017.
- [4] Becker H.: Methodology and Thermo-Economic Optimization for Integration of Industrial Heat Pumps, PhD Thesis NO 5341 EPFL, 2012
- [5] Besbes K.: Pompes à chaleur à haute température récupérant la chaleur sur des buées ou de la vapeur d'eau à moyenne température, Centre d'Efficacité énergétique des Systèmes de l'école des Mines de Paris, 2015
- [6] Bobelin, Bourig: Experimental results of a newly developed very high temperature industrial heat pump (140°C) equipped with scroll compressors and working with a new blend refrigerant, Purdue, 2012
- [7] Centre de Recherches Énergétiques et Municipales (CREM): Identification des rejets thermiques industriels en Valais, Rapport final, 2012
- [8] Centre de Recherches Énergétiques et Municipales (CREM): personal communication, April 2017
- [9] Chamoun, Rulliere, Haberschill, Berail: Water Vapor as refrigerant for a new high temperature heat pump,. 23th Int. Congress of Refrigeration, Prague, Paper no.178, 2011
- [10] Chamoun, Rulliere, Haberschill, Peureux: Experimental and numerical investigations of a new high temperature heat pump for industrial heat recovery using water as refrigerant, International Journal of Refrigeration 44, 177-188, 2014
- [11] Dalta, Brasz, Comparing R1233zd and R245fa for low temperature ORC applications, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, 2014
- [12] De Larminat: A high temperature heat pump using water vapor as working fluid, ATMOSphere conference, Brussels, 2015
- [13] Duclos, J. et al., GDF Suez: High temperature gas heat pumps to recover industrial waste heat, 2014
- [14] Dupont, M. and Sapora, E.: The heat recovery potential in the French industry : which opportunities for heat pump systems ?, ECEE Summer Study, 2009

- [15] DürrR :Fiche Technique thermeco2 HHR 45 – HHR 1000 Pompes à chaleur à haute température et refroidisseurs de liquide, 2014
- [16] Enova: Utnyttelse av spillvarme fra norsk industry – en potensialstudie, 2009
- [17] Fukuda, S. et al.: Low GWP refrigerants R1234ze(E) and R1234ze(Z) for high temperature heat pumps, International Journal of Refrigeration 40, pp161-173, 2014
- [18] Groupement professionnel Suisse pour les PAC : Statistiques, 2016
- [19] Helminger, Hartl, Fleckl, Kontomaris, Pfaffl : Hochtemperatur Wärmepumpen – Messergebnisse einer Laboranlage mit HFO-1336mzz-Z bis 160°C Kondensationstemperatur, AIT presentation, 2016
- [20] Honeywell: Solstice ze Refrigerant (HFO-1234ze), 2015
- [21] Hybrid Energy: hybridenergy.no/tech-overview/, 2017
- [22] IEA, Heat Pump Program Annex 35: Application of Industrial Heat Pump, Final Report n° HPP-AN35-1&2, 2014
- [23] INNOVAGRO consultants : Potentiel énergétique des rejets thermiques industriels au Québec, Bibliothèque et Archives nationales du Québec, avril 2011
- [24] Johnson Controls, B. Christophersen, B. Philippe: Heat Pumps – One solution, 2014 Distributor Meeting, Vienna, February 2014
- [25] Kemmler, A. et al, Prognos AG, Infrac AG, TEP Energy GmbH: Analyse des schweizerischen Energieverbrauchs 2000 – 2015 nach Verwendungszwecken, BFE 2016
- [26] Kondou, C., Koyama S.: Thermodynamic assessment of high-temperature heat pumps using Low-GWP HFO refrigerants for heat recovery, International Journal of Refrigeration 53, 126-141, 2014
- [27] Kontomaris K.: HFO – 1336mzz-Z: High Temperature Chemical Stability and Use as A Working Fluid in Organic Rankine Cycles, International Refrigeration and Air Conditioning Conference Purdue, 2014
- [28] Kontomaris K., L. Simoni, M. Nilsson, T. Hamacher, H. N. Risla: Combined Heat and Power From Low Temperature Heat : HFO-1336mzz(Z) as a Working Fluid for Organic Rankine Cycles, 16TH International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, juillet 2016
- [29] Kremers, P. et al.: IBK: High Temperature Heat Pumps – Recycling low value waste heat for steam production, Utrecht, 2016
- [30] Krummenacher, P.:Centre de compétence PinCH francophone : personal communication, HEIG-VD, April 2017.
- [31] Lauterbach C., et al.: Feasibility assessment of solar process heat applications, Institute of Thermal Engineering Kassel Germany, 2011
- [32] Morand R, Helbling Beratung, Estavayer Lait SA Optimisation énergétique avec la méthode du pincement – rapport final, avril 2014
- [33] Nellissen P., W. Wolf: Heat pumps in non-domestic applications in Europe: Potential for an energy revolution, Emerson Climate Technologies, Delta-ee 3rd Annual Heat Pumps & Utilities Roundtable, 2015
- [34] OCHSNER Wärmepumpen GmbH: Wärmepumpen für grosse Leistungen Product Catalogue 2017, April 2017
- [35] Ochsner Wärmepumpen GmbH : personal communication, April 2017

- [36] Ochsner Wärmepumpen GmbH, OCHSNER Energie Technik Übersicht Leistungsprogramm Prozess- und Industrierwärmepumpen bis 130°C, Symposium Frankfurt, novembre 2016
- [37] Ochsner Wärmepumpen GmbH: personal communication, April 2017
- [38] ORRChim : RS 814.81: Règlementation des fluides frigorigènes stables dans l'air dans les installations stationnaires productrices de froid et les pompes à chaleur – Résumé graphique, janvier 2016
- [39] Pehnt, M. et al. : Industrial waste heat – tapping into a neglected efficiency potential, ECEE Summer Study, 2011
- [40] Rognon F.: Internal research, CSD Engineers, 2013
- [41] Reissner, F.: Development of a Novel High Temperature Heat Pump System, thesis work from Friedrich-Alexander Universität Erlangen-Nürnberg, 2015
- [42] Schäfer, S. et al., Siemens: Pre-heating of drying air with high temperature heat pump using waste heat recovery, 2015
- [43] SIMAKA Energie- und Umwelttechnik GmbH: www.simaka.de, 2017
- [44] SIMAKA Energie- und Umwelttechnik GmbH : personal communication, April 2017
- [45] Viking Heat Engines: HeatBooster - Industrial very high temperature heat pump, product information, www.vikingheatengines.com/heat-booster , novembre 2016
- [46] Viking Heat Engines AS, T. Aguirre : Personal communication, April 2017
- [47] Voigt, A., The EPEE Gapometer : An innovative tool to show how to achieve the HFC phase-down in Europe, Industria & formazione international special issue 2016-2017, The road to competence in future green technologies, refrigeration and air conditioning
- [48] Wojtan L., Friotherm AG : Industrielle Abwärmerückgewinnung auf hohem Temperaturniveau, News aus der Wärmepumpen-Forschung, HTI Burgdorf, 2016
- [49] Wolf, S., Flatau R., Radgen P., Blesl M.: Systematische Anwendung von Grosswärmepumpen in der Schweizer Industrie, Universität Stuttgart, BFE, mars 2017
- [50] Wolf et al.: Analyse des Potenzials von Industrie-wärmepumpen in Deutschland, IER Stuttgart, 2014
- [51] Wolf et al.: Industrial heat pumps in Germany: Potentials, technological development and market barriers, ECEE Summer Study on Energy Efficiency in Industry, 2012

J. Schiffmann, Prof., Directeur
J. B. Carré
A. Weickgenannt
Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL)
Laboratory for Applied Mechanical Design,
C. Arpagaus
F. Bless
S. Bertsch, Prof., Institutsleiter
Institut für Energiesysteme, NTB

Turbokompressoren für Wärmepumpen – Eine Übersicht

Zusammenfassung

Kleine, schnelldrehende Radialverdichter auf Gaslager stellen für Wärmepumpen eine interessante Alternative zu heutigen Stand der Technik dar. Turboverdichter erlauben es durch ihre Funktionsweise der Wärmepumpenlast zu folgen während die Ölfreiheit es ermöglicht verbesserte Wärmetauscher und mehrstufige Wärmepumpenkreisläufe zu implementieren. Der Beitrag gibt eine Übersicht über verschiedene experimentell untersuchte R134a Radialverdichter mit Laufraddurchmesser in der Grössenordnung von 20mm und Drehzahlen bis zu 210'000U/Min, wobei Druckverhältnisse über 3.3 pro Stufe und aerodynamische Wirkungsgrade weit über 70% gemessen wurden. Nebst experimentellen Untersuchungen werden kritische Einblicke in die Herausforderungen, die sich bei einer Skalierung von Radialverdichter hin zu kleineren Leistungen ergeben.

1 Einführung

Gemäss der IEA [1] gehen 20% des weltweiten Verbrauchs an Primärenergie auf das Konto von Raumheizung und Warmwasseraufbereitung. Da Heizen und Kühlen Energien bei relativ tiefen Temperaturen benötigen, bieten erneuerbare Energieträger für diese Anwendungen eine interessante Alternative zu fossilen Energieträger. Mit dem Ziel unterschiedliche technologische Kombinationen zu untersuchen, identifizieren Favrat et al. [2] Wärmepumpen klar als Schlüsseltechnologie, um den Energieverbrauch im Heizbereich zu reduzieren. Jüngste Forschungsergebnisse durch Demierre et al. [3, 4] und Mounier et al. [5] zeigen weitere interessante Alternativen zu Absorptionswärmepumpen, bei welchen eine ORC-Turbine direkt einen Verdichter für einen Kompressions-Wärmepumpenkreislauf antreibt.

Die COP-Werte von Wärmepumpen sind Anfangs 90iger durch den Einsatz von Scrollverdichtern stark angestiegen, stagnierten seither. Eine marginale Erhöhung der COPs wurde durch eine verbesserte Regelung erreicht [6]. Trotz der ausgedehnten Verbreitung von Wärmepumpen gibt es weiterhin ein grosses Potential sie weiter zu verbessern. Eine detaillierte Analyse durch Zehnder [7] verdeutlichte, dass etwa 50% der Verluste in Wärmepumpen während dem Verdichtungsprozess entstehen, derweil 30% dem Expansionsprozess und 20% den Wärmetauschern zugeschrieben werden können. Es kann also daraus geschlossen werden, dass der Verdichter Schlüssel zu höheren COP-Werten ist. Eine Erhöhung der Verdichtereffizienz kann über eine neue Verdichtertechnologie oder über eine Aufteilung des Verdichtungsprozesses in mehrere Etappen mit Zwischenkühlung erreicht werden.

Diese Schlüsse wurden vor Kurzem durch Arpagaus et al. [8] bestätigt, in dem sie aufzeigen, dass mehrstufige Wärmepumpen mit offenem Economizer im Vergleich zu den heute gängigen Kreisläufen die besten COP-Werte erreichen können. Die Kombination einer mehrstufigen Verdichtung mit Zwischenkühlung und die mehrstufige Expansion erlauben es, die Verluste markant zu reduzieren. Die grosse Herausforderung dabei ist allerdings die Ölmigration im Kältekreislauf, welche durch die Schmierung der volumetrischen Verdichter verursacht wird. Experimentelle Untersuchungen durch Zehnder [7] haben gezeigt, dass ohne zusätzliches Ölmanagement in einem zweistufigen Wärmepumpenkreislauf mit Scrollverdichtern, keine stabile Situation erreicht werden konnte. Zudem haben weitere Studien klar aufgezeigt, dass Öl in den Wärmetauschern die Druckverluste erhöhen und den Wärmetransferkoeffizienten reduziert, was primär die Verluste im Verdampfer erhöht [9, 10].

Es folgt daraus, dass die Kombination von mehrstufigen Kreisläufen und ölfreier Verdichtertechnologie ein vielversprechender Verbesserungsvektor darstellt. Turboverdichter sind bekannt dafür höhere Wirkungsgrade als volumetrische Maschinen zu erreichen und dazu benötigen sie für ihre Funktionsweise kein Öl. Ein Turboverdichter auf ölfreien Lagern würde es daher erlauben eine komplett ölfreie Kompressortechnologie zur Verfügung zu stellen. Ein erfolgreiches Beispiel ist das System von Turbocor, welches auf Magnetlagern läuft und für Industriechiller entwickelt wurde. Der Verdichter besteht aus zwei in Serie geschalteten Radialverdichtern für R134a und deren HFO-Ersatzfluid und ist in verschiedenen Varianten ab 60 kW erhältlich.

Schiffmann und Favrat [11, 12] haben, um Haushaltswärmepumpen anzutreiben, einen einstufigen 2kW Radialverdichter auf Gaslager entwickelt und getestet. Es wurden Druckverhältnisse über 3.3 bei 210'000 U/Min erreicht und aerodynamische Wirkungsgrade um die 80% gemessen. Die Welle schwebt auf dynamischen Gaslagern, welche direkt mit dampfförmigen Kältemittel geschmiert werden. Carré et al. [13] haben vor Kurzen vielversprechende Resultate eines zweistufigen 6 kW Radialverdichter publiziert, welcher eingesetzt wurde um eine zweistufige Wärmepumpe mit offenem Economizer anzutreiben.

Ziel dieses Beitrages ist es, eine kritische Übersicht von gasgelagerten Turboverdichtern für deren Anwendung in kleinen Wärmepumpenanlagen zu geben.

2 Skalierung vor Turbomaschinen und Auslegungsaspekte

2.1 Skalierungsanalyse

Typischerweise werden Turbomaschinen bei sehr grossen Leistungen eingesetzt. Um die Entwicklung von geometrischen Abmessungen wie Verdichter-, Lager- und Motordurchmesser als Funktion der Wellenleistung aufzeigen zu können, wurde eine Skalierungsanalyse eines einstufigen Verdichters durchgeführt. Um einen typischen Betriebspunkt zu definieren wurde eine Verdampfung bei 5°C, eine Kondensation bei 35°C und R134a als Kältemittel angenommen. Um die Skalierungsanalyse auf den Motor und die Lagergeometrie auszuweiten wurden folgende Annahmen getroffen:

- Lagerung: Konstante DN-Zahl, Längen zu Durchmesser Verhältnis und Lagerspalt zu Durchmesser
- Elektromotor: Konstante Längen zu Durchmesser Verhältnis des Läufers, Wirkungsgrad und Umfangsgeschwindigkeit [14].

Betreffend dem Verdichterdurchmesser, kann über die Eulergleichung aufgezeigt werden, dass das erreichbare Druckverhältnis in direktem Zusammenhang mit der Umfangsgeschwindigkeit steht [15]. Ein gegebenes Druckverhältnis kann also theoretisch über einen grossen, langsamdrehenden oder über einen kleinen schnelldrehenden Verdichter erreicht werden. Eine

Analyse der aerodynamischen Verluste zeigt allerdings, dass bei zu grossen Laufrädern die Verluste im Radrückraum den Wirkungsgrad stark reduzieren. Bei zu kleinen Verdichtern werden die Relativgeschwindigkeiten im Laufrad zu hoch, was die Verluste ebenfalls anhebt. Es ergibt sich also für einen gegebenen Betriebspunkt (spezifische Arbeit und Volumenstrom) eine optimale Kombination von Drehzahl und Laufraddurchmesser, welche den sog. Baljecharts entnommen werden können [16].

Tabelle 1 fasst die Skalierungsabhängigkeiten eines einstufigen, direktangetriebenen Turboverdichters als Funktion der Wellenleistung (E) und für ein gleichbleibendes Druckverhältnis zusammen. Die Analyse zeigt klar, dass eine Reduktion der Wellenleistung zu einer Verkleinerung der Dimensionen von Laufrad, Lager und Elektromotor führt und dadurch eine Erhöhung der Rotordrehzahl erfolgen muss. Eine graphische Darstellung dieser Abhängigkeiten wird in Bild 1 gezeigt. Beispielsweise sollte ein 1kW R134a-Verdichter einen Laufraddurchmesser von 15 mm aufweisen und mit 240'000 U/Min drehen. Da das Druckverhältnis konstant bleibt, ergeben sich jeweils die gleichen Umfangsgeschwindigkeiten, was dazu führt, dass eine Hoch- oder Herunterskalierung keinen Einfluss auf die mechanische Belastung von Rotor und Laufrad mit sich zieht. Des Weiteren nimmt die spezifische Lagerlast mit der Wellenleistung ab, was den Einsatz von Gaslagern bei kleinen, schnelldrehenden Verdichtern stark vereinfacht. Eine Herunterskalierung eines Verdichters scheint also keine mechanischen Probleme mit sich zu bringen. Allerdings nimmt mit kleineren Wellenleistungen die spezifische thermische Belastung zu, welche natürlich in der Auslegung des Verdichtersystems berücksichtigt werden muss.

Tabelle 1: Skalierungsabhängigkeiten der geometrischen Variablen eines einstufigen, direktangetriebenen Turboverdichters

	Variablen	Skalierungsabhängigkeiten
Drehzahl	N_{Rot}	$E_K^{1/2}$
Laufraddurchmesser	D_{Tip}	$E_K^{1/2}$
Lagerdurchmesser	D_{Brg}	$E_K^{1/2}$
Motordurchmesser	D_{Mot}	$E_K^{1/2}$
Spezifische Motorverluste	q_{Mot}	1
Spezifische Lagerverluste	q_{Brg}	$E_K^{1/2}$
Spezifische Lagerlast	$m_{\text{Rot}} / L_{\text{Brg}} D_{\text{Brg}}$	$E_K^{1/2}$

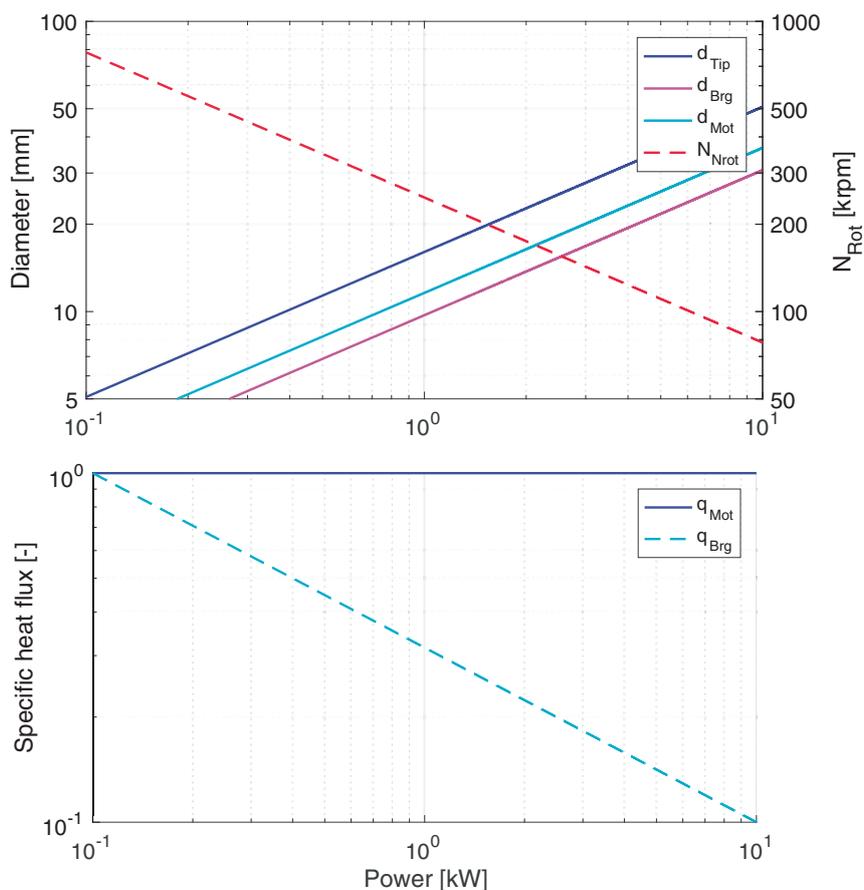


Bild 1: Geometrische und thermische Skalierungseffekte eines direktangetriebenen Turboverdichters für eine Wärmepumpe mit einer Verdampfung von 5°C und einer Kondensation bei 35°C.

Frühere Arbeiten zeigen klar auf, dass kleine, schnelldrehende Turboverdichter technisch machbar sind [17-19]. Allerdings haben verschiedene Autoren aufgezeigt, dass eine Herunterskalierung aerodynamische Herausforderungen mit sich bringt, welche den Wirkungsgrad gegenüber grösseren Maschinen reduzieren könnten [20, 21]:

Reynolds-Zahl. Bei einer Reduktion der Abmessungen, wird die Re-Zahl reduziert und die relative Oberflächenrauigkeit erhöht. Beides führt zu erhöhten aerodynamischen Verlusten. Casey's Arbeiten zeigen klar auf, dass der Wirkungsgrad einer Maschine bei einer Reduktion der Re-Zahl von 10^5 zu $2 \cdot 10^4$ um 10 Punkte abnimmt [22]. Der Vorteil eines Verdichters für Kältemittel ist deren tiefe Viskosität und hohe Dichte gegenüber Luft, was dazu führt, dass die Re-zahl auch noch bei sehr kleinen Verdichtern hoch bleiben.

Spaltverluste. Frühere Arbeiten von unterschiedlichen Autoren besagen, dass eine Erhöhung des relativen Luftspaltes am Laufrad um 10% einen Wirkungsgradverlust um 3-4 Punkte mit sich zieht [23-25]. Ein moderner, grosser Turboverdichter arbeitet typischerweise mit relativen Luftspalten von 1-5%. Ein Verdichter mit 20mm Durchmesser und 1mm Austritthöhe müsste also einen äquivalenten Spalt von 10-40 μm aufweisen, was aus herstellungstechnischer Sicht sehr aufwendig ist. Die Konsequenz ist, dass kleine Verdichter tendenziell mit grösseren Luftspalten auskommen müssen, was zu tieferen Wirkungsgraden führt.

Minimalmasse. Die Verdichterschaukeln sollten aus aerodynamischer Sicht so schmal wie möglich sein, um die Versperrung so klein wie möglich zu halten. Eine geometrische Herunterskalierung eines grossen Verdichters würde allerdings in viel zu schmalen, nicht herstellba-

ren Schaufeln resultieren. Das führt dazu, dass ein kleiner Verdichter mit erhöhter aerodynamischer Versperrung auskommen muss.

Nicht adiabate Strömung. Bei einer Reduzierung der Strömungsquerschnitte, nimmt das Verhältnis zwischen benetzter Oberfläche und Strömungsvolumen zu, was dazu führt, dass bei kleineren Maschinen der spezifische Wärmetransfer erhöht wird. Eine Konsequenz davon ist, dass die Strömung in kleinen Maschinen nicht mehr als adiabatisch betrachtet werden kann. Bei einer Verdichtung führt eine Wärmezufuhr zu einer Verringerung des isentropischen Wirkungsgrades.

2.2 Verdichterauslegung

Eine bemerkenswerte Herausforderung in der Auslegung von Verdichtern für Kältemaschinen liegt in der Tatsache, dass eine Wärmepumpe selten einen fixen Betriebspunkt aufweist. Vielmehr muss eine Wärmepumpe in der Lage sein bei unterschiedlichen Betriebspunkten, welche hauptsächlich von der Aussentemperatur abhängig sind, maximale COP-Werte liefern zu können, um den Jahresenergieverbrauch zu minimieren. In der kalten Jahreszeit muss das Heizsystem mehr Wärmeleistung bei einer erhöhten Vorlauftemperatur liefern als bei milderen Aussentemperaturen. Das führt dazu, dass der Verdichter ein grosses Spektrum an Massenströmen und Druckverhältnissen liefern können muss und das bei maximalen Wirkungsgraden. Schiffmann und Favrat [12] haben dieses Auslegungsproblem gelöst, indem ein mathematisches 1D-Verdichter Modell mit einem genetischen Optimierungsalgorithmus gekoppelt wurde, um den besten Kompromiss zwischen optimaler Drehzahl und saisonalem Wirkungsgrad zu bestimmen. Die Anwendungsbreite des Verdichterkennfeldes wurde über eine Häufigkeitsverteilung der Betriebspunkte berücksichtigt. Einen Vergleich zwischen Optimierungen, die für individuelle Betriebspunkte oder für die Gesamtheit der Betriebspunkte durchgeführt wurden, zeigen klar auf, dass die grosse Spreizung der Betriebspunkte einen signifikanten Einfluss auf die Verdichterauslegung haben. Die gleiche integrierte Auslegungsphilosophie wurde in einem zweiten Schritt auf das komplette Verdichtersystem ausgeweitet [26, 27]. Die Resultate zeigen klar auf, dass eine integrierte Vorgehensweise bei der Auslegung von komplexen Systemen sehr vorteilhaft sein kann.

Javed et al. [28] haben den Effekt von Betriebspunktabweichungen von einer Wärmepumpe auf die Verdichterperformance, im Rahmen eines 1kW Radialverdichters mit 15mm Laufraddurchmesser und schaufellosem Diffusoren analysiert. Die Resultate dieser Untersuchung suggerieren, dass übliche Temperatur- und Lastschwankungen von Wärmepumpen für Radialverdichter eine grosse Herausforderung darstellen können, da deren Kennfelder durch die Schluck- und Pumpgrenze eingeschränkt sind. Sogenannte Leitschaufeln am Eintritt können das Kennfeld erweitern, allerdings auf Kosten des Wirkungsgrades. Des Weiteren wurde aufgezeigt, dass gerade bei kleinen Verdichtern, die mit grossen Luftspalten betreiben werden, eine tiefe Schaufelbelastung am Eintritt und eine hohe in Richtung Austritt, den Einfluss der Spaltleckage auf die Hauptströmung stark reduzieren kann. Bild 2 zeigt einen Vergleich der Stromlinien im Spaltbereich zwischen einer frühen Laufradauslegung (links) und der optimierten Version (rechts). Es wird klar ersichtlich, dass eine zu hohe Schaufelbelastung am Eintritt schon früh Spaltleckage generiert, die sich dann durch den ganzen Laufradkanal zieht, die Hauptströmung entsprechend stört und so den Wirkungsgrad reduziert. Bei einer Entlastung des Eintritts und einer Lastzunahme in Richtung Austritt hat diese Spaltleckage weniger Raum und Zeit sich zu entfalten und die Hauptströmung zu stören.

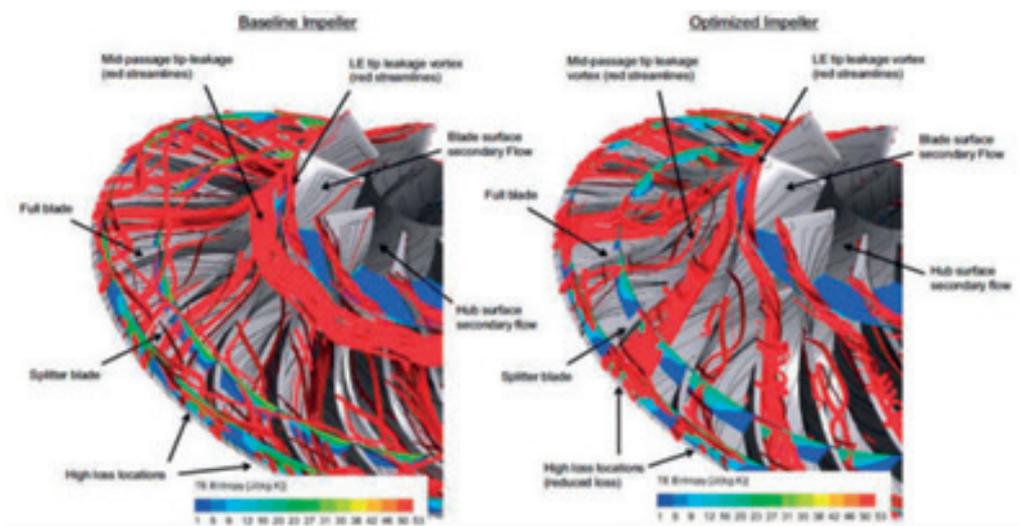


Bild 2: Vergleich zwischen einer frühen Laufradauslegung (links) und der optimierten Version (rechts) mit optimierter Schaufellastverteilung

3 Lagertechnik

3.1 Vergleich

Wie bereits durch die Skalierungsanalyse aufgezeigt, benötigen Turboverdichter für Haushaltswärmepumpen hohe Drehzahlen, um gute Wirkungsgrade erreichen zu können. Hinzu kommt die Anforderung, dass ein solcher Verdichter eine Lebensdauer von über 120'000 Stunden ohne Unterhalt erreichen muss. Daraus ergeben sich gewisse Herausforderungen:

- Lagerverluste nehmen überproportional mit der Drehzahl zu, was dazu führt, dass erhöhte Verluste und daher auch erhöhte Temperaturen in Kauf genommen werden müssen. Erhöhte Temperaturen können aber einen negativen Einfluss auf die Materialien und Schmiermittel haben und starke Temperaturgradienten können zu geometrischem Verzug führen.
- Vibrationen aus der Unwucht steigen mit der Drehzahl im Quadrat und müssen durch die Lager getragen werden. Lager für hohe Drehzahlen sollten daher eine hohe Dämpfung aufweisen.
- Zentrifugalkräfte nehmen ebenfalls mit der Drehzahl im Quadrat zu und führen zu einer erhöhten mechanischen Belastung der drehenden Teile und begrenzen somit die maximal möglichen Werte von Durchmesser und Drehzahl.
- Für die Schmierung bedeuten die hohen Drehzahlen und Umfangsgeschwindigkeiten, sowie die daraus resultierenden Verwirbelungen, dass der Schmiermittelfilm lokal abreißen kann, was zu einer Reduzierung der Lebensdauer führen kann.

In Abhängigkeit der Anwendung können unterschiedliche Lagertypen zum Einsatz kommen. So sind z.B. für eine Bohrspindel für Leiterplatten eine hohe Tragfähigkeit und Steifigkeit die primären Ziele. Für einen Turboverdichter sind minimale Verluste, eine hohe Lebensdauer und Zuverlässigkeit wichtigere Kriterien. Lagersysteme für schnelldrehende Spindeln können wie folgt zusammengefasst werden:

- Wälzlager sind weit verbreitet und eine robuste Technologie. Sie können Lasten auch bei null Drehzahl tragen, sind sehr kompakt und sind normalisiert aus Katalogen erhältlich. Wälzlager weisen keine kreuz-gekoppelten Steifigkeits- und Dämpfeigenschaften aus und sind daher rotordynamisch gesehen äusserst stabil. Allerdings nimmt deren Lebensdauer mit der Drehzahl drastisch ab, weil die Trägheitskräfte auf die Wälzkörper die Wälzbahnen

sehr stark belasten. Hinzu kommt, dass Wälzlager eine Öl- oder eine Fettschmierung benötigen, was in gewissen Umständen zu einer unerwünschten Kontaminierung des Arbeitsmediums der Maschine führen kann.

- Bei aktiven Magnetlagern wird der Rotor durch ein kontrolliertes Magnetfeld zum Schweben gebracht. Ein solches Lager weist also, sofern es schwebt, keinen mechanischen Kontakt auf und braucht für deren Funktion auch kein Schmiermedium. Diese Lager bauen allerdings relativ gross, auch weil sogenannte Auffanglager einbaut werden müssen, welche die Welle bei Stillstand oder bei Stromausfall tragen können. Die Magnetfelder induzieren Ströme in die Welle, welche durch ein Blechpaket minimiert werden. Diese sind aber relativ schwer und tragen wenig zu der Steifigkeit der Welle bei und reduzieren so die Eigenfrequenz der Welle. Magnetgelagerte Wellen müssen also oftmals überkritisch betrieben werden. Durch den Einsatz von Regeltechnik, Sensorik, Aktuatoren und Auffanglager ist diese Lagertechnik im Vergleich zu anderen Lagertypen relativ aufwendig und kostspielig [29].
- Bei Fluidlagern kann ein inkompressibles oder ein kompressibles Medium eingesetzt werden. Der Vorteil von einem Gas gegenüber einer Flüssigkeit liegt in der einfacheren Handhabung. Mit einer Gasschmierung kann häufig auf Dichtungen verzichtet werden, da das von der Maschine bearbeitete Gas auch gleich zur Schmierung eingesetzt werden kann. Eine interessante Eigenschaft von Gas gegenüber einer Flüssigkeit ist, dass die Viskosität sehr wenig temperaturabhängig ist. Die geringe Viskosität verringert die Lagerverluste und erlaubt so grosse Umfangsgeschwindigkeiten im Lager. Nachteilig wirkt sich allerdings die geringe Viskosität auf die spezifische Tragfähigkeit und auf die Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften aus. Fluidlager werden entweder von aussen her mit einem Medium unter Druck gespiesen oder sie können dynamisch ausgelegt werden, so dass die Tragfähigkeit durch die Rotation der Welle generiert wird. Druckgespiesene Lager weisen einen hohen Energieverbrauch auf, was sich auf den Wirkungsgrad der Gesamtmaschine niederschlägt. Ein Vorteil dieser Lager ist jedoch, dass sie auch bei Stillstand schon eine beträchtliche Tragfähigkeit aufweisen, was bei dynamischen Lagern nicht der Fall ist.

Der Vergleich zeigt klar, dass sowohl aktive Magnetlager wie auch Wälzlager kaum einer idealen Lösung für schnelldrehende Turbomaschinen entsprechen. Für solche Maschinen eignen sich dynamische Gaslager am besten. Einerseits wegen deren tiefen Verlusten, andererseits, weil das Arbeitsfluid des Verdichters als Schmiergas eingesetzt werden kann, was es erlaubt, komplett ölfreie und hermetische Verdichtereinheiten zu bauen.

3.2 Gaslager

Die ersten theoretischen Untersuchungen zu Gaslagern wurden durch Reynolds bereits im 19. Jahrhundert durchgeführt [30]. Sommerfeld [31] publizierte erste experimentelle Untersuchungen für hydrodynamische Schmierung und Harrison hatte als erster eine Theorie für die Schmierung durch kompressible Medien eingeführt. Der Hauptnachteil von Gaslagern ist deren kreuzgekoppelte Eigenschaft, welche den Rotor in einen instabilen Orbit treibt. Je nach Auslenkungsgeschwindigkeit und Wellenmasse kann die Amplitude dieser Bewegung zunehmen und so zu einem instabilen Verhalten der Welle führen. Die relativ tiefe Stabilitätsgrenze von gasgeschmierten Lagern hat Forscher motiviert neue Lagergeometrien zu entwickeln, um die Grenze gegen oben zu verschieben. Die Gaslagertypen, die sich über die Zeit durchsetzen konnten, sind Folienlager und Spirallagern, welche beide sowohl als Radiallager wie auch als Axiallager ausgeführt werden können. Die beiden Lagertechnologien verfolgen unterschiedliche Ansätze, um die Stabilitätsgrenze zu erhöhen.

Folienlager bestehen im Allgemeinen aus dünnen Metallfolien (Bild 3, rechts), die so geformt sind, dass sie eine nachgiebige Struktur bilden [32]. Die Bewegung des Rotors wirkt auf die

nachgiebige Struktur ein und verformt sie elastisch. Die Verformung und die induzierte Relativbewegung zwischen den Folien erzeugt eine Coulomb-Reibung, die zur Dämpfung und damit zur Stabilisierung des Lagers führt [33]. Die Konsequenz dieses Arbeitsprinzips ist, dass die Welle einen Orbit mit grossen Amplituden benötigt, was aus einer Perspektive des Turbokompressors zu einem erhöhten relativen Schaufelspalt und damit zu erhöhten Verlusten führt. Die nachgiebige mechanische Struktur macht das Lager jedoch gegenüber Fehlaufrichtungsfehlern tolerant und ermöglicht es, mit erheblichen thermischen Gradienten fertig zu werden. Zu den jüngsten Untersuchungen in Folienlagern gehören die Verbesserung der Stabilitätsschwelle durch Erhöhung der Dämpfungsfähigkeit durch die Verwendung von Metallgewebe [34] oder durch Anpassen des Fluidfilms durch selektives Shimming [35].

Spiralrillenlager bestehen aus zwei entgegengerichteten schraubenförmigen Pumprillen (Bild 3, links), die den Druck innerhalb des Fluidfilms erhöhen und damit die Stabilitätsschwelle erhöhen [27, 36]. Die starre Montage und die kleinen Lagerabstände ($C/D \approx 0,001$) erfordern enge Fertigungstoleranzen, eine perfekte Ausrichtung und besondere Aufmerksamkeit in Bezug auf das Wärmemanagement, um große thermische Gradienten über das Lagerspiel zu vermeiden. Da jedoch die Lager im Allgemeinen starr montiert sind, kann das Schaufelspiel des Kompressors sehr klein sein und damit der Wirkungsgradverlust minimiert werden.



Bild 3: Beispiele eines 10mm Spiralrillenlagers für 280'000U/Min für den 1kW Verdichter (links) und eines an der EPFL hergestellten 40mm Folienlagers für 60'000U/Min

Eine wesentliche Schwierigkeit bei der Konstruktion von kleinen, gasgelagerten Rotoren mit hohen Umfangsgeschwindigkeiten besteht darin, die Erregungsantwort des Systems zu kontrollieren und eine rotordynamische Instabilität zu vermeiden. Die Zwangserregung wird vor allem durch die Rotorunwucht erzeugt und kann durch entsprechende Ausgleichsverfahren leicht beeinflusst werden. Der Beginn der Instabilität kann zwar detektiert werden, aber die Orbitamplituden steigen oft sehr schnell mit der Rotorgeschwindigkeit an und lassen dann kaum genug Zeit, um zu reagieren und so ein Lagerversagen zu vermeiden [37].

Abschliessend ist für beide gasgeschmierte Lagertypen noch folgendes anzumerken, da diese Lager nur eine begrenzte Dämpfung aufweisen, ist das Durchfahren von biegekritischen Drehzahlen des Rotors schwierig. Lediglich ein Beispiel ist bisher in der Literatur für einen folienengelagerten Rotor bekannt [38]. Eine zusätzliche Komplikation ergibt sich aus der Tatsache, dass sowohl Steifigkeits- als auch Dämpfungsmatrizen von Fluidfilmlagern nicht nur von der Rotorgeschwindigkeit, sondern auch von der Erregungsfrequenz abhängen. Infolgedessen ist ein geeignetes rotordynamisches Modell eines gasgetragenen Rotors erforderlich, um kritische Geschwindigkeiten, Modi, Unwuchtansprech- und Stabilität vorherzusagen und ein geeignetes Turbokompressorsystem zu entwerfen [26].

4 Experimentelle Resultate

4.1 Einstufiger Verdichter

Ein kleinformatiger elektrisch angetriebener einstufiger Kompressor für R134a wurde von Schiffmann und Favrat entworfen, hergestellt und erfolgreich getestet [11]. Dies ist nach Kenntnis der Autoren der erste experimentelle Beweis für die technische Realisierbarkeit eines mit ölfreier Lagerung arbeitenden kleinformatigen Turbokompressor, geeignet für den Betrieb in Hauswärmepumpen. Bild 4 stellt den Vergleich des gasgelagerten Turbokompressors mit einem äquivalenten Scrollverdichter dar. Die Leistungsdichte des Turbokompressors wird im Vergleich zur Verdrängermaschine, um eine Größenordnung erhöht und bietet ein wirklich ölfreies und hermetisches Verdichtersystem. Der Radialverdichter hat einen Durchmesser von 20mm und wird auf Spiralrillenlagern gelagert, die mit R134a Dampf geschmiert werden.



Bild 4: Vergleich zwischen dem gasgelagerten Proof-of-Concept Radialverdichter und einem äquivalenten Scrollverdichte [12]

Der Demonstrator wurde in einem hermetischen Kreislauf getestet, um eine bessere Kontrolle der Verdichtereintrittsbedingungen zu gewährleisten. Bild 5 stellt das gemessene Kompressorkennfeld bei einem Eingangsdruck von 1,44 bara dar und vergleicht diese (blaue Punkte) mit den Ergebnissen der Berechnungen eines 1D-Kompressormodells (rote Linien). Druckverhältnisse von mehr als 3,3 wurden bei einer Rotorgeschwindigkeit von 210 krpm erreicht. Die gute Übereinstimmung zwischen der 1D-Modellvorhersage und den experimentellen Daten zeigt, dass einfache Modelle, die auf empirischen Verlustkorrelationen basieren, eine gute Wahl für die Vorhersage des Wirkungsgrades des kleinformatigen Radialverdichters sind. Dies ist bemerkenswert, da die meisten Verlustkorrelationen auf der Basis von großen Laufrädern abgeleitet wurden. Eine gute Wirkungsgradvorhersage wird trotz reduzierter Größe erhalten, da die Re-Zahl trotz der geringen geometrischen Abmessungen infolge der hohen Dichte und der niedrigen Viskosität der Arbeitsflüssigkeit hoch bleibt.

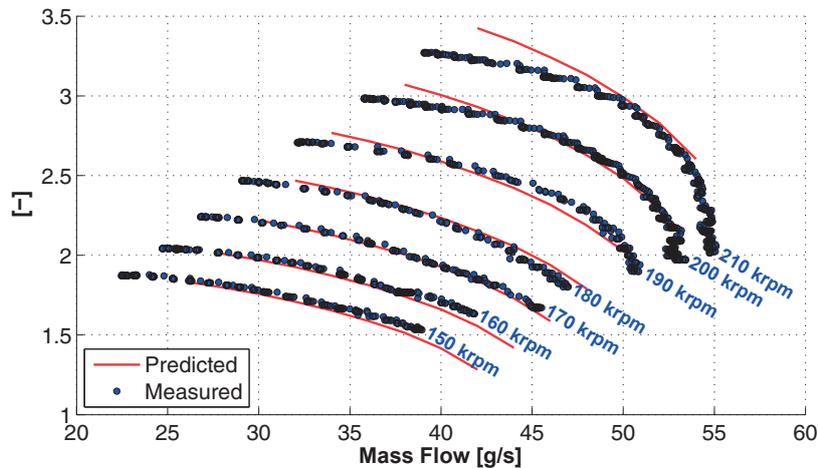


Bild 5: Experimentelles Verdichterkennfeld für einen Eintrittsdruck von 1.44 bara und Vergleich mit einem 1D-Verdichter Modell [12]

4.2 Thermisch angetriebener Verdichter

Eine interessante experimentelle Untersuchung wurde von Demierre et al. [3, 4] durchgeführt, bei der der oben beschriebene Kompressor von einer ORC-Turbine anstatt von einem Elektromotor angetrieben wurde. Der Kreisprozess besteht aus einem Organic Rankine Cycle, der einen Kompressions-Wärmepumpen-Kreisprozess antreibt. Sowohl die Wärmepumpe als auch der ORC-Kondensator werden auf dem gleichen Druckniveau betrieben. Das Herzstück dieses trithermischen Zyklus ist die sogenannte Kompressorturbineneinheit, die aus einer radialen ORC-Turbine besteht, die den radialen Wärmepumpen-Kompressor direkt antreibt. Die Welle wird auf R134a geschmierten Spiralrillenlager gelagert. Ein Vergleich des in Bild 6 gezeigten isentropen Kompressorwirkungsgrads zwischen dem thermisch angetriebenen Kompressor und dem elektrisch Angetriebenen zeigt, dass der Kompressor signifikant niedrigere Wirkungsgrade aufweist.

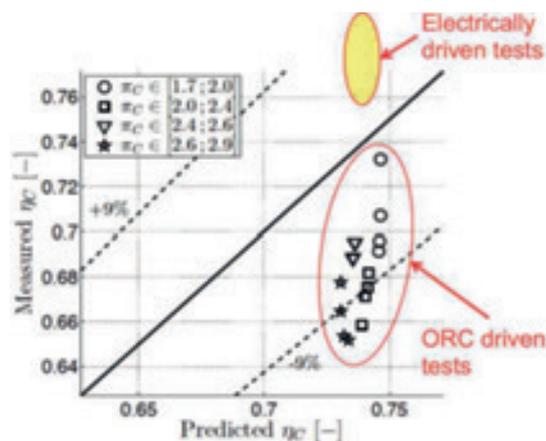


Bild 6: Vergleich zwischen dem berechneten und dem gemessenen isentropischen Verdichterkompressorwirkungsgrad für den elektrisch und den thermisch angetriebenen Radialverdichter [3]

Da beide Kompressoren geometrisch identisch sind, wird vermutet, dass ein Wärmestrom von der heißen ORC-Turbine zum kalten Wärmepumpen-Kompressor die Hauptursache für den gemessenen Wirkungsgradunterschied darstellt. Diese Ergebnisse unterstützen die Aufgabe,

adiabatische Kompressions- und Expansionsprozesse auch bei kleinförmigen Turbomaschinen anzustreben, um den Wirkungsgrad zu erhöhen.

4.3 Zweistufiger Verdichter

Carré et al. [13] haben vor kurzem ihre experimentelle Untersuchung einer zweistufigen Wärmepumpe mit einem offenen Economizer vorgestellt, der von einem zweistufigen Turbo-Kompressor angetrieben wird, dessen Welle gasgeschmierte Lager aufweist. Die getestete Wärmepumpe wurde als Luft-Wasser-System für Retrofit-Anwendungen konzipiert. Bei einer Lufttemperatur von -7°C und einer Wassertemperatur von 35°C wurden sehr konkurrenzfähige COP gemessen, was für einen ersten Prototyp eine bemerkenswerte Leistung ist. Der Motor wird mit flüssigem Kältemittel gekühlt, was den Kreisprozess nicht verschlechtert, da die Wärmepumpe für den Heizbetrieb ausgelegt ist. Dieses zweistufige Wärmepumpensystem zeigt gleich mehrere Herausforderungen:

Schubkräfte und Pumpen: Das Anhalten eines laufenden Wärmepumpenkreisprozesses, der von einem Turbokompressor angetrieben wird, ist schwierig, da das Druckverhältnis über dem Kompressor durch die Temperatur der Quelle und Senkte bestimmt wird. Eine Verringerung der Verdichterdrehzahl führt daher zwangsläufig zum Pumpen und folglich zu zusätzlichen axialen Kräften, die das Axiallager beschädigen könnten. Ein Kompressor-Bypass-System mit Rückschlagventilen ist daher erforderlich, um den Kompressor während des Start-Stopp-Betriebs zu schützen. Dies erhöht die Kosten eines solchen Systems.

Wärmemanagement: Die sorgfältige Analyse der Versuchsdaten offenbart sehr hohe Temperaturen in der verdichterseitigen Dichtung und im Bereich des Axiallagers. Dies bekräftigt die Erkenntnis aus der oben beschriebenen Skalierungsanalyse, dass das thermische Management mit beim Herunterskalieren stark an Bedeutung gewinnt.

Verschmutzung: Ein typisches Problem der gasgeschmierten Lager ist der geringe Spalt zwischen Welle und Lager, die sie anfällig für Verschmutzung macht, infolge dessen das Lager versagt. Untersuchungen haben ergeben, dass die Sauberkeit des Arbeitsmediums in einem typischen Wärmepumpenkreislauf für die Schmierung von Lagerungen bei weitem nicht genügt. Ursache für die Verschmutzung des Arbeitsmediums sind Rückstände aus dem Herstellungsprozess von Systemkomponenten. Insbesondere die Verschmutzung des Arbeitsmediums durch Öl stellt ein ernstes Problem dar. Infolgedessen muss große Sorgfalt geübt werden, um eine Verunreinigung des Arbeitsmediums oder zumindest der Lagerung zu vermeiden.

Kompressorabstimmung: Bei diesem Konzept ist es offenbar schwierig, einen stabilen Betrieb der Wärmepumpe zu erreichen. Eine thermodynamische Analyse zeigt, dass das Druckniveau im Economizer durch die beiden Kompressormassenströme wesentlich beeinflusst wird. Es wird daher vermutet, dass schon kleine Störungen der Kompressorbetriebspunkte die Ursache für diese Instabilität sind. In typischen Kennfeldern von Radialverdichtern sind die Linien konstanter Drehzahl nahe der Pumpgrenze sehr flach, sodass schon minimale Schwankungen im Druckverhältnis grosse Änderungen der Massenströme bewirken, die dem Economizer zugeführt werden. Damit ergibt sich die Notwendigkeit einer zusätzlichen Regelgröße, um die Abstimmung zwischen den beiden Verdichterstufen und dem Wärmepumpenkreislauf besser zu kontrollieren. Dies kann entweder durch individuell geregelte einstufige Verdichter oder ggf. durch eine variable Verdichtergeometrie, wie verstellbare Leitschaufeln erreicht werden.

5 Zusammenfassung

Dieser Beitrag gibt einen Überblick des aktuellen Forschungsstandes von direkt angetriebenen kleinformigen Turboverdichtern für Haushaltswärmepumpen. Die Skalierungsanalyse zeigt deutlich, dass die Reduktion der Verdichterleistung zwar zu kleineren Verdichterraddurch-

messern führt, sich im Gegenzug jedoch die Drehzahl signifikant erhöht. Die sehr hohen Anforderungen an die Lebensdauer der Lagerung und die hohen Drehzahlen sind die wesentlichen Herausforderungen an eine Lagerung. Dynamische Luftlager sind eine vielversprechende Technologie für kleine Turbomaschinen aufgrund ihrer geringen Verluste, ihres einfachen Designs und der Ölfreiheit im Betrieb. Die Übersicht der veröffentlichten experimentellen Ergebnisse unterstreichen einerseits die technische Machbarkeit dieses Konzeptes und zeigen gleichzeitig die grössten technischen Herausforderungen beim Betrieb des Kreisprozesses in Haushaltswärmepumpen auf.

Danksagung

Die Autoren bedanken sich für die Unterstützung durch das BFE und das SCCER-EIP.

Referenzen

1. IEA, *Renewables for Heating and Cooling*. 2007: International Energy Agency.
2. Favrat, D., F. Marechal, and O. Epelly, *The challenge of introducing an exergy indicator in a local law on energy*. *Energy*, 2008. **33**(2): p. 130-136.
3. Demierre, J., A. Rubino, and J. Schiffmann, *Modeling and Experimental Investigation of an Oil-Free Microcompressor-Turbine Unit for an Organic Rankine Cycle Driven Heat Pump*. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the Asme*, 2015. **137**(3).
4. Demierre, J., et al., *Experimental investigation of a Thermally Driven Heat Pump based on a double Organic Rankine Cycle and an oil-free Compressor-Turbine Unit*. *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, 2014. **44**: p. 91-100.
5. Mounier, V., L.C. Mendoza, and J. Schiffmann, *Thermo-Economic Optimization of an ORC driven Heat Pump based on small scale turbomachinery and Comparison with Absorption Heat Pumps*. *Applied Energy*, 2016.
6. Eschmann, M., *Qualitätsüberwachung von Kleinwärmepumpen und statistische Auswertung 2015*, 2015: Projektnummer: SI/401321-01. p. 1-24.
7. Zehnder, M., *Efficient Air-Water Heat Pumps for High Temperature Lift Residential Heating, including Oil Migration Aspects*, 2004, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne: Lausanne, Switzerland.
8. Arpagaus, C., et al., *Multi-temperature heat pumps: A literature review*. *International Journal of Refrigeration-Revue Internationale Du Froid*, 2016. **69**: p. 437-465.
9. Youbi-Idrissi, M., et al., *Oil presence in an evaporator: experimental validation of a refrigerant/oil mixture enthalpy calculation model*. *International Journal of Refrigeration*, 2004. **27**(3): p. 215-224.
10. Youbi-Idrissi, M. and J. Bonjour, *The effect of oil in refrigeration: Current research issues and critical review of thermodynamic aspects*. *International Journal of Refrigeration*, 2008. **31**: p. 165-179.
11. Schiffmann, J. and D. Favrat, *Experimental Investigation of a Direct Driven Radial Compressor for Domestic Heat Pumps*. *International Journal of Refrigeration*, 2009. **32**(8): p. 1918-1928.
12. Schiffmann, J. and D. Favrat, *Design, experimental investigation and multi-objective optimization of a small-scale radial compressor for heat pump applications*. *Energy*, 2010. **35**(1): p. 436-450.

13. Carré, J.B., D. Favrat, and J. Schiffmann, *Experimental investigation of a two-stage oil-free domestic Air/Water heat pump prototype powered by an oil-free high-speed twin-stage radial compressor rotating on gas bearings*, in *16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue* 2016: West Lafayette IN.
14. Miller, T.J.E., *Switched Reluctance Motors and Their Control*. 1993: Magna Physics Publishing Oxford Science Publication, Oxford UK.
15. Whitfield, A. and N.C. Baines, *Design of Radial Turbomachines*. 1990: Longman Scientific.
16. Balje, O.E., *Turbomachines, A guide to Design, Selection and Theory*. 1981: John Wiley & Sons.
17. Isomura, K., et al., *Experimental verification of the feasibility of 100 W class micro-scale gas turbine at an impeller diameter of 10 mm*. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 2006. **16**(9): p. S254-S261.
18. Kang, S., et al., *Microscale Radial-Flow Compressor Impeller Made of Silicon Nitride: Manufacturing and Performance*. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2004. **126**(2): p. 358-365.
19. Epstein, A.H., *Millimeter-Scale, Micro-Electro-Mechanical Systems Gas Turbine Engines*. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2004. **126**(2): p. 205-225.
20. Sirakov, B.T., *Characterization and Design of a Non-Adiabatic Micro-Compressor Impeller and Preliminary Design of Self-Sustained Micro Engine System*, 2005, Massachusetts Institute of Technology.
21. Johnston, J.P., et al. *Performance of a Micro-Scale Radial-Flow Compressor Impeller made of Silicon Nitride*. *IGTC2003Tokyo OS-110*. in *International Gas Turbine Congress*. 2003. Tokyo, Japan.
22. Casey, M.V., *The Effects of Reynolds Number on the Efficiency of Centrifugal Compressor Stages*. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1985. **107**: p. 541-548.
23. Jansen, W. *A method for calculating the flow in a centrifugal compressor impeller when entropy gradients are present*. in *Royal Society conference on internal aerodynamics (turbomachinery)*. 1967.
24. Pampreen, R.C., *Small turbomachinery compressor and fan aerodynamics*. *Journal of Engineering for Power*, 1973. **95**: p. 251-261.
25. Senoo, Y. and M. Ishida, *Deterioration of compressor performance due to tip clearance on centrifugal compressors*. *Journal of Turbomachinery*, 1987. **109**: p. 55-61.
26. Schiffmann, J. and D. Favrat, *Integrated Design and Optimization of Gas Bearing Supported Rotors*. *ASME Journal of Mechanical Design*, 2010. **132**(5): p. 051007 1-11.
27. Schiffmann, J., *Enhanced Groove Geometry for Herringbone Grooved Journal Bearings*. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2013. **135**(10): p. 102501.
28. Javed, A., et al., *Small-scale turbocompressors for wide-range operation with large tip-clearances for a two-stage heat pump concept*. *International Journal of Refrigeration- Revue Internationale Du Froid*, 2016. **69**: p. 285-302.
29. Schweitzer, G., H. Bleuler, and A. Traxler, *Magnetlager*. 1992: Springer-Verlag Berlin.
30. Reynolds, O., *On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil*. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, 1886. **177**: p. 157-234.
31. Sommerfeld, A., *Zur hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung*. *Zeitschrift für Mathematik und Physik*, 1904. **50**: p. 97-155.

32. Heshmat, H., *Advancement in the Performance of Aerodynamic Foil Journal Bearings: High Speed and Load Capability*. ASME Journal of Tribology, 1994. **116**: p. 287-295.
33. Andrés, L.S. and T.H. Kim, *Analysis of gas foil bearings integrating FE top foil models*. Tribology International, 2009. **42**: p. 111-120.
34. Andrés, L.S., T.A. Chirathadam, and T.H. Kim, *Measurement of Structural Stiffness and damping Coefficients in a Metal Mesh Foil Bearing*. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010. **132**: p. 032503.
35. Schiffmann, J. and Z.S. Spakovszky, *Foil Bearing Design Guidelines for Improved Stability*. ASME Journal of Tribology, 2013. **135**(1): p. 011103.
36. Schiffmann, J. and D. Favrat, *The effect of real gas on the properties of Herringbone Grooved Journal Bearings*. Tribology International, 2010. **43**(9): p. 1602-1614.
37. Ehrich, F.F., *Handbook of Rotordynamics*. 2004, Malabar, Florida, USA: Krieger Publishing Company.
38. Heshmat, H., *Operation of Foil Bearings Beyond the Bending Critical Mode*. ASME Journal of Tribology, 2000. **122**: p. 192-198.

David Zogg, Prof. Dr.
Dozent für Regeltechnik, Fachhochschule Nordwestschweiz
Geschäftsleiter Smart Energy Control GmbH

Minergie-P-Eco-Areal-Überbauung mit Wärmepumpen und innovativer Strombörse

Zusammenfassung

In Möriken/Wildegg AG wird durch Setz Architektur eine neue MFH-Areal-Überbauung nach Minergie-P-Eco Standard gebaut. In einem lokalen Arealnetz mit 4 Häusern und PV-Anlagen von insgesamt 160kWp auf Dach und Fassaden sollen Wärmepumpen, Elektromobile und die Haushalte möglichst über den lokalen Solarstrom betrieben werden. Im Rahmen des Pilotprojekts, das vom BFE unterstützt wird, wird eine Eigenverbrauchsgemeinschaft gebildet und erstmals das Prinzip einer lokalen Strombörse mit variablem Stromtarif in Echtzeit für Endkunden (Bewohner) umgesetzt. Im Fokus stehen die automatische Optimierung der 4 Erdsonden-Wärmepumpen mit Natural Cooling, mehrerer Elektromobil-Ladestationen und ca. 100 Haushaltgeräte durch den Eigenverbrauchsmanager von Smart Energy Control. Das Projekt wird durch die Fachhochschule Nordwestschweiz begleitet.

Die Areal-Überbauung mit lokalem Stromnetz

Die geplante Überbauung in Möriken-Wildegg AG nach dem Minergie-P-Eco-Standard in Holz-/Mischbauweise ist in Bild 1 zu sehen. Es werden 4 Häuser mit insgesamt 36 Wohnungen und zusätzlichen Gemeinschaftsräumen realisiert. Auf den Dächern sind 4 Photovoltaik (PV) -Anlagen mit Ost-West-Ausrichtung und zusätzliche PV-Anlagen an den Fassaden und Terrassenbrüstungen vorgesehen, insgesamt mit 160 kWp. Pro Haus ist eine Erdsondenwärmepumpe von Stiebel Eltron für Brauchwarmwasser und Heizung inkl. Natural Cooling für den Sommer eingeplant. Zudem können die Tiefgaragenparkplätze mit Elektromobil-Ladestationen ausgebaut werden.



Bild 1: MFH-Überbauung in Möriken AG nach Minergie-P®-Eco-Standard mit PV-Anlagen auf Dächern, Fassaden, sowie Brüstungen (Setz Architektur)

Für die Elektrizitätsversorgung ist ein Arealnetz mit lokaler Verteilung des Photovoltaik-Stroms der 4 Photovoltaik-Anlagen vorgesehen (Bild 2). Gegenüber dem Elektrizitätswerk (EW) wird mit dessen Einwilligung nur 1 Anschlusspunkt mit Zweirichtungszähler realisiert. Damit kann eine echte Eigenverbrauchsgemeinschaft mit lokaler Zählung und Abrechnung gegründet werden. Zur Messung und Regelung der insgesamt mehr als 100 Verbraucher im Arealnetz wird ein Datennetz zur Kommunikation installiert.

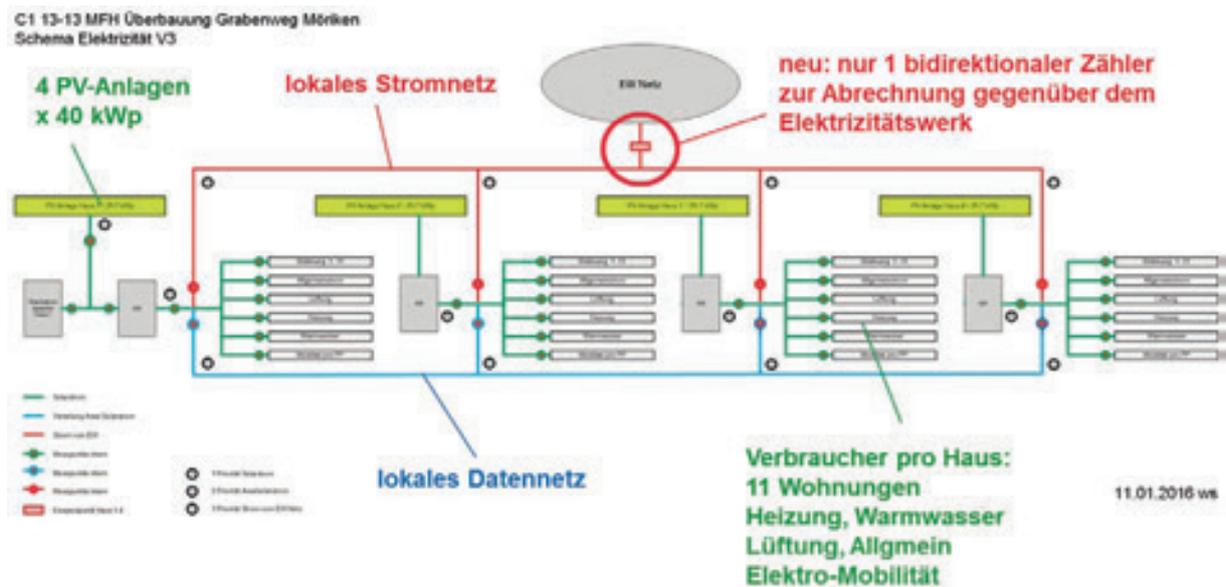


Bild 2: Schema Elektrizität mit Areal-Vernetzung für Solarstrom (Setz Architektur)

Automatische Optimierung über den Eigenverbrauchsmanager

Die Verbraucher in den Mehrfamilienhäusern wie Wärmepumpen, Waschmaschinen, Geschirrspüler und Elektromobil-Ladestationen werden automatisch über den Eigenverbrauchsmanager optimiert (Bild 3). Dieser betreibt die Geräte bei lokaler Produktion bzw. bei tiefen Tarifen. Über eine zentrale Bedienstelle mit Fernzugriff und eine App kann auf das System zugegriffen werden.



Bild 3: Die Verbraucher im Mehrfamilienhaus werden mit dem Eigenverbrauchsmanager von Smart Energy Control geregelt.

Grundlagen zum Eigenverbrauchsmanager wurden im Rahmen des vom BFE unterstützten Projektes "OPTEG" [1] erarbeitet. Dort wurde anhand von Simulationen für Einfamilienhäuser aufgezeigt, dass der Eigenverbrauch von Gebäuden durch gezielte Regelung der Wärmepumpe inkl. Brauchwarmwassererwärmung ca. verdoppelt werden kann. Das System wurde danach im Rahmen eines neu gegründeten Spin-Offs der Fachhochschule Nordwestschweiz in die Realität umgesetzt und läuft seit ca. 2 Jahren in zahlreichen Ein- und Mehrfamilienhäusern.

Die Eigenverbrauchsgemeinschaft (EVG)

Für den Betrieb des vorliegenden Arealnetzes wird eine EVG gegründet. Diese betreibt die Photovoltaik-Anlagen und das lokale Stromnetz über das gesamte Areal. Sie liefert lokal Strom an die Bewohner, womit sie einen Ertrag erwirtschaftet. Gegenüber dem Energieversorger wird nur der überschüssige Strom eingespeist oder bezogen. Der Eigenverbrauchsmanager steuert die Verbraucher und stellt den Bewohnern eine Strombörse zur Verfügung.

Das konventionelle Abrechnungssystem für die EVG

Gemäss den heutigen Empfehlungen [2] und [3] wird die Abrechnung des Eigenverbrauchs noch mit einem festen Tarif vorgenommen (Bild 4). Damit hat jedoch nur der Betreiber und der Energieversorger einen Gewinn durch den Verkauf von Solar- oder Netzstrom (Beispiel 25 Rp/kWh). Der/die BewohnerIn hat jedoch keinen Anreiz zur Eigenverbrauchsoptimierung, da ihr Tarif fest auf 25 Rp/kWh liegt, unabhängig davon, ob sie den Strom von der lokalen PV-Anlage oder dem Netz bezieht. Noch nachteiliger wird die Situation bei einem tiefen Nacht-Tarif (z.B. 15 Rp/kWh). Dann hat der/die BewohnerIn einen Anreiz, günstigen Strom in der Nacht zu beziehen anstatt am Tag bei PV-Produktion. Dadurch wird auch der reale Gewinn des Betreibers geschmälert, da er weniger Eigenstrom verkaufen kann.



Bild 4: Heutige Empfehlung von energieschweiz [3] bezüglich Abrechnung des Eigenverbrauchs, ohne Anreiz zur Eigenverbrauchsoptimierung (gleiche Kosten 25 Rp/kWh für Eigenverbrauch wie für Netzbezug)

Das neue Abrechnungssystem für die EVG basierend auf dem Prinzip einer Strombörse

Im Gegensatz zur gängigen Abrechnungsmethode über feste Tarife wird in diesem Projekt eine neue Methode mit variablem Tarif angewandt (Bild 5). Bei dieser Methode wird ein variabler Preis berechnet, welcher sich anteilmässig aus dem Preis für den Netzbezug und der lokalen Produktion zusammensetzt. Der Preis für den Netzbezug wird wie bisher zu einem festen Tag/Nacht-Tarif verrechnet (Beispiel 25/15 Rp/kWh). Der Überschuss aus lokaler Produktion wird ebenfalls wie bisher zu einem festen Einspeisetarif verrechnet (Beispiel 10 Rp/kWh). Der lokale Eigenverbrauch kann nun aber mit verschiedenen Tarifen festgelegt werden (Beispiele 0/10/15 Rp/kWh). Mit 15 Rp/kWh ist gegenüber dem Nachttarif Parität geboten, bei tieferen Tarifen < 15 Rp/kWh wird der Eigenverbrauch am Tag zusätzlich belohnt.

Speziell an diesem System ist die Berechnung des variablen Preises (Bild 6 unten). Mit PV-Produktion reduziert sich der Preis anteilmässig. Bei voller Deckung des Verbrauchs durch die PV-Produktion ist der Preis am tiefsten. Bei tiefen Preisen werden die lokalen Verbraucher betrieben.

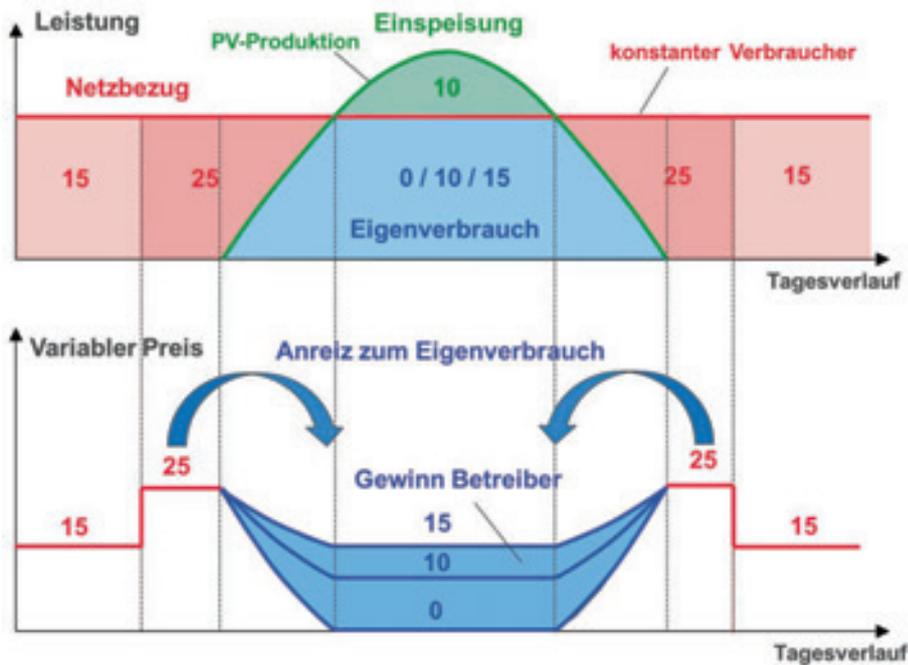


Bild 5: Berechnung des variablen Preises aus aktueller Produktion und Verbrauch. Gewichtung des Eigenverbrauchs mit verschiedenen Tarifen (0/10/15 Rp./kWh), Gewinn für den Betreiber und Anreiz zum Eigenverbrauch durch geschickte Wahl des Eigenverbrauchstarifs.

Die Berechnung des variablen Preises wurde in der Software "Eigenverbrauchsmanager" bereits realisiert. Bild 6 zeigt einen realen Preisverlauf, welcher aufgrund fluktuierender Produktion und dem Ein-/Ausschalten mehrerer Verbraucher entstanden ist.



Bild 6: Visualisierung des variablen Strompreises und der Verbrauchsdaten für den einzelnen Bewohner (Beispiel mit realen Daten)

Einfluss auf das Stromnetz

Der lokale Strommarkt soll auch auf die Netzsituation Rücksicht nehmen. Es soll untersucht werden, welche Auswirkungen das Projekt hat auf die ins Netz ein- und ausgespeiste Leistung (nicht nur Energie). Eine zentrale Frage ist, ob durch geschicktes Lastmanagement die Grösse des Netzanschlusses kleiner dimensioniert werden kann.

Bild 7 zeigt, wie durch die gezielte Ansteuerung leistungsvariabler Verbraucher das Netz entlastet werden kann (hier variables Laden des Elektromobils). Zudem steht eine Vielzahl von geschalteten Verbrauchern zur Verfügung (Wärmepumpen, Geschirrspüler, Waschmaschinen, Tumbler), welche stufenweise zu- oder weggeschaltet werden können.

Durch automatisches Lastmanagement all dieser Verbraucher sollen Einspeise- und Bezugsspitzen gezielt vermieden werden.

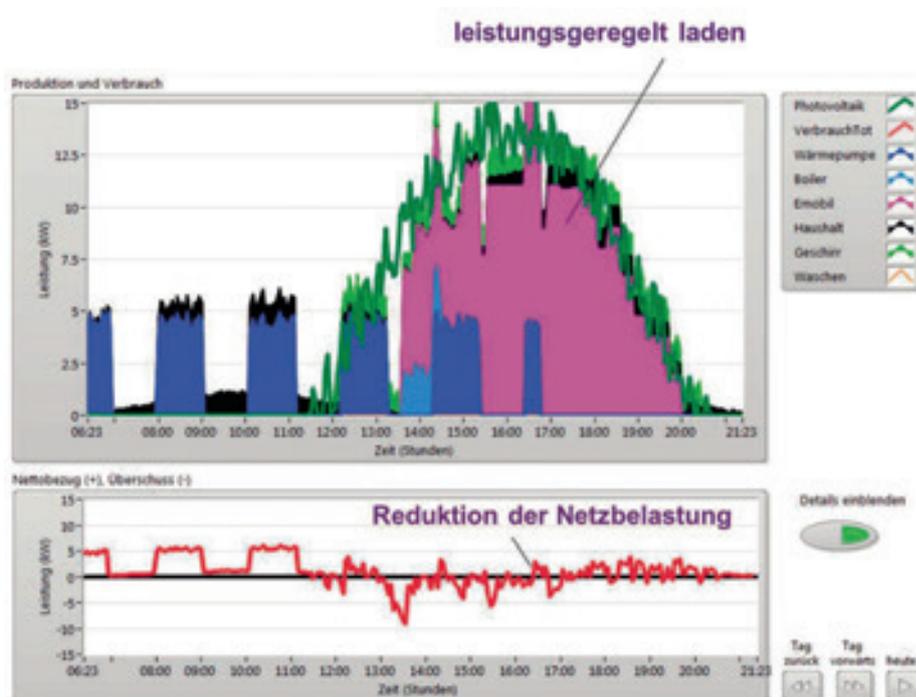


Bild 7: Reduktion der Netzbelastung durch gezieltes Ansteuern leistungs geregelter Verbraucher

Durch die Definition eines Leistungsbandes soll die Anschlussleistung gezielt reduziert werden können (Bild 8). Beim Überschreiten einer vordefinierten Bezugsgrenze werden die Lasten abgeworfen oder reduziert. Beim Überschreiten einer Einspeisegrenze werden die Lasten zugeschaltet bzw. deren Leistungsaufnahme erhöht. Die genaue Festlegung des Leistungsbandes soll mit Tests am realen Objekt erörtert werden, um für zukünftige derartige Installationen Empfehlungen für die Anschlussleistung abgeben zu können.

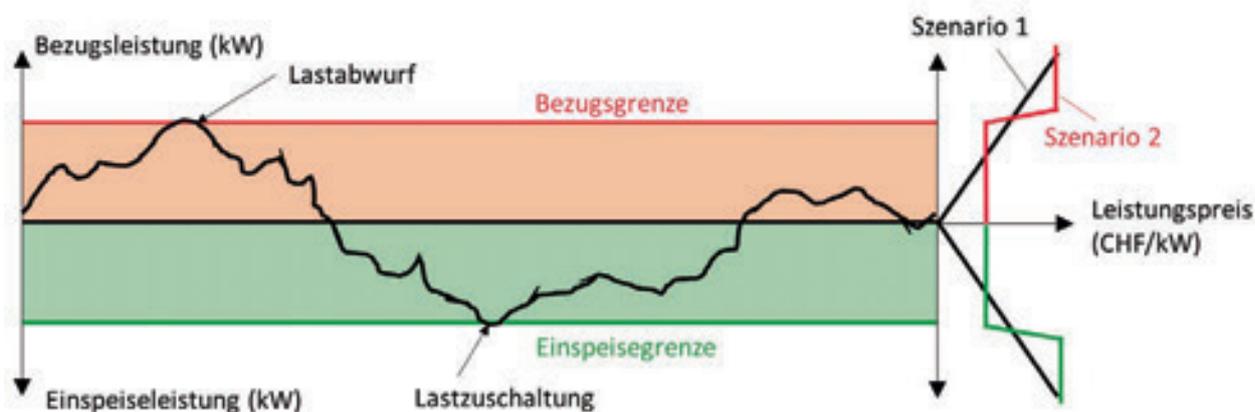


Bild 8: Definition eines Leistungsbandes mit maximaler Einspeise- und Bezugsleistung sowie entsprechendem Leistungspreis (rechts)

Einbindung der Wärmepumpe zur Eigenverbrauchsoptimierung mit Effizienz- und Kostenoptimierung

Die Wärmepumpen von Stiebel Eltron werden über eine intelligente Schnittstelle eingebunden (Bild 9). Über den digitalen Daten-Bus können die Soll-Temperaturen für Brauchwarmwasser- (BWW) und Pufferspeicher (SP) sowie das Gebäude variabel vorgegeben werden. Durch gezielte Erhöhung und Reduktion der Soll-Temperaturen kann lokal thermische Energie gespeichert werden. Gegenüber konventioneller Eigenverbrauchsoptimierung mit alleiniger Speicherüberhöhung hat der gewählte Ansatz folgende Vorteile:

- **Volle Nutzung der Gebäudemasse als thermischer Speicher.** Für Einfamilienhäuser in Massivbauweise können ca. 20kWh pro Kelvin (K) Temperaturerhöhung gespeichert werden [1]. Bei Mehrfamilienhäusern multipliziert sich das Potential entsprechend. Da die Erhöhung der Temperatur relativ klein ist (2-3 K), wird der Coefficient of Performance (COP) der Wärmepumpe nur leicht beeinträchtigt.
- **Überwachung der Raumtemperatur.** Zur Einhaltung des Komforts wird die Raumtemperatur laufend überwacht und in die Optimierung mit einbezogen.
- **Einbezug der technischen Speicher.** Die technischen Speicher (BWW und SP) werden ebenfalls genutzt zur thermischen Speicherung. Da dort auf höhere Temperaturen gefahren wird, ist mit einer grösseren Beeinträchtigung des COP zu rechnen. Deshalb wird hier primär das Gebäude als thermischer Speicher genutzt und die technischen Speicher werden nur bei grossem Überschuss der PV-Anlage nach oben gefahren.
- **Beeinflussung der Sollwerte in beide Richtungen.** Bei konventioneller Eigenverbrauchsoptimierung werden die Speicher nur nach oben gefahren bei PV-Produktion. Hier wird auch gezielt nach unten gefahren, um einen höheren Temperaturhub bei gleichzeitig gutem COP zu erzielen.
- **Berücksichtigung der Stromtarife.** Der grösste Unterschied zur konventionellen Eigenverbrauchsoptimierung liegt darin, dass der aktuelle Stromtarif berücksichtigt wird (Prinzip der Strombörse). Die Wärmepumpe wird damit bei Hochtarifzeiten gezielt heruntergefahren. Damit können die Stromkosten reduziert werden.

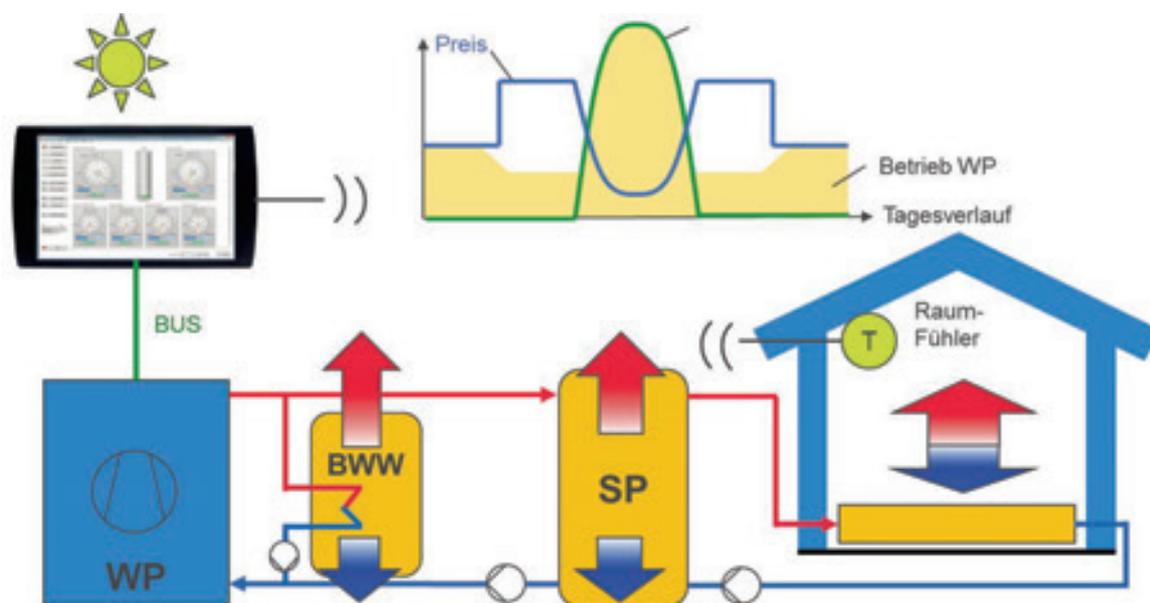


Bild 9: Wärmepumpe (WP) mit Anbindung des Eigenverbrauchsmanagers über digitalen Bus. Nutzung des thermischen Speicherpotentials im Brauchwarmwasser- (BWW) und Pufferspeicher (SP) sowie der Gebäudemasse mit integrierter Temperaturüberwachung.

Einstellung des Komfortbereichs und Einbezug der Benutzer

Anstelle von festen Sollwerten für Raum- und Speichertemperaturen werden Temperaturbänder vorgegeben, innerhalb welcher der Regler automatisch optimiert (Bild 10 links). Dies wurde für die Einfamilienhäuser bereits implementiert und hat sich dort bewährt, da der Kunde den Komfortbereich nach seinen Wünschen einstellen kann. Im Fall von Mehrfamilienhäusern bzw. der vorliegenden Arealüberbauung kann nur der Anlagenbetreiber die Temperaturbänder vorgeben. Der einzelne Bewohner hat jedoch die Möglichkeit, die Raumtemperatur über eine lokale Anzeige zu beeinflussen (Bild 10 rechts). Zudem wird dem Bewohner jederzeit visualisiert, wieviel "Sonnenstrom" aktuell im lokalen Stromnetz vorhanden ist. Er kann somit sein Verhalten gezielt anpassen.

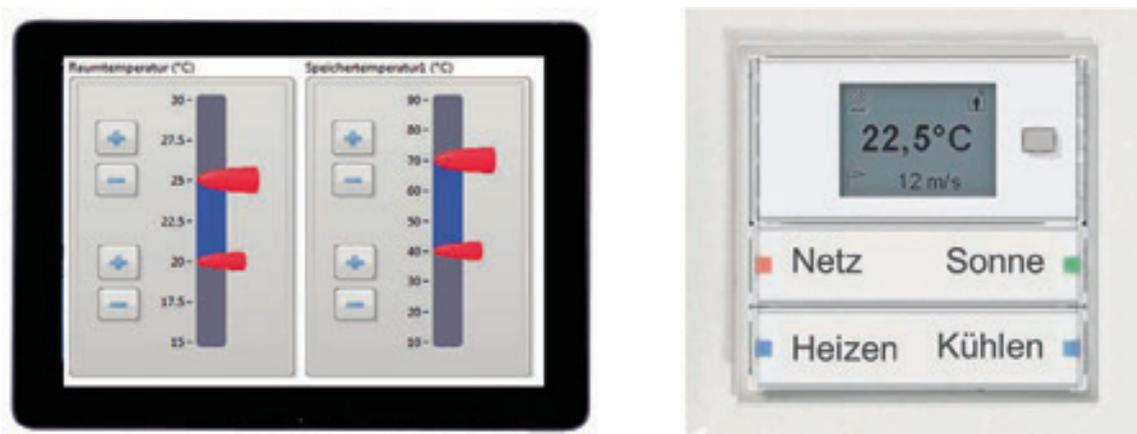
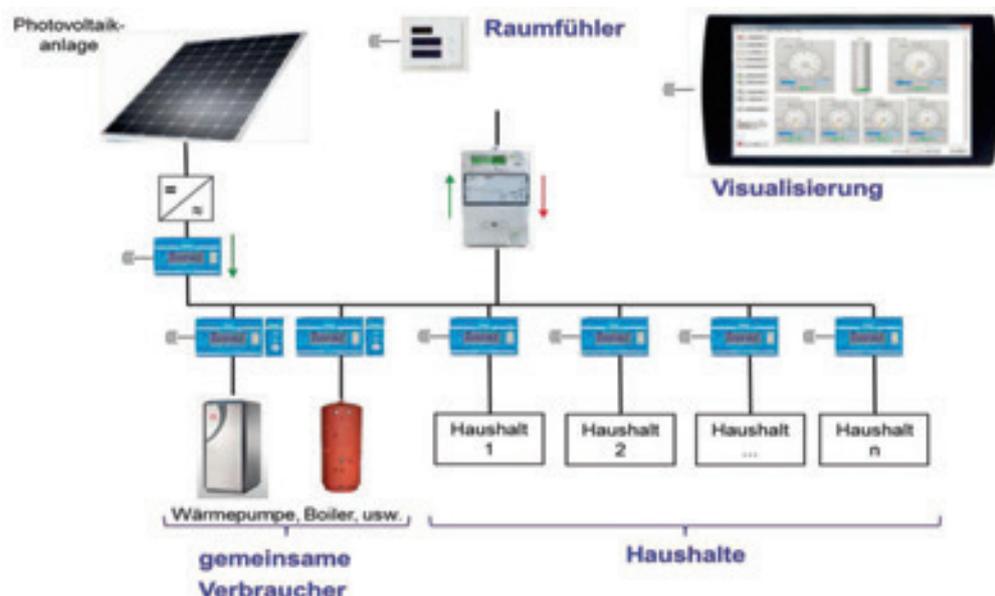


Bild 10: Zentrale Vorgabe der Temperaturbänder durch den Betreiber (links), individuelle Raumtemperaturvorgabe mit Anzeige von Sonnenstrom durch die Bewohner (rechts).

Neben dem Heizen in der Wintersaison ist auch ein Kühlen in der Sommersaison vorgesehen. Dies wird mittels "Natural Cooling" über die Erdwärmesonden realisiert. Die Regler schalten im Sommer-Betrieb automatisch in den Kühlmodus mit entsprechend definierten Temperaturbändern. Die Funktionsweise ist prinzipiell dieselbe, mit umgekehrtem Vorzeichen.

Installation

Für die Hardware-Installation wird das für Einfamilienhäuser bewährte System auf Mehrfamilienhäuser erweitert (Bild 11). Die Produktion sowie die allgemeinen Verbraucher wie Wärmepumpen, Licht, Lüftung usw. werden über Zähler mit integrierter Energie- und Leistungsmessung erfasst. Für die einzelnen Haushalte werden Privatzähler installiert, über welche später auch abgerechnet werden kann. Neu ist die Abrechnung über den variablen Tarif mit echtem Anreiz zur Eigenverbrauchsoptimierung für die einzelnen Bewohner. Die Visualisierung und Datenerfassung befindet sich im Technik-Raum, wobei die Bewohner Zugriff haben auf Ihre Daten via App.



24

Bild 11: Installation für Mehrfamilienhäuser mit Privatzählern und Visualisierung (vereinfacht)

Ausblick

Das Pilotprojekt wurde im Januar 2017 gestartet. Der Spatenstich der Überbauung erfolgte am 22. Mai 2017. Die Bauphase läuft bis Q3/2018. Parallel dazu wird die Software auf Arealnetze weiterentwickelt. Die einjährige Messphase mit Erfolgskontrolle erfolgt anschliessend vom Q4/2018 bis Q4/2019.

Quellen

- [1] D. Zogg et. al: OPTEG - Regelstrategien für die Optimierung des Eigenverbrauchs von Gebäuden, Simulation und Realisierung, Bundesamt für Energie BFE, Fachhochschule Nordwestschweiz, 2016.

- [2] L. Konersmann et. al: Eigenverbrauch von Solarstrom im Mehrfamilienhaus, Simulation und Realisierung, Hintergrundbericht als Grundlage zur Erarbeitung eines Leitfadens für Liegenschaftsbesitzern, Bundesamt für Energie BFE, Energie Zukunft Schweiz, 2015.
- [3] Solarstrom für den Eigenverbrauch, Neue Möglichkeiten für Besitzer von Mehrfamilienhäusern, Energie Schweiz, Energie Zukunft Schweiz, 2015.

Jeannette Wapler, Dipl.-Ing. (FH)
Sebastian Helmling, Dipl.-Ing.
Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, Freiburg

Feldtest von fünf Warmwasser-Wärmepumpen

Das Feldmonitoring der Warmwasser-Wärmepumpen gibt einen Aufschluss über das Betriebsverhalten dieser Anlagen beim Endkunden. Während das Speichervolumen aller Anlagen in etwa die gleiche Größe aufweist, unterscheidet sich der Warmwasserbedarf der Nutzer teilweise erheblich. Kleine Mengen an gezapfter Energie gehen mit einem hohen Anteil an Speicherverlusten einher. Bei den bzgl. Speicherverlusten untersuchten vier Anlagen belaufen sich diese auf ein Drittel bis mehr als das Doppelte der Energiemenge, die letztendlich gezapft wurde.

Auch hinsichtlich des Betriebskonzeptes der Wärmepumpe und des Heizstabes gibt es große Unterschiede zwischen den Anlagen. Hierzu zählen die Position des Regelungssensors und die gewählten Speicher-Sollwerte (insb. deren mögliche Variationen im Tagesgang). Diese Punkte wirken sich auf die Betriebstemperaturen der Wärmepumpe und damit auf die Effizienz der Trinkwassererwärmung aus. Weitere Aspekte mit Einfluss auf die Anlageneffizienz sind die Position des Heizstabes, dessen Betriebskonzept sowie das Konzept der Legionellen-schaltung, falls diese aktiviert ist. Die Untersuchungen zeigen bei allen Anlagen Verbesserungsmöglichkeiten auf. Diese reichen von einfach umsetzbaren Maßnahmen (wie Änderungen der Parametrierung, z.B. Umstellung von konstanter auf tageszeitabhängige Speicher-Sollwerte) bis hin zu Maßnahmen auf Herstellerseite (wie z.B. Änderungen des Regelungsalgorithmus für den Heizstabbetrieb).

Projektvorstellung

Im Rahmen des vom Bundesamt für Energie geförderten Projektes “Feldtest von fünf Warmwasser-Wärmepumpenanlagen” werden über einen Zeitraum von zwei Jahren (Messzeitraum: 1.8.2016 – 30.6.2018) detaillierte, hochaufgelöste Messdaten aus dem realen Anlagenbetrieb in Zwei- bzw. Vierpersonenhaushalten ermittelt und analysiert. Als Monitoring-Objekte wurden fünf Warmwasser-Wärmepumpenanlagen unterschiedlicher Herstellern ausgewählt, die im Rahmen des Programmes „ProKilowatt“ jeweils mindestens zehn Mal gefördert und nach 2014 installiert wurden. Die untersuchten Anlagen sind typische Warmwasser-Wärmepumpenanlagen mit Direktkondensation im unteren Drittel der integrierten Trinkwasserspeicher (Volumen 270 ... 310 L) und ergänzendem Heizstab. Tabelle 1 gibt einen Überblick der technischen Daten der Geräte. Als Wärmequelle wird bei allen Anlagen die Raumluft des Aufstellraumes genutzt.

In einem der Gebäude ist eine PV-Anlage installiert und die Warmwasser-Wärmepumpenanlage wird „PV-orientiert“ betrieben. Somit lassen sich das Betriebsverhaltens, die Speichertemperaturen und die Performance dieser Anlage nicht mit denen der vier anderen Wärmepumpenanlagen vergleichen. In diesem Beitrag wird diese Anlage nur bei der Auswertung des Zapfverhaltens mit aufgeführt. Ausführungen zum Anlagenverhalten und der Performance dieser Anlage sind im Zwischenbericht [1] enthalten.

Tabelle 1: Anlagenkenndaten

Anlage	1	2	3	4	5
Nennvolumen in Liter	285	308	270	295	266
COP	3,2	3,11	2,94	2,9	3,3
Randbed. f. COP: T_Quelle/Senke; Zapfprofil; Norm	A15/W15- 45 k.A.; EN 255	A15/W10- 55 XL; EN 16147	A15/W10- 55 XL; EN 16147	A15/W10- 55 XL; EN 16147	A20/W10- 55 XL; EN 16147
Heizleistung in KW	1,7	1,7	1,7	1,6	1,4
Leistung Heizstab in KW	1,5	1,5	1,8	1,5	1,5

Die aus dem Trinkwasserspeicher gezapfte Wärme wird mit einem Wärmemengenzähler gemessen. Der Wärmemengenzähler besteht aus einem Temperatursensorpaar (direkttauchend, PT500, Klasse B, dt_max 0,15 K), einem magnetisch-induktiven Volumenstromgeber (Auflösung: 1 Impuls je 5 ml Durchfluss; Messunsicherheit: +/-0,5 % vom Messwert) und dem Rechenwerk. In Summe liegt die Fehlergrenze des Wärmemengenzählers nach EN 1434 bei 3,5 %. Die von den Geräten aufgenommene elektrische Energie wird mit Wechselstromzählern (Auflösung: 10 Impulsen/Wh; Genauigkeitsklasse 1/B (+/- 2 % vom Messwert)) gemessen. Um die elektrische Energie den einzelnen Komponenten der Warmwasser-Wärmepumpenanlagen zuordnen zu können, wurden mehrere Stromzähler eingesetzt (WPA_Gesamt, Verdichter, Ventilator, Heizstab)¹.

An den Trinkwasserspeichern wurden zwei, bzw. teils drei Temperatursensoren – wenn möglich- in den vorhandenen Tauchhülsen eingebracht; bzw. alternativ als Anlegefühler an der Speicheroberfläche befestigt. Da sich die Position der Tauchhülsen von Gerät zu Gerät unterscheidet, sind die Temperaturen in unterschiedlichen Höhen installiert². Weiterhin werden die Lufttemperatur und die Luftfeuchte im Aufstellraum gemessen.

Alle Messdaten werden in einer zeitlichen Auflösung von fünf Sekunden erfasst und gespeichert.

Entsprechend des Messkonzeptes bezieht sich die Auswertung der Anlageneffizienz auf eine Bilanzgrenze „nach Speicher“, so wie in der EN 16147 [2], der Norm zur Vermessung von Wärmepumpen zur Trinkwassererwärmung. Es wird somit nicht direkt die Effizienz der von der Wärmepumpe und dem Heizstab bereitgestellten Energie ermittelt. Vielmehr wird die angegebene Anlageneffizienz auch von dem Anteil der Speicherverluste beeinflusst. Dies ist bei der Einordnung der Ergebnisse stets zu beachten. So werden im Gegensatz zu Warmwasser-Wärmepumpenanlagen die COP-Werte und Jahresarbeitszahlen von Heizungswärmepumpen (zur Raumheizung und Trinkwassererwärmung) üblicherweise mit einer Bilanzgrenze „vor“ Speicher angegeben.

Die im Folgenden aufgeführten Ergebnisse sind in UTC (Winterzeit) angegeben.

¹ Bei Geräten, bei denen diese Standard-Konfiguration nicht umgesetzt werden konnte, erfolgt die Zuordnung der Energie anhand Auswertungsalgorithmen.

² In den in diesem Bericht verwendeten Sensornamen, ist die Angabe zur Höhe beinhaltet. Z.B. Bezeichnet TS1_15% einen Temperatursensor, der in 15 % der Speicherhöhe über dem Speicherboden positioniert ist.

Zapfverhalten

In Bild 1 ist die Häufigkeitsverteilung des gezapften Warmwasservolumens pro Tag dargestellt. Das Histogramm ist in eine Klassenbreite von 10 Liter/Tag eingeteilt. Tage, an denen keine Zapfung stattgefunden hat, fließen in die Klasse 1 (0-10 Liter/Tag) ein. Der Warmwasserbedarf der Nutzer unterscheidet sich deutlich. In den beiden Gebäuden, in denen Familien mit vier Personen wohnen, liegt das mittlere tägliche Zapfvolumen bei 145 Liter/Tag (Anlage 1) bzw. 191 Liter/Tag (Anlage 5). In diesen beiden Anlagen traten an wenige Tagen auch Zapfvolumen (leicht) über dem Speicher-Nennvolumen von 285 Liter bzw. 266 Liter auf. In den drei Zwei-Personenhaushalten wurde im Mittel ein Volumen von 54 Liter/Tag (Anlage 2), 71 Liter/Tag (Anlage 3) bzw. 37 Liter/Tag (Anlage 4) gezapft. Bei der Mittelwertangabe von Anlage 4 ist zu beachten, dass hier der Anteil ohne bzw. mit sehr geringer Warmwasserzapfung sehr hoch ist; so wurde an 25% der Tage weniger als 3 Liter/Tag gezapft. In diesen drei Haushalten wurden an den meisten der Tage weniger als ein Drittel des jeweiligen Speicher-Nennvolumens gezapft.

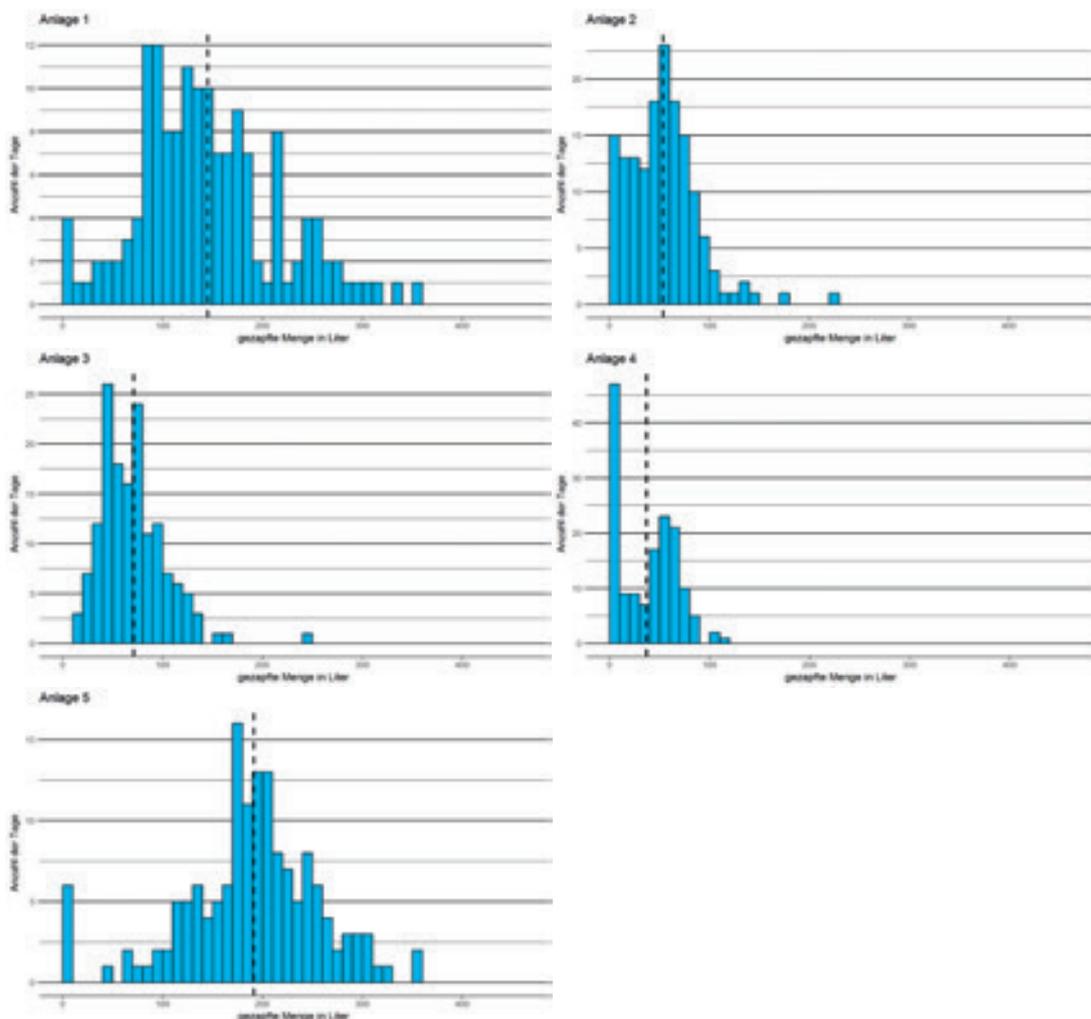


Bild 1: Tägliches Zapfvolumen der fünf Anlagen

Die von Herstellern angegebenen COP-Werte beziehen sich auf Labormessungen nach EN 16147 [2]. In dieser Norm sind unterschiedliche Zapfprofile definiert (siehe Tabelle 2). Warmwasser-Wärmepumpen mit einem Speichervolumen von rund 300 Litern werden meist

mit dem Profil XL (19,7 kWh) vermessen. Zur Gegenüberstellung des Warmwasserbedarfes der fünf untersuchten Haushalte mit den Zapfprofilen der EN 16147 werden die Tageswerte der gezapften Energie in Klassen eingeteilt. Die Klasse „XL“ umfasst z.B. den Bereich von 15,4 kWh/Tag bis 21,8 kWh/Tag. Die Ergebnisse sind im folgenden Histogramm Bild 2 dargestellt.

Tabelle 2: Zapfprofile nach DIN EN 16147

Zapfprofil	3XS	S	M	L	XL
Gezapfte Wärme	0.345 kWh	2.1 kWh	5.845 kWh	11.655 kWh	19.7 kWh

In Blau zeigt Bild 2 die jeweilige Einordnung des Trinkwasser-Wärmebedarfes der drei 2-Personenhaushalte (Anlage 2, 3 und 4) in die definierten Zapfklassen. Die Zapfungen dieser Nutzer fallen fast ausschließlich in die Klassen „0“ bis „M“. Der Schwerpunkt liegt jeweils in Klasse „S“. Bei den beiden 4-Personenhaushalten (in orange dargestellt) treten an einigen wenigen Tagen auch Zapfungen in der Klasse „XL“ auf. Der Schwerpunkt der Zapfung liegt in Klasse „M“ (Anlage 1) bzw. Klasse „L“ (Anlage 5).

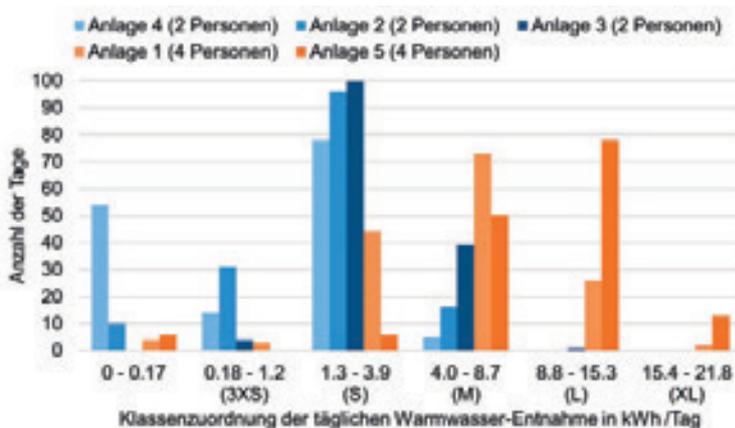


Bild 2: Verteilung der täglich gezapften Wärmemenge der fünf vermessenen Anlagen (die Klasse „0“ enthält auch Tage, an denen (aufgrund von Abwesenheit) kein Warmwasser gezapft wurde)

In Bild 3 sind die mittleren Speichereintritts-Temperaturen sowie die Speicheraustritts-Temperaturen am Ende jeder Zapfung dargestellt. Hierbei werden nur Zapfungen mit einem Volumen von mindestens 2 Litern berücksichtigt, da die Temperatur kleiner Zapfungen noch stark von der Stillstandstemperatur des Wassers in den Rohrleitungen beeinflusst wird. Da bei der Anlage, die einen PV-orientierten Betrieb nutzt, der Speichersollwert zeitweise deutlich erhöht wird, ist diese Anlage bei der vergleichenden Darstellung nicht berücksichtigt.

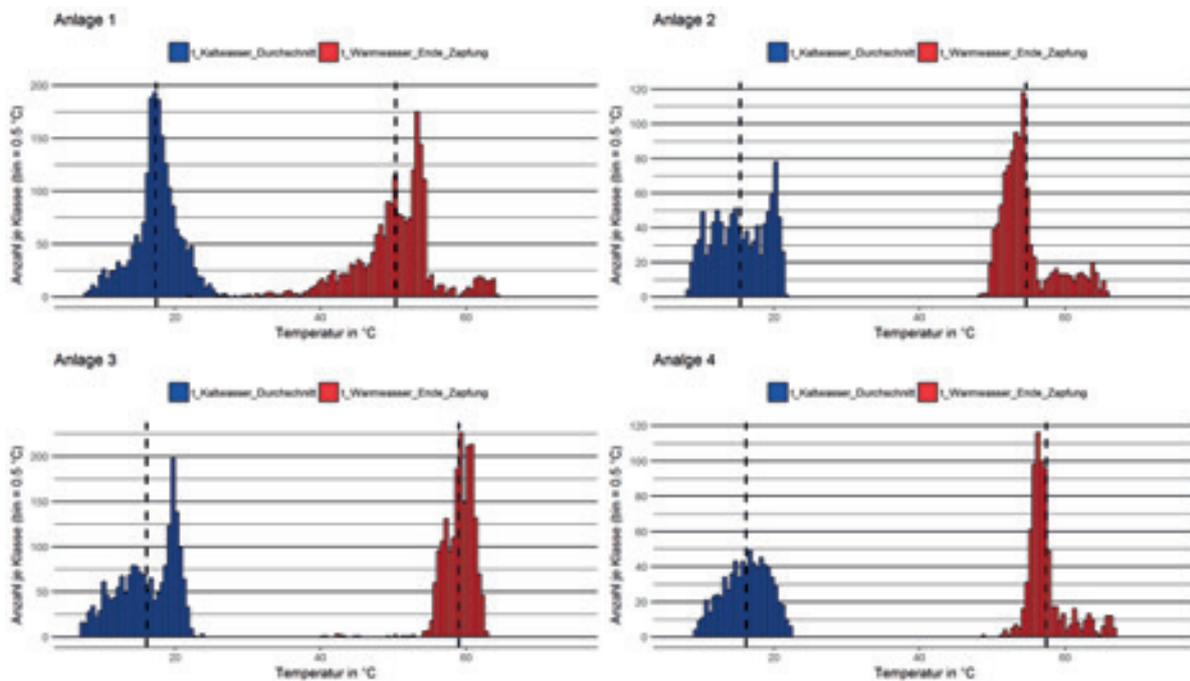


Bild 3: Temperatur des Speicherzuflusses und der Speicherentnahme am Ende der Zapfungen mit einem Zapfvolumen von mindestens 2 Litern

Betriebsverhalten und Effizienz

In den Anlagen 1 bis 4 (kein „PV-orientierter Betrieb“) werden unterschiedliche Konzepte für den Betrieb der Wärmepumpe und des Heizstabes verfolgt. Hierbei unterscheiden sich die einzelnen Konzepte untereinander insbesondere hinsichtlich der folgenden Aspekte:

- Position des Temperatursensors, der für die Regelung genutzt wird
- Speichertemperatur-Sollwert und Hysterese für den Wärmepumpenbetrieb; u.U. im Tagesgang variierend
- Position des Heizstabes
- Konzept der Legionellenschaltung
- Betriebskonzept für den Heizstab (außerhalb der Legionellenschaltung)

Die benannten Punkte beeinflussen sowohl die Effizienz des Systems als auch den Nutzerkomfort. Als zwei zentrale Punkte in Bezug auf die Systemeffizienz sind die Speichertemperatur (mit Einfluss auf die Kondensatortemperatur und damit auf den COP sowie auf die Speicherverluste) und der Umfang des Heizstabbetriebes (sowie dessen zeitliche Abstimmung mit dem Wärmepumpenbetrieb) zu nennen. In den folgenden Kapiteln werden das Betriebsverhalten der einzelnen Anlagen sowie deren Effizienz untersucht. In Tabelle 3 sind die zentralen Regelungs-Kennwerte der einzelnen Anlagen aufgeführt.

Tabelle 3: Regelungsparameter der Anlagen 1 bis 4

Anlage	1	2	3	4
Position des Regelungssensors (in % der Speicherhöhe über Speicherboden)	~ 15 %	~ 63 %	~ 10 %	~ 29 %
Standardmodus (Zeitfenster Sollwert & Hysterese)	Wechselnde Einstellung ⁽¹⁾ ; z.B. 8:40 – 15:40 53 °C – 5 K	22:00 – 7:00 55 °C – 4 K	21:15 – 4:15 54 °C – x K	durchgehend 54 °C – ~5 K
Betrieb außerhalb des Standardmodus-Zeitfensters	WP aus	48°C – 4K	WP aus	-
Position des Heizstabes (Volumen oberhalb des Heizstabes)	~ 121 L (58 % von V _{Speicher})	~ 138 L (45 % von V _{Speicher})	~ 125 L (46 % von V _{Speicher})	~ 186 L (63 % von V _{Speicher})
Legionellenschaltung	65 °C; einmal in der Woche	65 °C; einmal in der Woche	deaktiviert	66.6 °C ; einmal in der Woche
Heizstabbetrieb zusätzlich zur Legionellenschaltung	deaktiviert	freigegeben	freigegeben	k. A.
Ergänzungen: Einige Einstellungen sind nicht bekannt; Werte und Informationen wurden in unbekanntem Fällen aus den Monitoringdaten abgeleitet/abgeschätzt (1): die Einstellungen haben sich mehrfach während des Auswertezitraumes geändert; bis Anfang Dezember lag das Zeitfenster stets vom frühen Vormittag bis in den frühen Nachmittag (auch hier unterschiedliche Uhrzeiten des Beginns und der Dauer (meist 7h, teilweise 4h) gewählt; seit Anfang Dezember werktags vom Nachmittag bis in die Nacht und am Wochenende vom Ende der Nacht bis in den frühen Nachmittag				

Tageszeitlicher Verlauf des Wärmepumpenbetriebes

Der Sollwert der Speichertemperatur für den Wärmepumpenbetrieb ist bei drei der vier Anlagen (Anlage 1 bis 3) im Laufe des Tages nicht konstant. Es ist jeweils ein Zeitfenster pro Tag definiert, in dem der „Standardmodus“ aktiviert ist. In den Zeiten außerhalb dieses Zeitfensters (hier „Absenkmodus“ bzw. „Aus-Modus“ genannt) ist der Sollwert entweder herabgesetzt oder die Wärmepumpe ist deaktiviert. Bei Anlage 4 ist der Sollwert den ganzen Tag über konstant. Die Rasterdiagramme in Bild 4 zeigen den täglichen Verlauf des Wärmepumpenbetriebes grün (nur Wärmepumpe) und rot (Wärmepumpe und Heizstab) während der Auswertungsperiode von August bis Dezember 2016.

Bei **Anlage 1** wurden die Einstellungen am Regler der Wärmepumpe vom Benutzer während der untersuchten Periode mehrmals verändert. Im Zeitraum August bis Anfang Dezember 2016 ist der „Standardmodus“ tagsüber (vom Vormittag bis in den frühen Nachmittag) aktiviert, ab Dezember werktags in der Nacht und am Wochenende tagsüber. Außerhalb dieses Zeitfensters ist die Wärmepumpe deaktiviert. Im Zusammenhang mit der Tatsache, dass der Regelungssensor unten im Speicher (TS1_15 %) platziert und eine Hysterese von 5 K eingestellt ist, liegt die Speichertemperatur TS1_15 % zu Beginn des „Standard-Zeitfensters“ im-

mer unter dem Einschaltwert (Sollwert minus Hysterese); somit ist der Beginn des Zeitfensters anhand des Wärmepumpenbetriebes im Rasterdiagramm gut ablesbar. Die Wärmepumpe startet jeweils zu Beginn des „Standard-Zeitfensters“ und ist anschließend für i.d.R. zwei bis sechs Stunden durchgehend in Betrieb.

Die Charakteristik des Wärmepumpenbetriebes (Anzahl der Starts pro Tag, jeweilige Laufzeit, ...) ist sowohl vom Zapfverhalten der Nutzer am jeweiligen Tag als auch der tageszeitlichen Lage des „Standardmodus“ abhängig. Im Folgenden wird der Anlagenbetrieb bei drei unterschiedlichen Einstellungen des "Standard-Zeitfensters" beschrieben.

- Zeitfenster mit Beginn um 7:40/8:40/9:40 Uhr und Dauer von 7 h:
An den meisten Tagen läuft die WP nur einmal am Tag. Grund hierfür ist, dass die Zapfung in der Zeitspanne nach dem Ende des ersten Wärmepumpenbetriebes und vor dem Ende des Zeitfensters (also mittags / (früh)nachmittags), meist gering ist. An rund 30 % der Tagen läuft die WP ein zweites Mal; für einige Minuten (wenn der Start des Wärmepumpenbetriebes kurz vor Ende des Zeitfensters liegt und somit nicht die Speichertemperatur sondern das Ende des „Standard-Modus“ den Betrieb beendet) bis zu 2 h.
- Zeitfenster mit Beginn um 5:40 Uhr und Dauer für 12 h bzw. 9 h (nur an Wochenenden):
Die Wärmepumpe läuft während des Zeitfensters zweimal bis viermal. Verglichen mit dem zuvor beschriebenen Zeitfenster ist dies zum einen durch eine längere Dauer des Zeitfensters begründet als auch durch den früheren Start und u.U. auch „unterstützt“ durch das Zapfprofil des Wochenendes.
- Zeitfenster Abend und Nacht (Beginn um 19:40 bzw. 15:40 Uhr, Ende um 3:40):
Beginnt das Zeitfenster bereits um 15:40, so zapfen die Nutzer i.d.R. nach dem ersten Wärmepumpenbetrieb noch eine relevante Menge Warmwasser; die Wärmepumpe läuft zweimal oder dreimal während des Zeitfensters. Beginnt das Zeitfenster erst um 19:40, so erfolgt meist kein zweiter Wärmepumpenbetrieb.

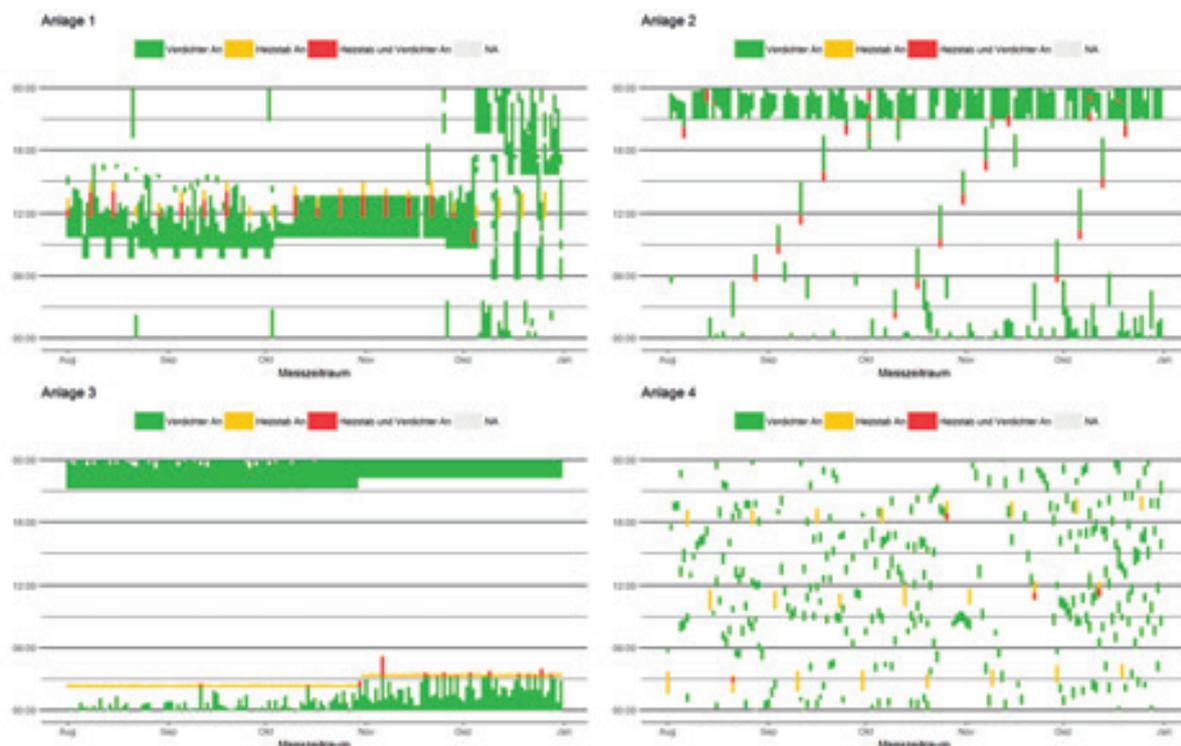


Bild 4: Zeitlicher Verlauf des Betriebes der Wärmepumpe und des Heizstabes in Anlage 1 bis 4

Bei den **Anlagen 2 und 3** ist der Standardmodus während der Nachtstunden aktiviert: 22:00 bis 7:00 Uhr in Anlage 2 und 21:15 bis vermutlich 4:15 Uhr in Anlage 3. Außerhalb dieses Zeitfensters ist der Sollwert um 7 K reduziert (bei Anlage 2) bzw. der Wärmepumpenbetrieb deaktiviert (Anlage 3). Entsprechend der zeitlichen Lage des Standardmodus läuft die Wärmepumpe bei Anlage 3 nur einmal am Tag. Bei Anlage 2 fällt die morgendliche Zapfung meist noch in des „Standard-Zeitfenster“. Jedoch verursacht diese ebenfalls keinen Start der Wärmepumpe, da der Regelungssensor im oberen Bereich des Speichers positioniert ist und das morgendliche Zapfvolumen i.d.R. unter 50 L liegt. (An einigen Tagen tritt ein Wärmepumpenbetrieb in der zweiten Nachthälfte ein).

Die **Anlage 4** zeigt eine deutlich andere Betriebscharakteristik als die Anlagen 1 bis 3. Die Wärmepumpe ist zwei- oder dreimal täglich für rund 1 h in Betrieb (abgesehen von Tagen mit sehr geringem Zapfvolumen oder Tagen mit einer – aufgrund der Legionellenschaltung – erhöhten Speichertemperatur). Hierfür sind zwei Aspekte entscheidend. Zum einen ist der Standardbetrieb über den gesamten Tag aktiviert und zum anderen ist der Regelungssensor im unteren Drittel des Speichers positioniert. Die Wärmepumpe startet bereits nachdem weniger als 30 Liter seit dem Ende der letzten Wärmepumpenbetriebsphase gezapft wurden.

Wärmepumpenlaufzeiten und Speichertemperaturen abhängig der Zapfmengen

Die vier Grafiken in Bild 5 geben einen näheren Einblick in die einzelnen WP-Betriebszyklen (Auswertungszeitraum August bis November 2016). Separat für jede Wärmepumpenanlage ist die Dauer jeder WP-Betriebsphase (rechte y-Achse) in Bezug auf das Trinkwasservolumen, welches seit dem Ende der letzten WP-Betriebsphase gezapft wurde bzw. ggf. (noch) während der betrachteten WP-Betriebsphase gezapft wird (x-Achse), dargestellt. Die Länge der WP-Betriebsphasen zeigt die zu erwartende Korrelation zum Zapfvolumen. Wurde bei den Anlagen z.B. ein Volumen von rund 100 L seit dem Ende des vorherigen WP-Betriebes gezapft, so beträgt die Laufzeit der Wärmepumpe bei diesen Anlagen üblicherweise 3,5 bis 4 Stunden. Abweichung von der Korrelation treten in den WP-Betriebszyklen auf, bei denen der Speicher in der vorherigen WP-Betriebsphase über den Standard-Sollwert hinaus erwärmt wurde (Legionellenschaltung) oder der betrachtete WP-Betrieb vor Erreichen des Sollwertes durch das Ende des „Standardmodus“ beendet wird. Zudem verkürzt der Einsatz des Heizstabes die WP-Laufzeiten.

Ergänzend zu den WP-Laufzeiten ist in den vier Grafiken die Temperatur in unterschiedlichen Speicherhöhen zu Beginn jeder WP-Betriebsphase dargestellt (linke y-Achse). Die Temperatur ist hierbei in Bezug auf das Trinkwasservolumen, welches im Zeitraum zwischen dem Ende der vorherigen und dem Beginn der betrachteten WP-Betriebsphase gezapft wurde, aufgetragen. In den Grafiken lassen sich u.a. erkennen, wie weit die Speicherkapazität „ausgenutzt“ wird (also wie weit die Temperatur sinkt), bevor die Wärmepumpe wieder in Betrieb geht, wie hoch die Temperatur im Bereich des Kondensators zu Beginn des WP-Betriebes ist und inwiefern der obere Speicherbereich noch im Solltemperaturbereich liegt. Bei den Anlagen mit zeitlich eingeschränkt aktiviertem „Standardmodus“ (Anlage 1 bis Anlage 3), können die Temperaturen im unteren und mittleren Speicherbereich während des „Absenk- bzw. Ausmodus“ – abhängig vom Zapfvolumen in diesem Zeitraum - recht weit absinken. In der Folge arbeitet die Wärmepumpe zumindest zu Beginn der WP-Betriebsphase mit einem niedrigen und damit günstigen Temperaturniveau auf der Wärmesenkenseite.

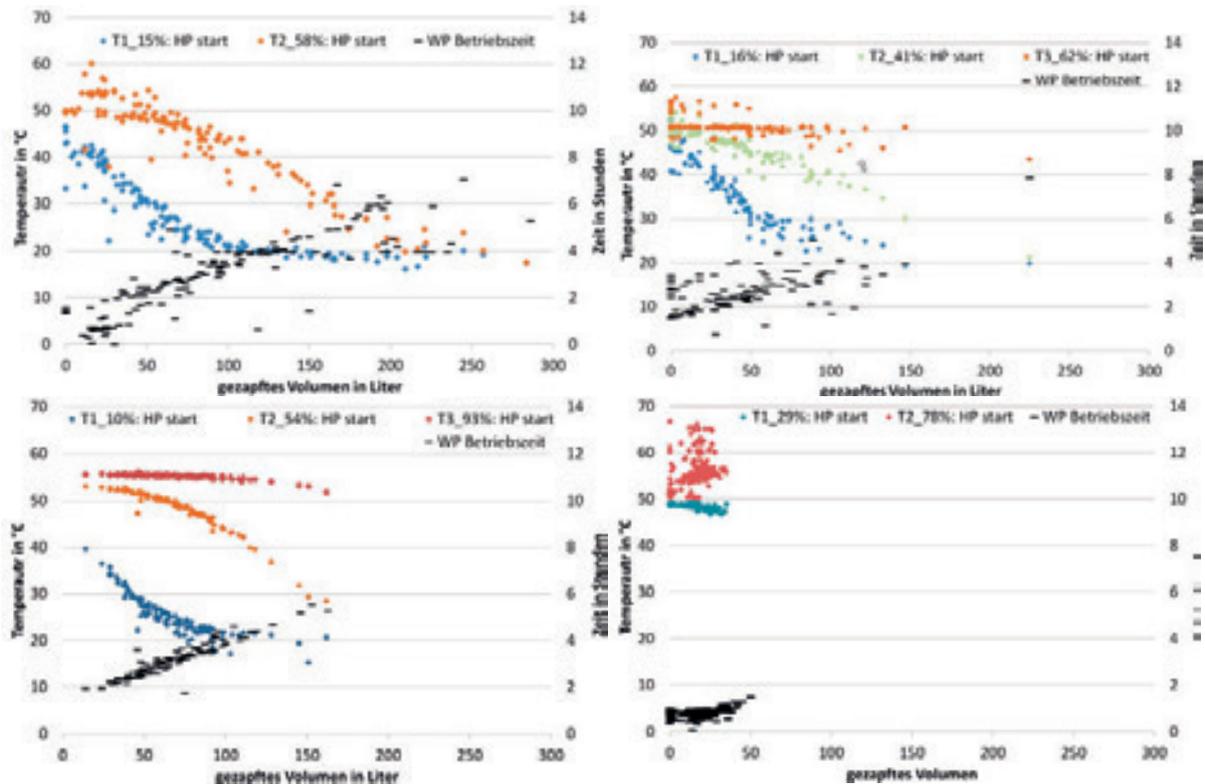


Bild 5: Anlage 1 bis 4 Speichertemperatur in unterschiedlichen Höhen zu Beginn jeder WP-Betriebsphase (linke y-Achse) sowie Laufzeit der Wärmepumpe (rechte y-Achse) bezogen auf das Trinkwasservolumen, welches seit dem Ende der vorherigen WP-Betriebsphase gezapft wurde bzw. ggf. (noch) während der betrachteten WP-Betriebsphase gezapft wird (Speichertemperatur nur auf das vor Beginn der betrachteten Betriebsphase gezapfte Volumen bezogen)

Werden z.B. bei **Anlage 1** rund 100 L während des „Aus-Modus“ gezapft, so liegt bei Beginn des „Standardmodus“ die Speichertemperatur im unteren Bereich (TS1_15 %) bei rund 20 °C und im mittleren Bereich (TS2_58 %) bei rund 45 °C. Im oberen Bereich wird die Temperatur noch im Bereich des Sollwertes liegen. Wenn größere Mengen Wasser gezapft werden, ergeben sich entsprechend niedrige Temperaturen im mittleren und oberen Speicherbereich. Folglich können auch Zapftemperaturen unter 40 °C auftreten. So war bei Anlage 1 z.B. die Dauer des „Standard-Zeitfensters“ von nur 4 Stunden im Oktober / November an vielen Tagen zu kurz, um den Speicher bis auf den eingestellten Sollwert zu erwärmen. Folglich war hier die „nutzbare“ Speicherkapazität geringer als anvisiert und für große Zapfmengen während des „Aus-Zeitfenster“ nicht ausreichend. An einigen wenigen Tagen (mit „vollständiger Speicherladung“) wurden während dem „Aus-Zeitfenster“ (weit) mehr als 200 L gezapft und somit auch die Temperaturen im oberen Speicherbereich (deutlich) reduziert. Einbußen beim Nutzerkomfort (zu geringe Zapftemperaturen) lassen sich durch die – auf das Nutzerprofil angepasste – Wahl von Beginn und Ende des „Standard-Zeitfensters“ vermeiden.

Bei den **Anlagen 2 und 3** ergeben sich – abhängig von den jeweiligen Zapfvolumina – ähnliche Speichertemperaturen während der Auswertungsperiode. Bei beiden Anlagen liegt die Speichertemperatur in Höhe des Anschlusses der Warmwasserleitung jedoch immer über

45 °C, da das während dem „Aus-Modus“ bzw. „Absenkmodus“ gezapfte Volumen (und generell das tägliche Zapfvolumen) hier nie so hoch wie an einigen Tagen bei Anlage 1 ist. Aufgrund des deutlich abweichenden Wärmepumpenbetriebskonzeptes unterscheiden sich die Speichertemperaturen in **Anlage 4** deutlich von denen der anderen Anlagen. Wie oben beschrieben startet die Wärmepumpe stets, wenn die Temperatur im unteren Speicherbereich (TS1_29 %) um 5 K unter den Sollwert fällt. Somit liegt die Temperatur in diesem Bereich zu Beginn des Wärmepumpenbetriebes immer im Bereich von 47,5 °C bis 49,0 °C. Die Wärmepumpe hat damit nicht die Möglichkeit zeitweise mit einer niedrigen Wärmesenktemperatur zu arbeiten.

Effizienz und Speicherverluste

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Analyse der Speicherverluste der Anlage 1 vorgestellt. Während der gewählten Auswertungsperiode (keine Zapfungen; drei Wärmepumpenbetriebszyklen in Reihe; Dauer jeweils 23,9 h) liegt die mittlere oberflächengewichtete Speichertemperatur ($TS_{12_{avg,surf}}$) bei 50,7 °C und die mittlere Raumtemperatur bei 24,5 °C. Bei diesen Randbedingungen ist eine mittlere elektrische Leistungsaufnahme $P_{stand-by}$ von 31 W erforderlich, um die Speicherverluste auszugleichen. Dieser Wert beinhaltet neben dem Energiebezug für den Kompressor und den Ventilator auch den Energiebezug der Regelung während der Auswertungsperiode. Anhand der Temperaturabnahme im Speicher wird eine Wärmeverlustrate von 3.2 W/K ermittelt. Anschließend lässt sich basierend auf der Wärmeverlustrate, den Messwerten der Speicher- und Raumtemperatur durchgehend für die gesamte Messperiode der Speicherverlust abschätzen. Es zeigt sich, dass die Energie, die infolge von Speicherverlusten nicht genutzt wird, in etwa so groß ist wie die Zapfenergie (Nutzenergie), wenn die tägliche Zapfung bei rund 50 L/Tag liegt. An Tagen, an denen rund 150 L/Tag gezapft werden, betragen die Verluste nach dieser Berechnung nicht mehr als ein Viertel der Nutzenergie.

Bild 6 zeigt Werte der Anlageneffizienz „nach Speicher“ $COP_{Anlage,Zyklus}$ (ausgefüllte Rechtecke), die jeweils über einen definierten WP-Zyklus³ ermittelt wurden, in Abhängigkeit von der während dieses WP-Zyklus gezapften Energiemenge. Diese Grafik zeigt den erwarteten Zusammenhang und verdeutlicht einmal mehr den Einfluss der Speicherverluste. $COP_{Anlage,Zyklus}$ beläuft sich auf rund 2,5, wenn in der jeweiligen Periode 5 kWh/Zyklus gezapft wurden. Summieren sich die Entnahmen während des Zyklus nur auf 2 kWh/Zyklus, so ist die Anlageneffizienz mit rund 1,5 deutlich geringer.

³ Ausgewählte Wärmepumpenzyklen erfüllen folgende Kriterien:
Ende Wärmepumpenbetrieb bis Ende folgender Wärmepumpenbetrieb; kein Heizstabbetrieb; Unterschied der Speichertemperatur zu Beginn und Ende weniger als 0,5K; Zyklendauer: mind. 23h, max. 25h

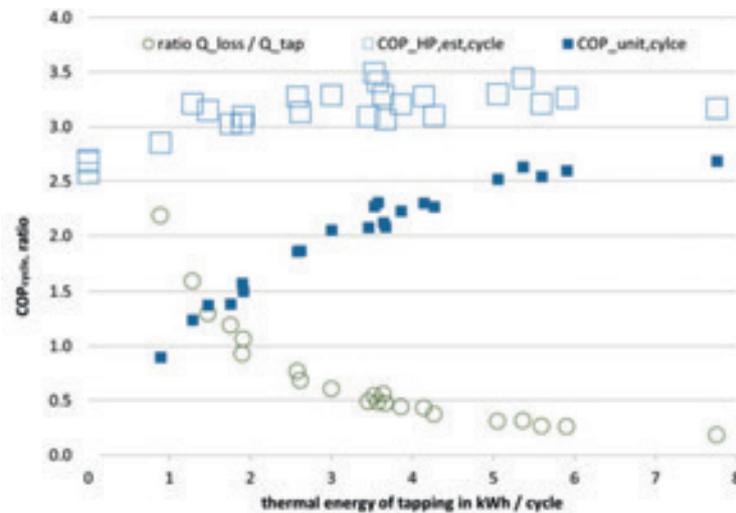


Bild 6: COPAnlage, Zyklus und COPWP,est,Zyklus je Wärmepumpenzyklus

Ergänzend wird ein fiktiver $COP_{WP,est,Zyklus}$ entsprechend der folgenden Formel ermittelt. $COP_{WP,est,Zyklus}$ schätzt die Effizienz allein der Wärmepumpe ab und bezieht sich somit auf die "fiktive" (hier nicht direkt messbare) Bilanzgrenze beim Wärmeübergang von Kondensator zu Speicher.

$$COP_{WP,est,Zyklus} = \frac{Q_{tab} + Q_{loss,est}}{E_{compressor} + E_{fan} + E_{controller}}$$

Die Effizienz der Wärmepumpe „vor Speicher“ ($COP_{WP,est,Zyklus}$) liegt im Bereich von 3,0 und 3,5 (siehe Bild 6); abgesehen von Tagen, an denen sehr wenig Warmwasser gezapft wird. An diesen Tagen mit nur wenig Kaltwassereinfluss in den Speicher, wird die Temperatur im unteren Speicherbereich (in der Höhe des Kondensators) vor dem nächsten Wärmepumpenbetrieb nicht so weit reduziert wie bei größeren Mengen zugeführtem Kaltwassers. Somit ergeben sich für den Wärmepumpenbetrieb nach einer "stärkeren Speicherentleerung" zu Betriebsbeginn günstigere Temperaturbedingungen an der Wärmesenkenseite.

Abschließend sei noch einmal darauf hingewiesen, dass die verwendete Methode zur Ermittlung der Speicherverluste und damit auch von $COP_{WP,est,Zyklus}$ mit nicht unerheblichen Unsicherheiten verbunden ist.

Legionellenschaltung

Bei drei der untersuchten Anlagen ist eine Legionellenschaltung freigegeben und der Speicher wird einmal pro Woche auf 65 °C (Anlage 1 und Anlage 2) bzw. 67,5 °C (Anlage 4) erwärmt. Unterschiede im Anlagendesign und im Regelungskonzept der drei Anlagen bringen unterschiedliche Betriebscharakteristika im der Legionellenschaltung mit sich. Im Wesentlichen sind hier drei Aspekte zu nennen, die einen relevanten Einfluss auf den von der Legionellenschaltung verursachten Energiebezug haben, und sich von Anlage zu Anlage unterscheiden:

- Speichertemperatur zu Beginn der Legionellenschaltung sowie die Endtemperatur
- Speichervolumen, das während der Legionellenschaltung erwärmt wird
- verwendete Wärmeerzeuger (Heizstab und / oder Wärmepumpe)

Bei der **Anlage 1** wird die Legionellenschaltung jeden Montag um 11:40 gestartet. Der Heizstab erwärmt den Speicher auf 65 °C. Im Zeitraum bis Anfang Dezember 2016, in dem der „Standardmodus“ am frühen Vormittag (um 8:40 oder 9:40) aktiviert wurde, ist die Wärmepumpe noch in Betrieb, wenn der Heizstab mit Beginn der Legionellenschaltung eingeschaltet wird (an 15 von 19 Tagen; siehe Bild 4). Folglich ersetzt der Heizstab (unnötiger Weise) einen Teil des Wärmepumpenbetriebes. Wenn der Wärmepumpenbetrieb direkt vor dem Start des Heizstabbetriebes endet, so ist der Heizstab rund 65 Minuten in Betrieb und bezieht rund 1,6 kWh_{el} während das Wasser über dem und um den Heizstab um rund 12 K erwärmt wird (TS2_58 % steigt von 54 °C auf 66 °C). An Tagen, an denen die Wärmepumpe zuvor den Speicher noch nicht bis auf den Sollwert erwärmt hatte, war der Heizstabbetrieb teilweise deutlich länger. So lag der Gesamtenergiebezug des Heizstabes während der Legionellenschaltung in den Monaten Juli bis Oktober 2016 doppelt so hoch als wenn ein optimiertes Regelungskonzept implementiert wäre, bei dem die Legionellenschaltung direkt nach dem Ende des Wärmepumpenbetriebes beginnt. Unter der Annahme⁴ eines COP_{Kompressor,Ventilator} von 2,7 könnte die Arbeitszahl dieses Auswertzeitraumes um rund 6 % verbessert werden. Da im Dezember das Zeitfenster des „Standardmodus“ in die Nacht verlegt wurde, zeigt sich hier eine andere Charakteristik der Legionellenschaltung. Nun ergibt sich keine zeitliche Überschneidung von Heizstab- und Wärmepumpenbetrieb. Jedoch fallen in den Zeitraum zwischen dem Ende des Wärmepumpen- und dem Beginn des Heizstabbetriebes die Zapfungen des Morgens und Vormittages. Bei Beginn des Heizstabbetriebes lag die Speichertemperatur TS2_58 % an den drei Montagen bei 46 °C, 48 °C bzw. 34 °C. Damit war der Energiebezug des Heizstabes zwischen 50 % und 100 % höher als bei einem direkt an das Ende des Wärmepumpenbetriebes anschließenden Legionellenschaltung.

Bei der **Anlage 2** wird die Legionellenschaltung einmal die Woche zu verschiedenen Tageszeiten aktiviert; jeweils 7 Tage und 2 bis 5 Stunden nach dem Beginn der vorherigen Legionellenschaltung (in wenigen Fällen ist der zeitliche Abstand etwas kürzer oder länger als hier angegeben). Zu Beginn der Legionellenschaltung ist die Wärmepumpe ebenso wie der Heizstab in Betrieb; genauer gesagt startet die Wärmepumpe 2 Minuten nach dem Heizstab. Während der Heizstab bei 61 °C (TS3_62 %) ausgeschaltet wird, erwärmt die Wärmepumpe den Speicher bis auf 65 °C. Es liegt kein Grund für dieses Betriebskonzept des Legionellenmodus auf der Hand. Der Heizstab arbeitet während die Speichertemperatur in einem Bereich liegt, welcher von dieser Wärmepumpe auch bedient werden kann. Zudem ist kein Grund offensichtlich, weshalb der Speicher schnell erwärmt werden müsste. Unter Annahme⁵ eines COP_{Kompressor,Ventilator} von 2,0, ließe sich die Effizienz um rund 6% verbessern, wenn der Heizstab während der Legionellenschaltung nicht genutzt würde.

Im Gegensatz zu den anderen Anlagen, bei denen die Speichererwärmung im Rahmen der Legionellenschaltung nur mittels des Heizstabes erfolgt, wird hier der Speicher nicht nur im mittleren und oberen Bereich sondern bis hinab zur Position des Kondensators erwärmt.

Bei der **Anlage 4** wird die Legionellenschaltung alle 160 Stunden (6 Tage und 16 Stunden) aktiviert. Der Heizstab erwärmt den Speicher im Schnitt um 12 K auf 66,5 °C (TS2_54 %). Die Wärmepumpe ist i.d.R. nicht zeitgleich in Betrieb (an 3 von 23 Tagen ergibt sich eine zufällige Überschneidung). Der Energiebezug des Heizstabes liegt im Bereich von 2,1 kWh bis 3,3 kWh; abhängig von der Speichertemperatur beim Start des Heizstabbetriebes. Da bei dieser Anlage der „Standardmodus“ durchgehen aktiviert ist und der Regelungssensor im unteren

⁴ Der hier angesetzte Wert des COP berücksichtigt zwei Anhaltspunkte: Wärmesenktemperatur, die während des zeitgleichen Heizstabes vorhanden ist, und dem für Stillstandperioden (grob) ermittelten COP.

⁵ Dieser Wert ist eine Abschätzung des COPs, der sich unter den Betriebsbedingungen einstellt, die während des zeitgleichen Heizstabbetriebes vorherrschen.

Speicherbereich platziert ist liegt die Temperatur beim Start der Legionellenschaltung im Bereich von 51 °C und 57 °C. Ein Vergleich mit Anlage 1 verdeutlicht den Einfluss der Unterschiede des zu erwärmenden Speichervolumens (siehe Tabelle 3). Hierzu werden bei Anlage 1 die Legionellenschaltungen betrachtet, bei denen keine Überlappung mit dem Wärmepumpenbetrieb auftritt, sondern der Wärmepumpenbetrieb kurz (max. 1 ... 2 Stunden) vorher endet. Die Erhöhung der Temperatur liegt im Mittel in der gleichen Größenordnung, der Energiebezug bei Anlage 4 aufgrund des größeren zu erwärmenden Speichervolumens jedoch rund 60 % höher.

Heizstabbetrieb außerhalb der Legionellenschaltung

Bei zwei der vier Anlagen (Anlage 2 und Anlage 3) ist der Heizstab auch außerhalb der Legionellenschaltung in Betrieb.

Der Heizstab wird bei **Anlage 2** eingesetzt, wenn die Temperatur am Sensor TS3_62 % während des Wärmepumpenbetriebes um 11 K bis 12 K unter den Wärmepumpensollwert sinkt (sei es in Folge von Zapfungen oder von Abkühlung). Innerhalb der Auswertungsperiode August bis Dezember 2016 trat dieser Falls sieben mal ein und der elektrische Energiebezug hierfür beläuft sich auf weniger als 1 % des Gesamtenergiebezuges der Anlage.

Bei der **Anlage 3** ist der Heizstab täglich - meist für einen kurzen Zeitraum von 12 bis 18 Minuten und an wenigen Tagen länger - in Betrieb. Hintergrund: Der Heizstab wird stets 5 Stunden nach dem Start der Wärmepumpe, der auf den Beginn des „Standart-Zeitfensters“ (21:15) fällt, eingeschaltet. An den meisten Tagen endet der Wärmepumpenbetrieb (zwischen einige Minuten bis zu 3 h) vor dem Start des Heizstabes. Der Heizstab erwärmt den Speicher (je nach Abstand zum Ende des Wärmepumpenbetriebes) im Mittel um 1,7 K. An rund 10 % der Tage ist die Wärmepumpe noch in Betrieb, wenn der Heizstab startet, und beide arbeiten dann zeitgleich. Es besteht keine offensichtliche Notwendigkeit für diesen Regelungsansatz: die Wärmepumpe kann den Speicher mit einer angemessenen Betriebsdauer während der Nacht erwärmen. Es wird abgeschätzt, dass die Verbesserung der Anlageneffizienz bei einer Vermeidung dieses Heizstabeinsatzes im Bereich von 10 % liegen könnte.

Elektrische, thermische Energie und Anlageneffizienz

Im folgenden Abschnitt wird die Anlagen-Arbeitszahl (ermittelt über den Zeitraum August bis November 2016) der vier Anlagen gegenübergestellt und in den Kontext der oben untersuchten Einflussfaktoren gesetzt. Zum Zeitpunkt der ersten Analyse-Periode ist die Datenlage nicht bei allen Anlagen ausreichend, um den Wärmeverlustfaktor anlagenspezifisch abzuschätzen (teilweise keine mehrtägigen Perioden ohne Zapfung). Daher wird hier zur Visualisierung der Größenordnung der jeweiligen Speicherverluste ein einheitlicher UA-Wert von 3,2 W/K angesetzt. Dieser basiert auf der Auswertung der Anlage 1.

Bei der Bewertung der in dem folgenden Bild 7 angegebenen Temperaturen ist zu beachten, dass die Sensoren nicht alle in der gleichen Höhe angeordnet sind.

Die Arbeitszahl der **Anlage 1** beläuft sich auf 2,1, den höchsten (besten) Wert der untersuchten Anlagen. Der Warmwasserbezug der Bewohner ist mit einem Durchschnitt von 145 Liter pro Tag deutlich höher als in den anderen Gebäuden. Demnach ist der effizienzmindern Einfluss der Speicherverluste deutlich geringer als bei den anderen Anlagen. Jedoch liegen

die Speicherverluste immerhin bei rund einem Drittel der Energie des gezapften Warmwassers. Ein weiterer Einflussfaktor auf die Effizienz, der bei dieser Anlage etwas bis erheblich besser ist als bei den anderen Anlagen, ist die Speichertemperatur. Die große Menge an gezapftem Warmwasser führt in Kombination mit der gewählten tageszeitlichen Aufteilung von „Standardmodus“ und „Aus-Modus“ zu einem erheblichen Absinken der Speichertemperatur im unteren und mittleren Bereich. Dies ist zum einen günstig für die Effizienz des Wärmepumpenbetriebes und zum anderen zur Reduzierung der Speicherverluste. Der Heizstab hat einen Anteil von 20% am Gesamtenergiebezug der Anlage.

Bei **Anlage 2** ergibt sich für den Auswertungszeitraum eine Arbeitszahl von 1,1. Die im Vergleich zu Anlage 1 deutlich geringe Effizienz ist vorrangig in dem geringeren Zapfvolumen begründet. Der Mittelwert des täglich gezapften Warmwasservolumens liegt bei 54 Liter pro Tag und damit bei knapp 40 % gegenüber Anlage 1. In der Folge liegen die Speicherverluste vermutlich etwas höher als die Energie des gezapften Warmwassers. Zudem ergeben sich aufgrund des geringeren Zapfvolumens im Mittel höhere Speichertemperaturen, auch wenn die maximalen Speichertemperaturen in der gleichen Größenordnung liegen. Bei dieser Anlage ist der Anteil des Heizstabes am Gesamtenergiebezug mit 12 % der geringste unter den untersuchten Anlagen ohne PV-orientierten Betrieb.

Bei **Anlage 3** ergibt sich eine Arbeitszahl von 1,4. Im Mittel liegt das tägliche Zapfvolumen mit 71 Liter pro Tag bei rund der Hälfte von Anlage 1 und rund 30 % über dem von Anlage 2. Neben dem Nutzerverhalten unterscheidet sich Anlage 3 noch in weiteren Punkten von Anlage 1. So wird der Speicher auf rund 5 K höhere Temperaturen erwärmt, was sich mindernd auf die Anlageneffizienz auswirkt. Der elektrische Energieanteil des Heizstabes beläuft sich wie bei Anlage 1 auf 20 %. Die Gründe für den Heizstabbetrieb sind jedoch unterschiedlich. Bei Anlage 3 ist keine Legionellenschaltung aktiviert; der Energiebezug ist auf den (anscheinend überflüssigen) täglichen Heizstabbetrieb zurückzuführen (Erläuterungen siehe oben).

Die Nutzer von **Anlage 4** haben im Vergleich zu den Nutzern der anderen Anlagen den geringsten Warmwasserbedarf (durchschnittlich 37 Liter pro Tag). Dies ist mit den oben beschriebenen Folgen eines ungünstigen Verhältnisses von thermischer Nutzenergie zu thermischer Verlustenergie verbunden. Ein weiterer Effizienz-mindernder Faktor ergibt sich aus dem Regelungskonzept dieser Anlage (Regelungssensor unten im Speicher und konstanter Sollwert über den ganzen Tag). Die damit verbundenen im Vergleich zu den anderen Anlagen höheren Speichertemperaturen im unteren und mittleren Bereich bringen Minderungen der Effizienz der Wärmepumpe und Steigerungen der Speicherverluste mit sich.

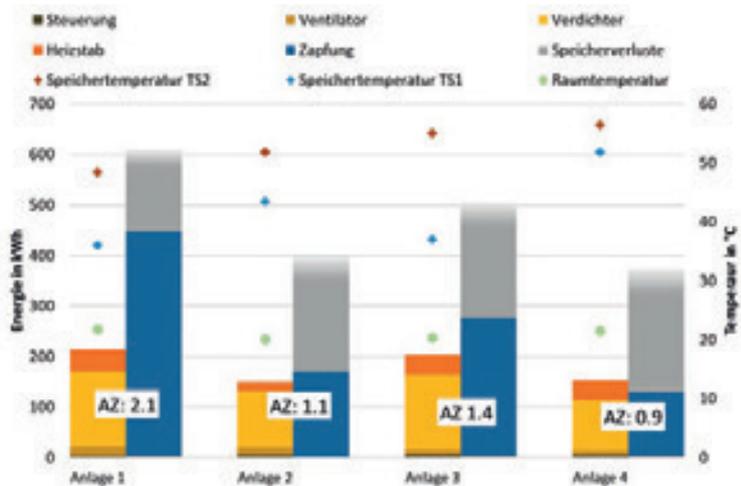


Bild 7: Arbeitszahl, thermische und elektrische Energie sowie mittlere Temperaturen (Auswertungszeitraum: 1.8.2016 – 30.11.2016)

Danksagung

Die im Rahmen dieses Beitrages vorgestellten Arbeiten wurden durch das Bundesamt für Energie finanziert. Der vollständige Abschlussbericht zum Projekt sowie eine französische Übersetzung dieses Konferenzbeitrages als Zusammenfassung stehen auf der Webseite von EnergieSchweiz und auf der BFE Homepage unter Umgebungswärme zur Verfügung.

www.energieschweiz.ch

www.bfe.admin.ch/themen/00490/00502/index.html?lang=de&dossier_id=03725

Quellen

- [1] Feldtest von fünf Warmwasser Wärmepumpen, Zwischenbericht, Energie Schweiz, Bern 2017
- [2] EN 16147 Heat pumps with electrically driven compressors - Testing and requirements for marking of domestic hot water units, EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION, Brussels 2016

Peter Hubacher, Ressortleiter QS, Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz FWS
Hubacher Engineering, Engelburg

Stichprobenkontrollen an nicht WP-System-Modul-Anlagen

Zusammenfassung

Dieses BFE-Projekt soll zeigen, wie die Anlagen im Durchschnitt verbaut werden und was für Schwachpunkte es gibt, die in Zukunft verbessert oder vermieden werden können. Es wurden insgesamt 106 Anlagen besucht und kontrolliert. Davon waren 75 Wärmepumpenanlagen und 31 Öl- oder Gasfeuerungsanlagen, die in vier Regionen der Schweiz (Ostschweiz, Mittelland, Westschweiz und Tessin) stehen, in diese Untersuchung einbezogen worden.

Die Untersuchung zeigt klar auf, dass die Qualität der Anlagen nicht optimal ist. Es gibt Schwerpunkte, die man verändern muss, um die Anlagen effizienter zu machen. Dies ist einerseits im Interesse der Anlagenbesitzer, die günstige Betriebskosten erwarten, aber andererseits ist die Effizienzsteigerung von Wärmepumpen, aber auch fossilen Anlagen, im öffentlichen Interesse, da der Stromkonsum günstiger ausfällt und der CO₂-Ausstoss (Klimaerwärmung) reduziert wird.

Wie aus der Analyse hervorgeht, können die meisten Mängel relativ einfach behoben, resp. vermieden werden. Sämtliche hydraulischen Mängel können bei der Montage ohne zusätzlichen Aufwand erfüllt werden und alle regeltechnischen und betrieblichen Mängel sind durch die optimalere Einstellung und Einregulierung sogar nachträglich zu erfüllen.

Résumé

Ce projet de l'OFEN vise à montrer comment les systèmes sont installés et quelles en sont les faiblesses afin de pouvoir, à l'avenir, les améliorer et même les éviter. Au total, 106 installations ont été visitées et contrôlées dont 75 équipées de pompes à chaleur et 31 avec des chaudières à gaz ou à mazout. Ces contrôles ont été effectués dans quatre régions de la Suisse dont la partie Est de la Suisse allemande, la Suisse romande ainsi que le Tessin.

L'étude révèle clairement que la qualité des installations de chauffage n'est pas optimale. Il y a des points essentiels à respecter afin de rendre les installations plus performantes. Ceci dans l'intérêt du client final qui attend des coûts d'exploitation aussi faible que possible. L'efficacité des pompes à chaleur mais aussi des installations utilisant des combustibles fossiles doit également être maximisée dans un intérêt public, afin de réduire la consommation globale d'électricité mais aussi les émissions de CO₂ dans le but de limiter le réchauffement climatique.

Comme on peut le constater au travers de l'analyse, la plupart des défauts peuvent être relativement facilement corrigés ou évités. Les défauts hydrauliques peuvent être résolus lors de l'installation sans effort supplémentaire et toutes les lacunes techniques et opérationnelles régulières doivent être écartées par des réglages optimaux et adapté, même effectués ultérieurement.

1. Ausgangslage

Die Feldkontrollen dienen auch zur Verifikation des Effizienzsteigerungspotenzials und zur Untermauerung des CO₂-Emissionsreduktionspotenzials bei Wärmeerzeugungsanlagen, welches im Bericht im Auftrag des Bundesamtes für Energie vom Januar 2016 „Potenzialabschätzung von Massnahmen im Bereich der Gebäudetechnik“ beschrieben ist.

Im Weiteren gibt das vorliegende Projekt Aufschluss zu den Aussagen des Berichtes, welcher ebenfalls vom Bundesamt für Energie in Auftrag gegeben wurde „Instrumente zur Umsetzung von Effizienzmassnahmen in der Gebäudetechnik“ vom 25. Oktober 2016. In diesem Bericht werden explizit fehlendes Know how in der Planung und Installation von Gebäudetechnikanlagen adressiert. Die Feldkontrollen, die durchgeführt werden, beleuchten die Aussagen der Interviewpartner der Studie.

2. Projektbearbeitung

Insgesamt wurde gemäss dem BFE-Projekt ein Anlagensample von 100 Anlagen besucht und nach einem herausgearbeiteten Standard analysiert. Die Auswahl der Anlagen erfolgte aufgrund von Listen, der kantonalen Stellen. Die definitive Auswahl erfolgte nach dem Zufallsprinzip, wobei es viele Adressen gab, die nicht erreichbar waren oder die Besitzer keine solche Kontrolle wünschten.

Es konnten insgesamt 106 Anlagenchecks ausgeführt werden. Da die Detailanalyse erst nach dem Abschluss der Feldkontrollen durchgeführt wurde, konnte ein genauerer Überblick erst im Anschluss an die Feldkontrollen gewonnen werden. Die Feldkontrollen sind zwischen Dezember 2016 bis Ende April 2017 erfolgt.

Tabelle 1: Durchgeführte Anlagencheck nach Regionen

	Ostschweiz	Mittelland	Westschweiz	Tessin	total
Luft/Wasser-WP	12	10	13	2	37
Sole/Wasser-WP	16	9	11	2	38
Ölheizung	9	2	3	1	15
Gasheizung	10	2	4		16
Total	47	23	31	5	106

Es zeichnete sich sehr früh ab, dass es kaum Anlagen gibt, die wirklich einwandfrei erstellt sind und/oder richtig betrieben werden. Des Öfteren sind beide Schwerpunktthemen, Anlagekonzeption und Betriebsvorgaben, nicht komplett erfüllt, sodass die Mängel zu Beanstandungen führen.

Der Anlagencheck wurde direkt mit dem Besitzer abgesprochen. Dabei wurde darauf geachtet, dass der/die Besitzer/in beim Anlagencheck anwesend ist. Der Anlagencheck wird aufgrund eines zwei- bis dreiseitigen Anlagenprotokolls durchgeführt. Die Schwerpunkte sind: Gebäudezustand, Baujahr, Hydraulik, eingesetzte Komponenten (Wärmeerzeuger und Boiler), Inbetriebnahme, Betriebsstunden und Schalthäufigkeit, Energieverbrauch (sofern verfügbar), Reglereinstellungen (Heizkurve, Heizgrenze, etc.), Erfüllung gesetzliche Vorgaben (Leitungsisolierungen, Kältemittelvorgaben, etc.).



*Bild 1: Heiz- und Warmwasserleitungen
nicht isoliert*



Bild 2: Überströmventil nicht einreguliert

3. Analyse der Anlagenchecks

Sämtlichen Anlagenchecks wurden während der Heizperiode durchgeführt. Damit konnte anlässlich des Anlagenbesuchs mehrheitlich auch der Betrieb der Wärmeerzeugung direkt kontrolliert und beurteilt werden. Die Erkenntnisse, bei einem Anlagencheck, wurden je in einem Kurzbericht festgehalten. Jeder Anlagenbesitzer erhält diesen Kurzbericht, sodass er sich selbst ein Bild über seine Anlage machen kann. Des Weiteren wird für Mängel, resp. nicht richtig verbaute Anlagenteile und/oder Einstellungen, etc. eine Empfehlung für die Richtigestellung abgegeben.

Der Überblick über die erhobenen Anlagedaten zeigt in Bezug auf die Gebäudehülle, dass bei einer grossen Anzahl der Gebäude (44%) die Fenster ersetzt wurden und immerhin noch bei 27% die Gebäudehülle saniert wurde. Dies zeugt doch davon, dass das Bewusstsein der Gebäudebesitzer etwas zur Reduktion des Primärenergieverbrauchs beizutragen vorhanden ist. Bei zwei Dritteln der Gebäude konnte die spezifische Heizleistung erfasst und beurteilt werden. Der Mittelwert liegt bei $q_h \approx 43 [W/m^2]$ und die mittlere Heizleistung bei $Q_h \approx 8.5 [kW]$.

Die Gebäude mit zusätzlichen Solaranlagen sind weniger bedeutend. Thermische Solaranlagen waren bei 8 Gebäuden (7.5%) und Photovoltaikanlagen bei 7 Gebäuden (6.6%) vorgefunden worden.

Tabelle 2: Überblick über die Anlagenchecks nach Regionen und vorgefundene Mängel

	Ostschweiz		Mittelland		Romandie		Tessin		gesamte Schweiz	
	GL, TG, SG, AR, AI, ZH		SO, BS, BE		FR, GE, JU, VD, VS		TI			
	WP LW + SW	Gas, Heizöl	WP LW + SW	Gas, Heizöl	WP LW + SW	Gas, Heizöl	WP LW + SW	Gas, Heizöl	WP LW + SW	Gas, Heizöl
Kontrollierte Anzahl Anlagen	28	19	19	4	24	7	4	1	75	31
Gebäude und Zusatzinstallationen										
Fensterersatz	25	7		1	10	2	2		37	10
Gebäudehüllensanierung	13	3			8	3	2		23	6
Heizkörperersatz	1				1				2	
Thermische Solaranlage vorhanden	2		1			4	1		4	4
Photovoltaikanlage vorhanden	5	1			1				6	1
Vorgefundene Mängel										
Heizleitungen unisoliert	6	9	12	1	10	6	1	1	29	17
Warmwasserleitungen unisoliert	2	3	4	1	4	1		1	10	6
WW-Syphon nicht ausgeführt	11	4	12		9	5	2	1	34	10
Wärmeerzeugung überdimensioniert	6		4		13	1			23	1
Wärmeerzeuger taktet stark (\varnothing 15min)	8	2	5	1	6	1			19	4
Speicheranschluss falsch	16		5		6		1		28	
Überströmventil bei ERR fehlt					6				6	
Heizgrenze falsch eingestellt (20°C)	4	8			3		3		10	8
Heizkurve falsch (überhöht) eingestellt	9	8		1	7	1	2		18	10
EWS nicht nach SIA 384/6 dimensioniert	1				1				2	
Wartungsheft Kälte fehlt	1				11				12	
Nachtabsenkung (ΔT zu gross)	10	13			2		1		13	13
Schallprobleme behoben					3				3	

Die wichtigsten vorgefundenen Mängel sind in der Tabelle 2 zusammengestellt, wobei diese in allen vier Regionen mehr oder weniger im gleichen Rahmen festgestellt wurden. Den Schwerpunkt bilden die nicht isolierten Heizungs- und Warmwasserleitungen. Des Weiteren sind auch die nicht siphonierten Warmwasserabgänge ab Warmwasserspeicher (Boiler) zu erwähnen. Auch die Heizungsspeicheranschlüsse beim Vorlauf sind nicht nach dem heute bekannten Stand der Technik ausgeführt. Wenn mit dem Vorlauf hydraulisch über den Speicher gefahren wird, ist die Vorlauftemperatur, je nach Qualität der Speicherkonstruktion zwischen 2-6K tiefer, sodass die benötigte Heiztemperatur ab Wärmepumpe entsprechend höher gefahren werden muss (pro 1K höhere Vorlauftemperatur sinkt die Effizienz der WP um 2-2.5%). Die Dimensionierung der Wärmeerzeuger, insbesondere der Wärmepumpen, ist ebenfalls ein negativer Punkt, der die Effizienz reduziert, weil die Schalthäufigkeit deutlich zunimmt. Dazu kommt dann noch, dass bei fast 25% der untersuchten Wärmepumpen die Regelung der Wärmeerzeugung schlecht eingestellt ist, sodass die Wärmepumpe viel zu kurze Laufzeiten hat, welches sich wiederum mit hohen Taktraten manifestiert.

Weitere Mängel, die zu einer schlechteren Effizienz der Wärmeerzeugung führen, sind viel zu hoch eingestellte Heizgrenzen (bspw. 20-22°C), sodass der Heizbetrieb über den ganzen Sommer läuft. Bei einer Heizgrenze von 16 bis max. 17°C (meistens Tagesmitteltemperatur) wird die Heizung über die Sommermonate ausgeschaltet.

Die Heizkurve war ebenfalls bei über 25% der besuchten Anlagen überhöht eingestellt. Dies konnte zum Teil in Zusammenarbeit mit den Anlagenbesitzern direkt behoben werden. Dazu gehört auch die richtige Einstellung der Nachtabsenkung. Oft wurden auch hier extreme Werte, wie bspw. 4K oder noch mehr Absenkung angetroffen. Dies Häuser kühlen dann über Nacht zu stark aus und das Energiemanko muss dann am Morgen wieder produziert werden.

Tabelle 3: Hochrechnung der Verlustsituation über die vorgefundenen Mängel

festgestellte Mängel	Anzahl Anlagen			Nutzenergieverlust		
	WP	Öl/Gas	%	WP kWh/a	Öl/Gas kWh/a	total kWh/a
Heizleitungen unisoliert	29	17	8	48'256	43'520	
Warmwasserleitungen unisoliert	10	6	5	10'400	9'600	
WW-Syphon nicht ausgeführt	34	10	4	28'288	12'800	
Wärmeerzeugung überdimensioniert	23	1	8	38'272	2'560	
Wärmeerzeuger taktet stark (ΔE 15min)	19	4	10	39'520	12'800	
Speicheranschluss falsch	28		6	34'944		
Überströmventil bei ERR fehlt	6		4	4'992		
Heizgrenze falsch eingestellt (20°C)	10	8	10	20'800	25'600	
Heizkurve falsch (überhöht) eingestellt	18	10	5	18'720	16'000	
Nachtabsenkung (ΔT zu gross)	13	13	3	8'112	12'480	
Gesamtverluste des Anlagensampels				252'304	135'360	387'664
Mittlere Nutzenergieproduktion pro Anlage				20'800	32'000	
Mittlere Nutzenergieproduktion für alle Anlagen				1'560'000	992'000	2'552'000
Verluste pro Anlage in %				16.17	13.65	15.19

In der Tabelle 3 wurde versucht die angetroffenen Mängel energetisch zu gewichten, sodass daraus eine Übersicht über die mittleren Verluste des gesamten Anlagensampels erstellt werden konnte.

Interessanterweise kam dabei heraus, dass die Verluste insgesamt im Bereich von 14-16% liegen. Dies wurde bereits bei den Feldanalysen für das BFE festgestellt, die in den letzten 20 Jahren durchgeführt wurden. Aus diesen Erkenntnissen wurde die Einsparung durch den Einbau eines Wärmepumpensystemmoduls definiert, welche mit ca. 15% angegeben wird.

4. Erkenntnisse und Interpretation

Die Besitzer sind weitgehend zufrieden mit den eingekauften Anlagen. Über die technischen Belange, wie eine solche Wärmeerzeugungsanlage richtigerweise gebaut wird und wie sie funktionieren sollte, sind sie ja kaum informiert.

Der Gesamteindruck der Anlagenbegutachter ist sehr durchzogen und kann niemals als gut oder ziemlich gut bezeichnet werden, knapp durchschnittlich würde besser passen.

Die Anlagen sind oft nicht nach dem heute bekannten Stand der Technik gebaut. Die Speicher werden noch immer mit dem altbekannten Vierpunktsystem angeschlossen, d.h. mit dem Vorlauf wird über den Speicher gefahren. Bei den Kleinanlagen mit mehrheitlich einfachen Speichern verliert die Temperatur im Vorlauf 2-4K, im Extremfall bis 6K. Dies ist speziell bei Wärmepumpenanlagen schlecht, da man die Vorlauftemperatur deswegen anheben muss und man pro 1K grösseren Temperaturhub 2-2.5% Effizienzverlust hinnehmen muss.

Nicht oder schlecht eingestellte Überströmventile führen zu sehr kurzen Laufzeiten pro Einschaltung, welches sich wiederum negativ auf die Effizienz der Wärmepumpen auswirkt und dazu noch die Lebensdauer der Wärmepumpen reduziert. Dieser Fehler wird ebenfalls immer wieder angetroffen.

Bei den Trinkwarmwasserboilern ist bei rund der Hälfte aller Anlagen kein Thermosiphon eingebaut. Das in der Warmwasserleitung zu den Zapfstellen geführte Trinkwarmwasser beginnt innerhalb des Leitungsrohres zu zirkulieren, wenn kein Warmwasser verbraucht wird. An der Rohrwandung kühlt sich das Wasser ab und beginnt zufolge Schwerkraft an der Rohrwand abzusinken. Dies führt im Innern des Rohrquerschnitts zur Gegenströmung nach oben. Mit einer Schwerkraftunterbrechung (Thermosiphon) kann diese unerwünschte Zirkulation, die den Speicherinhalt durchmischt, verhindert werden.

Ein grosses Thema ist auch die Reglereinstellung der Anlagen. Es wurden falsch eingestellte und deutlich überhöhte Heizkurven gefunden, welche ebenfalls bei Wärmepumpen zu zusätzlichen Effizienzverlusten führen. Weiter sind die Heizgrenzen oft viel zu hoch eingestellt.

Normal wäre ein Einstellwert von 16 bis max. 17°C richtig. Es wurden jedoch bei mehreren Anlagen Einstellwerte von 20-22°C vorgefunden. Bei diesen Einstellwerten wird die Heizung über den ganzen Sommer praktisch kaum ausgeschaltet und verweilt im Standby-Modus.

Als weiteren wichtigen Punkt sind die Leitungsisolationen zu erwähnen. Bei rund 50% aller kontrollierten Anlagen wurden hier Mängel festgestellt. Auch bestehende Leitungen, die weiterverwendet werden, wurden nicht isoliert. Derweil gemäss Energieverordnung MuKEn2008 die wärmeleitenden Leitungen im Kellergeschoss (Heizungs- und Warmwasserleitungen) Vorschriftsgemäss isoliert sein müssen.

Die Anlagenbesitzer/Betreiber bemängeln oft die Bedienerfreundlichkeit der Regler auf den Wärmeerzeugern, welche für eine optimale Einstellung wichtig wäre. Dazu gehören ein einfaches Handling für die Einstellung der Heizkurve, der Heizgrenze, Komforteinstellung Raumtemperatur und Nachtabsenkung. Ebenfalls sollte es möglich sein, dass auf dem Display die Betriebsstunden und die Schalzhäufigkeit vorgefunden werden. Tw. sind diese Informationen auf der Serviceebene «versorgt».

Nebst den erkannten Mängeln wurden im Gespräch mit den Anlagenbesitzern auch weitere ins gleiche Thema gehörende Informationen aufgenommen. So wurde einem Bauherrn vom Fachberater abgeraten eine Wärmepumpenanlage einzubauen, sodass er sich dann wieder für eine fossile Wärmeerzeugungsanlage entschlossen hat.

Die Anlagenbesitzer begrüsst den Besuch und waren froh, dass sie von neutraler und kompetenter Stelle die Anlage und insbesondere den Heizungsregler nochmals instruiert bekamen, sowie ihre Fragen beantwortet wurden.

Danksagung

Die im Rahmen dieses Beitrages vorgestellten Arbeiten wurden durch das Bundesamt für Energie finanziert. Der vollständige Abschlussbericht zum Projekt sowie eine französische Übersetzung dieses Konferenzbeitrages als Zusammenfassung stehen auf der Webseite von EnergieSchweiz und auf der BFE Homepage unter Umgebungswärme zur Verfügung.

www.energieschweiz.ch

www.bfe.admin.ch/themen/00490/00502/index.html?lang=de&dossier_id=03725

Quellen

- [1] P. Hubacher, M. Erb, M. Ehrbar: FAWA-Schlussbericht BFE: Feldanalysen von Wärmepumpenanlagen FAWA, 1996-2003 Schlussbericht April 2004
- [2] P. Hubacher, Experte M. Ehrbar: QS-WP/QP: Qualitätssicherung von Klein-Wärmepumpen mittels Norm- und Feldmessungen, Teilprojekt Langzeitverhalten 2007-2008, Schlussbericht 2008

- [4] P. Hubacher: QS-WP/QP: Fortsetzung des Feldmonitorings von WP-Anlagen mittels Feldmessungen, Teilprojekt Langzeitverhalten 2008-2011, Schlussbericht 2011
- [3] P. Egli, P. Hubacher, G. Guggenheim: Qualitätssicherung Wärmepumpenanlagen, Vollzugskontrolle 2011; Schlussbericht 2012

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 Programme (neu HPT) IEA-Wärmepumpenprogramm
HPT	IEA Technology Collaboration Programme on Heat Pumping Technologies
Hzg.	Heizung
IEA	International Energy Agency
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

Leiterin des BFE-Forschungsbereichs Wärmepumpen und Kälte

Dr. Carina Alles
Sektion Energieforschung
Bundesamt für Energie
Postfach
CH-3003 Bern
Tel. 031 322 49 06
carina.alles@bfe.admin.ch

Leiterin des BFE-Marktbereichs Wärmepumpen

Rita Kobler
Sektion Erneuerbare Energie
Bundesamt für Energie
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)

Leiter des BFE Forschungsprogramms Wärmepumpen und Kälte

Stephan Renz
Beratung Renz Consulting
Elisabethenstrasse 44
CH-4010 Basel
Tel. 061 271 76 36
renz.btr@swissonline.ch

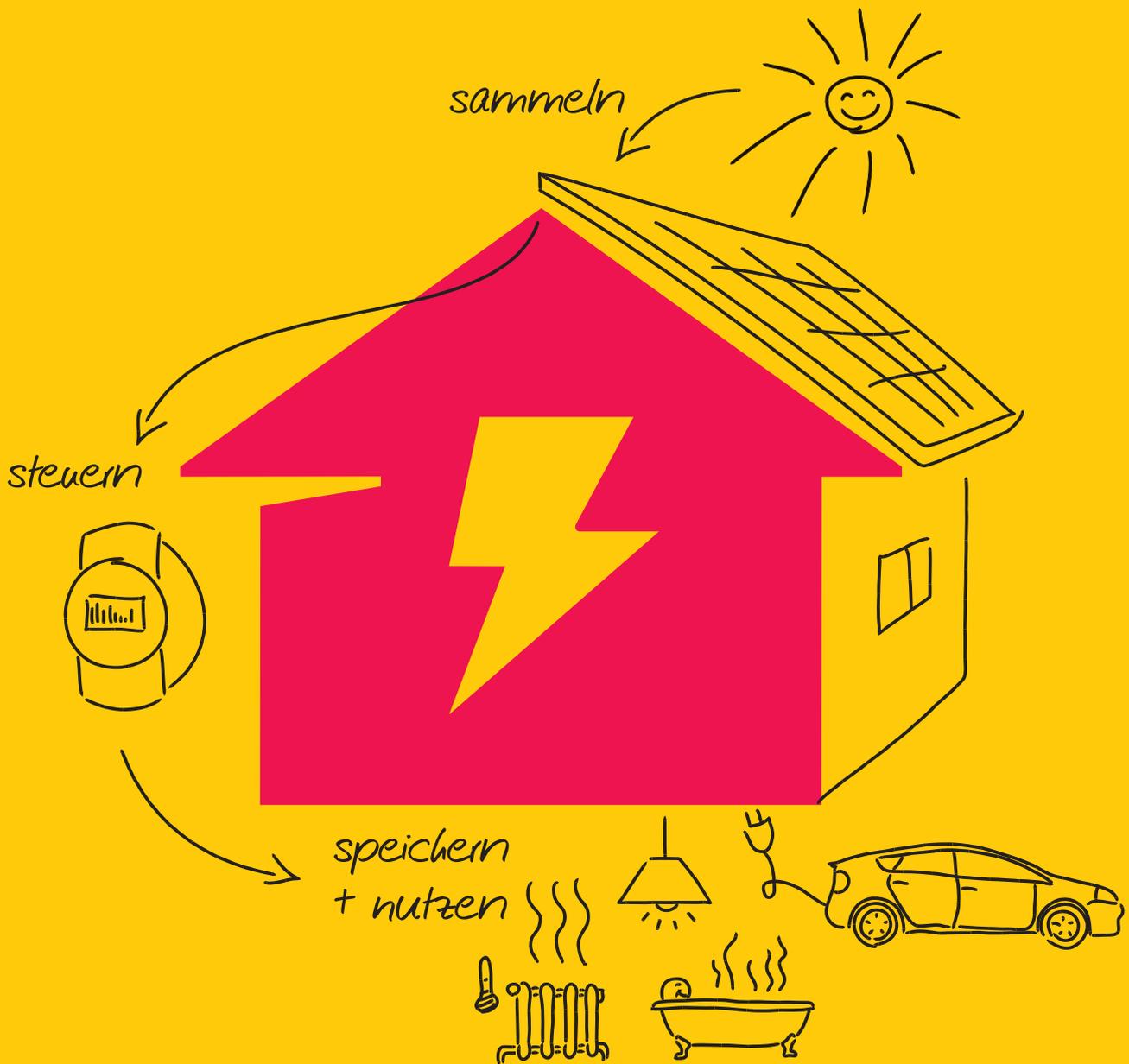
Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz FWS

Stephan Peterhans, Geschäftsführer, stephan.peterhans@fws.ch
Claudia Müller, Informationsstelle Wärmepumpen, claudia.mueller@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.c

Wer steuert die Sonne?



Sie, dank der intelligenten Energielösung Home Energy!

Home Energy ermöglicht es Ihnen, Ihr Eigenheim mit selbst produziertem Solarstrom zu versorgen. Herzstück von Home Energy ist die intelligente Steuerung Solar-Log™. Damit können Sie die Stromflüsse Ihrer Fotovoltaikanlage nicht nur analysieren, sondern auch steuern.

Mehr Informationen unter: www.bkw.ch/home-energy

ENERGIE FÜR MORGEN

BKW