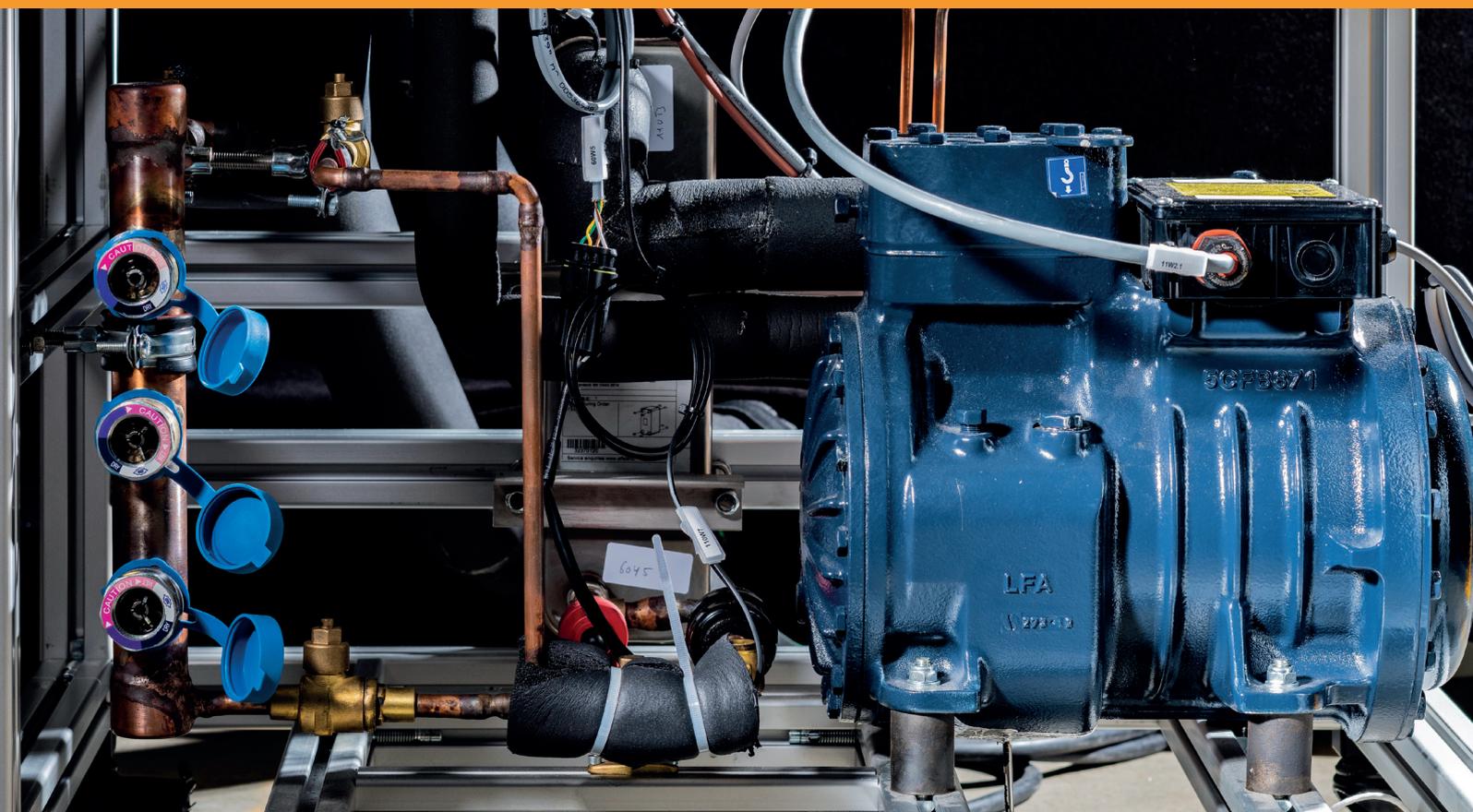


News aus der Wärmepumpen-Forschung

Wärmepumpen für Beheizung und Kühlung
Standardlösungen für grosse Gebäude
Trocknungs- und Batch-Prozesse

Mittwoch, 23. Juni 2021, als Livestream aus dem Auditorium
der BFH Berner Fachhochschule, Burgdorf



27. Tagung des Forschungsprogramms
Wärmepumpen und Kältetechnik
des Bundesamts für Energie BFE



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Bundesamt für Energie BFE

News aus der Wärmepumpen-Forschung

Wärmepumpen für Beheizung und Kühlung
Standardlösungen für grosse Gebäude
Trocknungs- und Batch-Prozesse

Tagungsband zur
27. Tagung des Forschungsprogramms
Wärmepumpen und Kältetechnik

23. Juni 2021
BFH Berner Fachhochschule
Burgdorf

Herausgeber
Bundesamt für Energie (BFE)



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Bundesamt für Energie BFE

Impressum

Datum: Juni 2021

Bundesamt für Energie BFE, Forschungsprogramm Wärmepumpen und Kältetechnik
Mühlestrasse 4, CH-3063 Ittigen
Postadresse: CH-3003 Bern

www.bfe.admin.ch

Bezugsort der Publikation:

www.bfe.admin.ch/forschung-waermepumpen-und-kaeltetechnik

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren der Beiträge verantwortlich.

Titelbild: Butan-Wärmepumpe im Labor der HEIG-VD

Vorwort

News aus der Wärmepumpen-Forschung

Der Tagungsband ist ein fester Bestandteil der jährlichen BFE-Wärmepumpentagung. Er ermöglicht allen Interessierten, sich vor und nach der Tagung vertieft mit der Materie auseinanderzusetzen und auch später Informationen nachschlagen. Damit liefert er einen Zusatznutzen, der den Anlass auszeichnet. Der Nutzen wird noch verstärkt, wenn die Tagung wie jetzt in der Zeit der «Corona-Pandemie» virtuell stattfinden muss. Das Erstellen des Tagungsbands erfordert einen erheblichen Aufwand, insbesondere von den Autoren und Autorinnen. Das Thema ihrer Präsentation muss ausgewogen, verständlich, umfassend und überprüfbar auf einer begrenzten Anzahl Seiten dargelegt werden. Ihnen gebührt deshalb ein grosser Dank.

Mit den Beiträgen für die 27. Ausgabe der Tagung konnten wir wiederum eine interessante Dokumentation zusammenstellen. Diese beginnt mit einem Blick in die Zukunft, wo der Kühlbedarf auch in unseren Breiten eine zunehmende Bedeutung erhalten wird. Eine reversible CO₂-Wärmepumpe in einem Grossgebäude, die im nachfolgenden Bericht präsentiert wird, ist eine effiziente Lösung dafür. Für die Herausforderungen, die der Einsatz von Wärmepumpen in Mehrfamilienhäusern bietet, werden geeignete hydraulische Standard-Schaltungen vorgestellt. In einem weiteren Beitrag wird gezeigt, wie in Areal-Überbauungen mit Wärmepumpen auch ohne elektrische Speicher ein hoher Eigenverbrauch erreicht werden kann. Spannend sind auch die Ergebnisse einer internationalen Projektgruppe, die eine «Comfort Climate Box» entwickelt. Ebenso interessant ist zu erfahren, wie eine mit Butan betriebene Niederhub-Wärmepumpe im Gebäude genutzt werden könnte. In der Industrie liegt ein mit Wärmepumpen aktivierbares Energiesparpotential brach. Zwei Beiträge zeigen dazu vielversprechende und multiplizierbare Lösungen auf.

Wir wünschen Ihnen eine interessante Lektüre!

Carina Alles & Stephan Renz
für das Forschungsprogramm Wärmepumpen und Kältetechnik
am Bundesamt für Energie BFE

Avant-propos

Nouvelles de la recherche sur les pompes à chaleur

Les actes de conférence font partie intégrante du symposium annuel de l'OFEN sur les pompes à chaleur. Ils permettent à toutes les personnes intéressées de traiter le sujet en détail avant et après le symposium et de rechercher des informations ultérieurement. Ils apportent donc un avantage supplémentaire qui distingue l'événement. L'avantage est d'autant plus grand que le symposium doit se tenir en ligne, aujourd'hui à l'heure de la pandémie de covid-19. La préparation des actes de conférence exige un effort considérable, notamment de la part des auteurs. Le sujet de leur exposé doit être présenté de manière équilibrée, compréhensible, complète et démontrable sur un nombre limité de pages. Toutes et tous méritent donc un grand merci.

Avec les contributions pour la 27^e édition du symposium, nous avons pu une fois de plus compiler une documentation intéressante. Celle-ci commence par un regard sur l'avenir, où le besoin de refroidissement deviendra de plus en plus important, même sous nos latitudes. Une pompe à chaleur réversible au CO₂ dans un grand bâtiment, présentée dans le rapport suivant, est une solution efficace à cet égard. Des circuits hydrauliques standard adaptés sont présentés pour relever les défis posés par l'utilisation de pompes à chaleur dans les immeubles locatifs. Une autre contribution montre comment il est possible d'atteindre une autoconsommation élevée dans des bâtiments de grande superficie équipés de pompes à chaleur, même sans stockage électrique. Les résultats d'un groupe de projet international développant une « confort climate box » sont également passionnants. Il est également intéressant de savoir comment l'on pourrait utiliser une pompe à chaleur à faible consommation alimentée au propane dans un bâtiment. Dans l'industrie, il y a un potentiel d'économie d'énergie grâce aux pompes à chaleur qui reste inexploité. Deux articles présentent des solutions prometteuses et multipliables.

Nous vous souhaitons une lecture intéressante !

Carina Alles & Stephan Renz

Pour le programme de recherche Pompes à chaleur
et froid de l'Office fédéral de l'énergie OFEN

Inhaltsverzeichnis

Is cooling the future of heating? Heat pumps can do both! Thibaut Abergel, International Energy Agency	7
Reversible CO₂-Wärmepumpe für Beheizung und Klimatisierung von modernisierten Grossgebäuden Jonas Schönenberger, Frigo-Consulting AG / Markus Birrer, Migros	19
Schémas et simulations de systèmes avec PAC sur l'air dans les immeubles résidentiels collectifs Guillaume Cuvillier, CSD Ingénieurs SA	31
A digital revolution for the built environment? New business models for heat pumps Thomas Nowak, European Heat Pump Association EHPA	45
Eigenverbrauchsoptimierung von Wärmepumpen im Areal über moderne Schnittstellen David Zogg, Smart Energy Engineering GmbH	49
Optimal integration of heat pumps and storage systems: Comfort and Climate Box Paul Friedel, Business Development Holland	65
Integration von Wärmepumpen mit Solarkomponenten Carsten Wemhöner, Ostschweizer Fachhochschule	75
Medium Evaporating Temperature and High Efficiency Butane Heat Pump Enrico Da Riva, Haute Ecole d'ingénierie et de Gestion du Canton de Vaud	89
Wärmerückgewinnung für Trocknungsprozesse mit Hochtemperatur-Wärmepumpen Veronika Wilk, Austrian Institute of Technology	101
Integration von Wärmepumpen und Speichern zur Effizienzsteigerung nicht-kontinuierlicher Prozesse Beat Willig, Hochschule Luzern	113
Abkürzungsverzeichnis	127
Adressen Referenten und Organisationsteam	128

Thibaut Abergel, Sustainability, Technology and Outlooks, IEA International Energy Agency

Is cooling the future of heating? Heat pumps can do both!

Abstract

Heating and cooling in buildings account for almost 15% of total global energy-related CO₂ emissions, or 5 gigatons per year. While nearly 60% of global buildings heat provision relies on direct fossil fuel combustion, heat pumps could already supply more than 90% of heat demand with a lower carbon footprint than any fossil alternative. Yet, heat pump deployment is uneven across market segments. To meet the Paris Accord, the IEA defined a 3-pillar action plan. First, achieving greater deployment rates across all applications (including in retrofits, district energy systems and industrial processes) would tap into early emissions reduction opportunities. Second, the integration of heat pumps with power systems is essential to ensure their scalability and operability with high shares of variable renewables in the electricity generation mix. Last, enhancing heat pumps is key so that they could become multi-service providers that can operate in a variety of climate contexts (such as hot and humid, cold or multi-seasonal climates) while taking advantage of next generation designs (such as refrigerant-free, evaporative or solid-state applications).

Find the article at

<https://www.iea.org/commentaries/is-cooling-the-future-of-heating>.

Résumé

Le chauffage et la climatisation comptent pour 15% des émissions de CO₂ mondiales liées à l'énergie, soit 5 gigatonnes par an. Alors que près de 60% des besoins en chaleur mondiaux dépendent de la combustion directe d'énergies fossiles, les pompes à chaleur pourraient en fournir plus de 90% avec une empreinte carbone moindre. Pourtant, leur déploiement est inégal. Pour honorer l'accord de Paris, l'AIE a défini un plan d'action en trois axes. Il faut d'abord étendre le déploiement des pompes à chaleur aux rénovations, réseaux de chaleur et processus industriels. Leur intégration au système électrique est également essentiel pour assurer le passage à l'échelle et leur opérabilité avec un mix énergétique dominé par les renouvelables variables. Enfin, améliorer la technologie leur permettrait d'exploiter plus amplement les multiples services qu'elles proposent dans des conditions climatiques variées (comme des climats chauds et humides, froid, ou saisonniers), et de développer les modèles nouvelle-génération (comme les unités sans réfrigérant, évaporatives ou utilisant des matériaux solides).

Veillez trouver l'article à

<https://www.iea.org/commentaries/is-cooling-the-future-of-heating>.

The heavy carbon footprint of heating and cooling

The buildings sector, which includes residential, public and commercial properties, accounts directly and indirectly for 30% of the final energy consumed around the world, or around 3 100 Mtoe, including almost 55% of global electricity consumption. Building operations account for around 28% of global CO₂ emissions, making their decarbonisation a key priority to reach climate neutrality goals.

Heating and cooling systems, the two main end-uses in building operations, are particularly critical areas to address to curb buildings emissions. Heating is currently responsible for around 45% of building emissions, and still relying on fossil fuels for supplying more than 55% of its final energy consumption. Building floor area is expected to double by 2070 – the equivalent of adding the built surface of Paris to the buildings stock every week. At the same time, space cooling will expand more rapidly than any other building end-use, with access provided to an additional 5 billion people by 2070.

High-efficiency heat pump technology: the cornerstone of sustainable buildings

Exploiting synergies across heating and cooling systems in the building sector can provide a framework for reaching decarbonisation objectives, with high-efficiency heat pumps a significant source of change. In the 2020 edition of Energy Technology Perspectives, the Sustainable Development Scenario, which provides a pathway for broad implementation of clean energy technology and increased innovation on a trajectory that is compatible with the Paris Agreement, projects building sector emissions to decline sharply by 2070 [1].

Three-quarters of emissions reductions required in the buildings sector under the Sustainable Development Scenario can be achieved through widespread implementation of technologies that are today mature and at early stage of adoption. Further innovation that enables integration across diverse climates and building types will provide additional gains for heating and cooling in buildings operations.

Heating is the most carbon-intensive building end-use

Space heating and sanitary hot water production account for the lion's share of the buildings sector carbon footprint. Around 4.3 Gt of CO₂ were released to the atmosphere in 2019 for heating in buildings when accounting for emissions from direct fossil fuel combustion as well as from upstream electricity and heat generation. This represents nearly 12% of global energy and process-related CO₂ emissions.

Major technology advances and policy initiatives have generally helped to stabilise global heating-related emissions over the past decade, despite a 20% growth in heated floor area. More stringent building energy codes have reduced thermal energy demand per square meter for new buildings by 30% in Europe, 35% in Japan and 20% in the United States, relative to 2000. In parallel to progress on average building envelope performance, efficient heating technologies are on the rise, with air-to-air heat pumps sales growing nearly 10% a year globally since 2010, while heat pump water heater sales more than doubled, and solar thermal water heater sales increased nearly 1.5-fold.

However, the challenge of decarbonising heat remains enormous. Heating technologies that directly use fossil fuels account for more than half of global sales and the need for new low-carbon products to meet a variety of building environments hinders their rapid deployment. In

the IEA's Stated Policies Scenario, which reflects the impact of existing and stated policy plans, CO₂ emissions related to buildings heat provision only decrease by just over 20% by 2050 and around 40% by 2070, relative to today. By contrast, they fall by more than 95% in the Sustainable Development Scenario by 2070.

A cold crunch is looming behind the buildings heat decarbonisation challenge

Meeting buildings sector space cooling needs only required 15% of the energy used for heating in 2019 and generated about 1 GtCO₂ from the use of electricity. Yet, space cooling is the fastest-growing building end-use and is expected to remain so over the coming decades. On the basis of stated policy intentions, cooling demand is growing at more than 3% a year for the next three decades, 8-times faster than demand for heating in the last 30 years.

There are multiple drivers for space cooling demand growth. First, there are stark **differences in air-conditioner ownership** today across household income ranges. For example, ownership levels in high-income urban households in India range from 75%-85%, compared to the 5% or lower for low-income rural households. Air-conditioner ownership exceeds 90% in the United States and Australia, while it remains under 10% in India, Indonesia and close to 20% Brazil, despite the number of cooling-degree-days - a metric used to assess needs for cooling services - being about twice as high in those countries. Of the 35% of the global population that live in areas where it is hot every single day, only around 15% own an air conditioner. As a result of improving living standards, climate change and policies to broaden access to essential energy services, this share is projected to jump to 60% by 2050 and 70% by 2070.

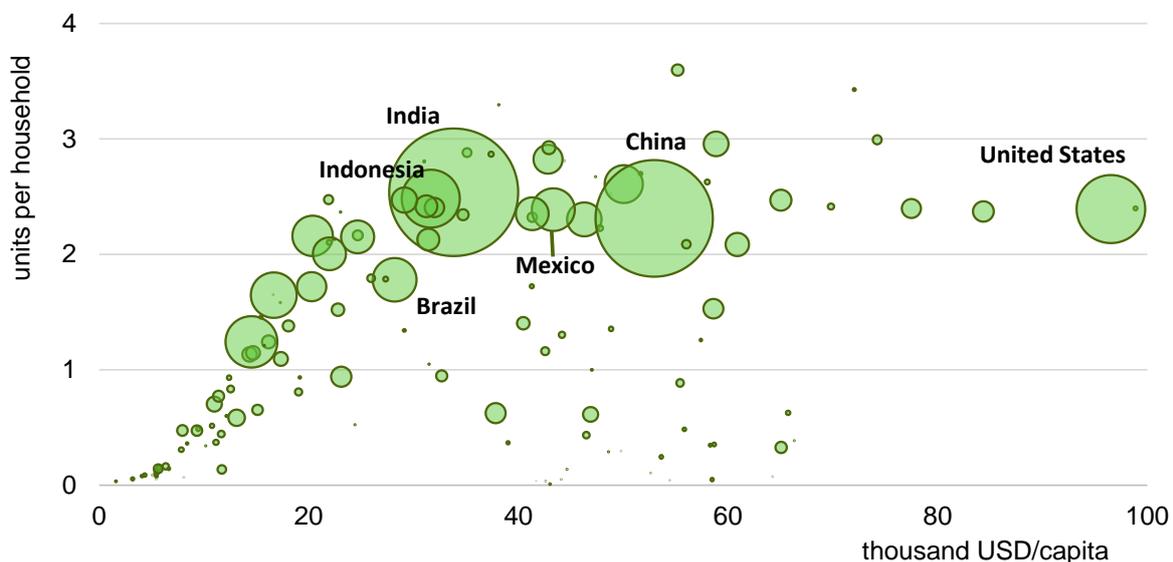


Figure 1: Average number of air-conditioners per household by country relative to income per capita, 2070

Find an interactive graph at:

<https://www.iea.org/commentaries/is-cooling-the-future-of-heating>.

Another major factor in cooling demand growth is a significant **expansion in buildings floor area**, which is expected to double by 2070. More than 70% of that growth will occur in places with high space cooling demand, driven by a growing population in developing regions (see

indicator “Population needing cooling” in the [map](#)). Overall, the global stock of air conditioners could increase to 7 billion units by 2070, the equivalent of selling almost 10 air conditioners every second from now to 2070.

Average temperature rise also contribute to increasing cooling service demand. The average global temperature on land and ocean surfaces has risen every decade by 0.15°C on average since 1980. 2016 and 2019 are the two warmest years on record and September 2020 has been the hottest in a 141-year dataset [2]. Cooling degree days (which are closely correlated with cooling service demand per square meter) are expected to grow up to 50% by 2050 up to 70% by 2070, depending on the region and climate change impact on temperature rise (see indicator “cooling degree-days” in the [map](#)). In addition, the frequency, severity and duration of extreme weather events are on the rise. Heat waves are also becoming more humid, increasing the need for air conditioning. Cooling consumption during heat waves can account for up to 70% of peak electricity demand in areas where 70% of households or more have access to cooling.

Despite the growing momentum to raise efficiencies of air conditioners, stated policies will not be able to curb electricity use for cooling, which is set to grow threefold by 2070 relative to 2019, or more than twice the level reached in the Sustainable Development Scenario.

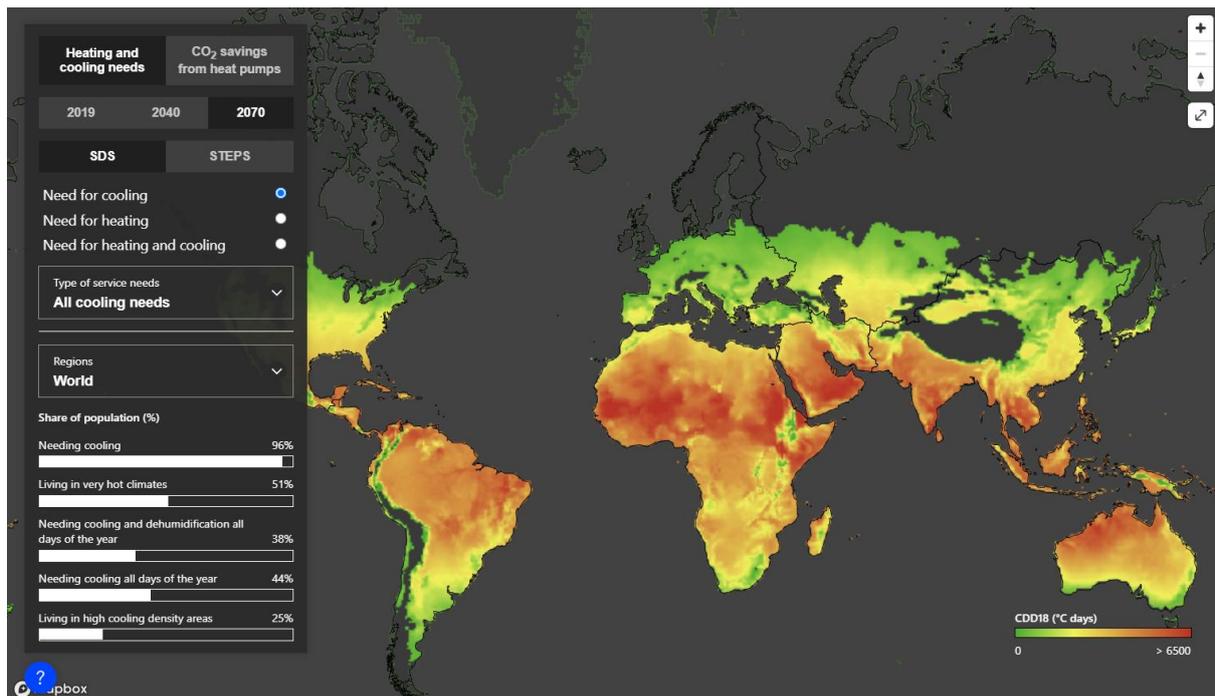


Figure 2: Heating and cooling demand indicators in the Sustainable Development Scenario and Stated Policies Scenario, 2019-2070

This map is without prejudice of the status of or sovereignty over any territory, to the delimitation of international frontiers and boundaries and to the name of any territory, city or area.

Find an interactive graph at:

<https://www.iea.org/commentaries/is-cooling-the-future-of-heating>.

Low-carbon heating and cooling in buildings need a common strategy

Decarbonising the buildings sector will benefit from prioritizing solutions focused on heating, cooling or both heating and cooling (see indicator “**Heating and cooling needs**” in the [map](#)). Heat pumping technologies are an important technology solution as they can be deployed in a broad range of climates, and tailored to provide both heating and cooling, cooling only or heating only. In fact, a third of the global population requires heat pumps for both heating and cooling. In year-round hot and humid climates, advanced cooling technologies are needed to meet the challenge of rapid growth in air-conditioning demand. In both cases, accelerating deployment of high-efficiency products and continued innovation will be essential to meet decarbonisation goals.

Within the heating market, already today, heat pumps are effective for decarbonisation and could provide more than 90% of heating needs globally, emitting less CO₂ than the most efficient fossil-fuel alternative (see indicator “**CO₂ savings from heat pumps**” in the [map](#)). In major heating markets such as the European Union, the United States, Canada, Russia or China, the high seasonal performance factor¹ of heat pumps (ranging from 300% to 400% or more depending on the region) is enough to halve CO₂ emissions related to the electricity consumed under what gas combustion in an efficient condensing boiler would emit. They already make up for more than 40% of heating equipment sales in the United States for the new builds market.

Despite their growing penetration within the heating market, the overwhelming majority of heat pumps sold today are used for space cooling. Total cooling equipment capacity is 17 times the one for heating. While the most efficient heat pumps used for space cooling (e.g. air conditioners) could reach an energy performance rating of up to 12, the average energy efficiency rating of the products available on the market is close to 4. To be aligned with the objectives of the Sustainable Development Scenario, the average performance of air conditioners needs to increase by more than 50% by 2030 and almost double by 2070. Without such efficiency improvements, under stated policies, electricity demand for cooling could nearly triple by 2070.

Strategies for exploiting synergies lower heat pump costs

Exploiting synergies across heating and cooling strategies can accelerate the deployment of more efficient reversible heat pumps, help to phase out fossil fuel equipment and therefore support buildings sector decarbonisation objectives. In particular, heat pump sales for heating need to triple by 2030 and become the leading technology in the long-term [3]. They reach more than 50% of heating equipment stock by 2050 for both residential and commercial applications in the Sustainable Development Scenario.

An estimated 33% of households worldwide have both space heating and cooling needs, although the share can be as high as 78% in Europe, 56% in North America and nearly 80% in China (see indicator “Share of population needing both heating and cooling”). In these regions, it is particularly important that technology progress in reversible heat pump units is steered towards simultaneously achieving decarbonisation objectives associated with both heating and cooling provision for buildings. Standalone applications (e.g. in single-family buildings), centralised systems (e.g. for offices, commercial buildings, some multi-family buildings) as well as district energy systems can take advantage of such synergies as vapour-compression serves as a common technology principle for all heat pump operation modes. To exploit this opportunity, governments and industries could focus on:

- Stimulating market uptake with the provision of new services (e.g. cooling) in favour of heat pumps for new builds and renovations. For example, in the United States, it contributed to increasing the share of heat pump sales for newly constructed buildings, where it exceeds 40% for single-family dwellings and nearly 50% for new multi-family buildings [4]. The renovation market, however, is lagging behind globally. It needs to be stimulated with incentives and market instruments to encourage in-kind replacement of coal, oil and gas boilers with air-to-water heat pumps when space and piping networks allow.
- Exploiting simultaneous heating and cooling generation in vapour compression cycles. District energy networks may be connected to areas where heating needs are dominant (e.g. residential buildings) and others with larger cooling needs (e.g. offices). Making use of both the heating and cooling provided by vapour compression cycles in integrated energy networks can raise the efficiency of heat pumps by 30-50%, while allowing integration of waste heat and renewable energy sources. Additional opportunities include the recovery of waste heat from compressors of air conditioners that can benefit sanitary hot water production in residential applications and boost heat pump efficiency by up to 60%, depending on water heating needs.
- Reaping technology spillovers. Technology learning could be transferred across various types of heat pumps and air conditioners because they share multiple components and thermodynamic principles. Synergetic technology areas include the use of next-generation components such as electrochemical compressors or more compact heat exchangers.

In parallel to technology progress, the accelerated uptake of reversible units, combined with the rise of vapour-compression-based cooling-only units in regions with no or little heating needs, will generate economies of scale, which could spill over into heating applications. Thermal output capacity of vapour compression cycles could expand more than fivefold, 85% of which is driven by cooling needs. It results in an additional capital and installation costs reduction of around 15% by 2050 in the Sustainable Development Scenario, which facilitates the deployment of this technology for heating applications.

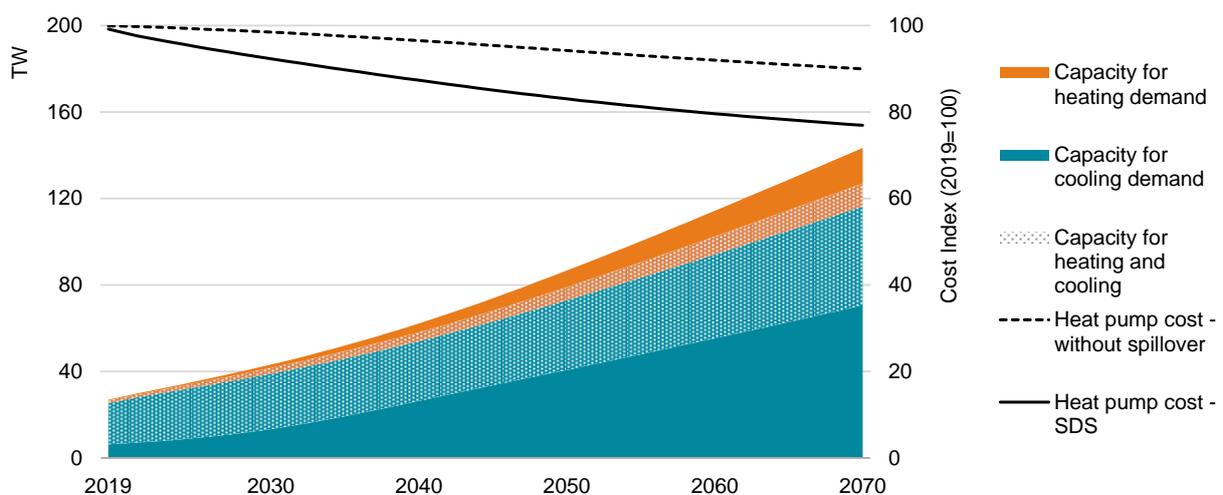


Figure 3: Cumulative capacity and capital cost index learning curve for vapour compression applications in the Sustainable Development Scenario, 2019-2070

Innovation is a must to further accelerate heat pump deployment

A number of heat pump technology designs are ready for deployment. However, the diversity of building types, end-use service demand patterns and climate conditions require further enhancement for them to adapt to a variety of working environments. The Energy Technology Perspectives 2020 special report on Clean Energy Innovation [5] and accompanying Clean Technology Guide [6] show that innovation has a strong role to play to broaden their applicability to specific markets and ensure they are scalable.

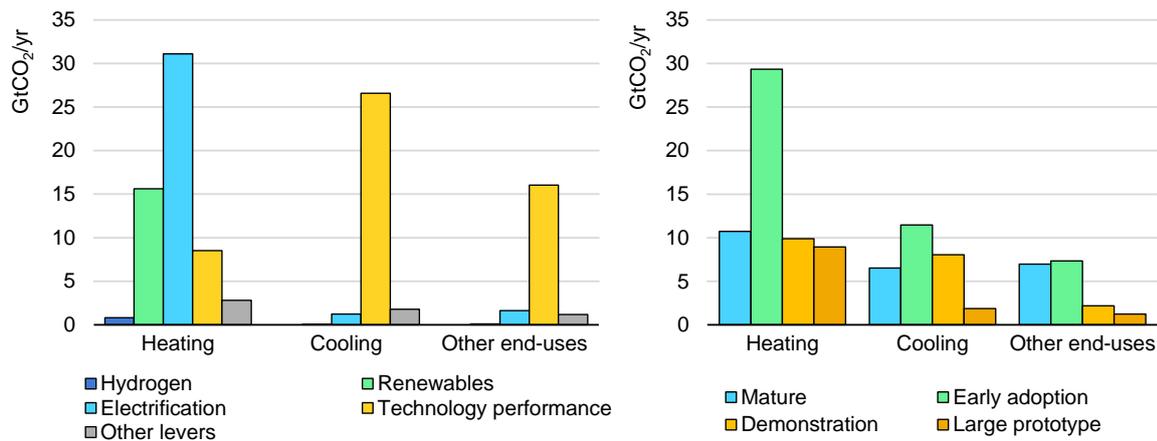


Figure 4: Cumulative global emissions reductions in the buildings sector by mitigation lever in the Sustainable Development Scenario relative to the Stated Policies Scenario, 2020-2070

In particular, additional innovation in vapour-compression equipment to penetrate the heating market are needed to:

- Tailor heat pump designs to specific market segments or operating conditions. While sharing the same thermodynamic cycles, heat pump types, designs, components, and operational needs vary for different climatic zones and distribution systems. Priorities include: 1) Developing compact and silent innovative system designs that are compatible with existing buildings and can be plugged into current buildings distribution systems. Such compact (and high temperature) solutions to substitute fossil-fuel boilers are still at early stages of adoption (TRL 7-9); 2) Developing products dedicated to multi-family building applications able to adapt to a variety of heat and hot water demand patterns [7], building size and layout (TRL 7-9), and 3).
- Pushing innovation for cold-climate heat pumps [8]. Their seasonal energy performance can be 40% higher than conventional products when operating in very cold climates, while ensuring continued heat supply at outdoor temperatures of -25°C (TRL 5-7).

- Enhance heat pump integration to other parts of the energy system, such as electricity grids, renewable assets (off-site or on site such as solar PV), storage, micro-grids, etc. Integrated compact storage systems and demand-side response functionalities are critical to reduce their contribution to the peak load and associated needs for power generation and transmission upgrades. The prototype Comfort and Climate Box [9] integrates components close to technology maturity (TRL 4-6) that propose a scalable and flexible pro-duct in a projected net-zero emissions environment, with limited on-demand fossil fuel power plants and a high share of variable renewables.
- Improve heat pumping technology designs and control systems to adapt to end-user demand patterns. For instance, technology designs that are able to work efficiently at partial loads would address the efficiency losses of low-capacity operations. For multi-split systems, enhanced controls could prove useful to adapt to varying cooling loads across multiple rooms (for multi-split systems for instance).

A five-year delay in the demonstration of innovative designs associated with a lower uptake of heat pumps that are already commercial would result in 60% lower installed output thermal capacity of innovative heat pumps by 2030, compared to the Sustainable Development Scenario.

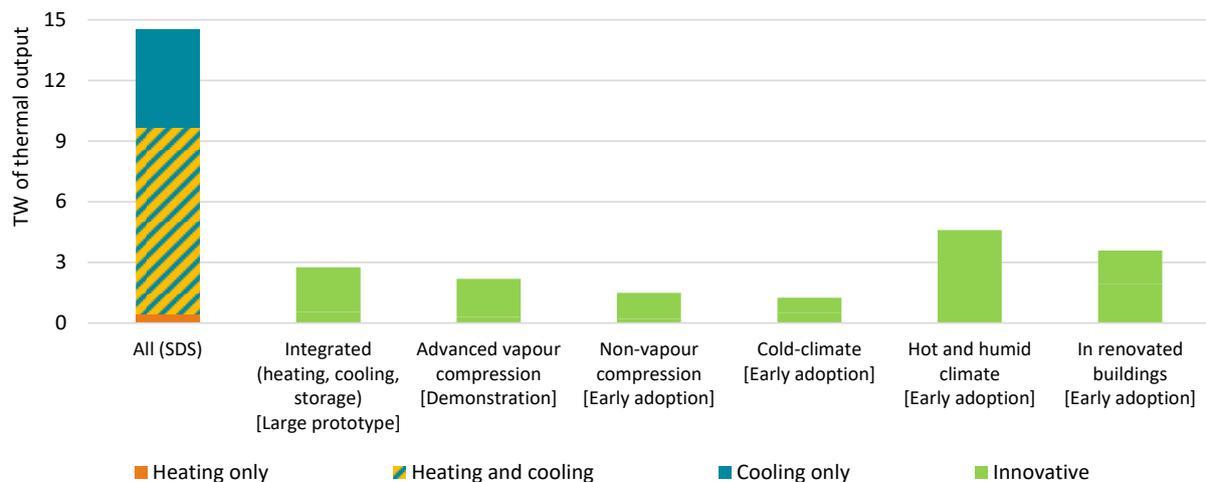


Figure 5: Heat pumping technology deployment by market segment in the Sustainable Development Scenario in 2030

In addition to innovations in vapour compression technologies, there is a significant market opportunity to develop affordable alternative or hybrid cooling solutions, especially for hot climate developing countries with no need for heating. More than 60% of the global population are projected to live in regions with such climate conditions in 2070.

- Hybrid membrane-based solutions (TRL 3-5) would open up the possibility of controlling both humidity and temperature by decoupling latent (vaporisation) and sensible (temperature variations without phase change) heat loads. This principally includes membrane-desiccants integrated evaporative cooling technologies. The same components can be operated with vapour compression cycles as well. Most recent tests are promising, with coefficient of performance ranging from 5 up to 15.
- In addition, solid-state cooling technologies exploiting caloric effects of specific materials are today a prototype of what could be a new approach to refrigeration. At present, barocaloric materials, generating heat from pressure variations, and electrocaloric materials, generating heat from electric fields, seem to be the most promising for space cooling and refrigeration application (TRL 3-5). Research in test conditions shows that barocaloric refrigeration, in particular, could perform better than vapour compression coolers in domestic applications, with improvements ranging from 5% to 150% depending on ambient conditions and cooling demand patterns [10].

The benefits of non-vapour-compression cooling technologies also include the accelerated phase out of high-global warming potential refrigerants such as hydro-chlorofluorocarbons (HCFCs). To date, more than 195 countries have committed to reducing their use by 80% by 2050 as part of the Kigali amendment to the Montreal Protocol. Concrete action towards achieving this goal include the Kigali Cooling Efficiency Programme and the IEA Annex 54 of the Heat Pumping Technology Collaboration Programme [11].

Governments hold the key to low-carbon heating and cooling

Government stimulus packages represent an opportunity to increase the adoption of more efficient equipment. The European Commission introduced “Next Generation EU”, a recovery instrument supporting the EU strategy for the Clean Energy Transition. In particular, the package will support energy efficiency, the use of local resources and direct electrification, which is expected to lead to increased adoption of heat pumps and other renewable heating solutions for new builds and renovations.

The IEA’s Tracking Clean Energy Progress provides a series of recommendations on incentives, price signals (e.g. narrowing the gap between natural gas and electricity prices) as well as standards (e.g. minimum performance requirements, building codes) and infrastructure (e.g. district energy systems) required to boost improved building design and the use of efficient products. A policy path to achieve the heating and cooling decarbonisation objectives through heat pumps needs to target greater deployment, integration to the energy system and technology enhancement.

	Near-term measures	Innovation needs
Deploy	<ul style="list-style-type: none"> • Incentives for low-carbon heating technologies (examples include <u>China's Control Action Plan</u> for air-source heat pumps, Japan's Energy Conservation Plan, the United States' ground-source heat pump support scheme) • Performance-based labels (e.g. in the <u>European Union</u>). • Remove fossil fuel subsidies 	<ul style="list-style-type: none"> • Promoting testing for application of innovative heat pump designs specific to critical market segments (e.g. for building renovation), given building types (e.g. multi-family buildings) and climate zones (e.g. cold, hot and humid) • International collaboration to catalyse cost reductions from technology spillovers
Integrate	<ul style="list-style-type: none"> • Ensure a reliable and non-intrusive use of end-user data along with the deployment of metering infrastructure • Exploit district energy infrastructures to recover waste heat, integrate renewable power-to-heat and other low-carbon resources • Plan new low-temperature networks, exploiting large scale heat pumps and/or heat pump boosters when waste heat resources are in excess 	<ul style="list-style-type: none"> • Support to the development of integrated heating, cooling and storage solutions, as well as with on-site renewable production • Regulatory changes to reward innovative business models and market designs that integrate flexibility services to the power systems • Demonstration of heat pump integration through sector coupling
Enhance	<ul style="list-style-type: none"> • Raise minimum energy performance standards and improve testing procedures for heat pumps used in cooling mode • Harmonise certification and labelling for heat pumps used in heating mode 	<ul style="list-style-type: none"> • Support research and development for efficient units based on low global warming refrigerants, next generation components to raise their efficiency and affordable solutions that could work alone or be coupled with heat pumps as necessary, such as membranes

Table 1: Actions to support heat pumping technologies

References

- [1] International Energy Agency: Energy Perspectives 2020, <https://www.iea.org/reports/energy-technology-perspectives-2020>
- [2] National Centers for Environmental Information, 2020: Global Climate Report - Annual 2019, <https://www.ncdc.noaa.gov/sotc/global/201913>
- [3] International Energy Agency, 2020: Tracking Clean Energy Progress, <https://www.iea.org/reports/heat-pumps>
- [4] Energy Information Administration, 2018: EIA - Technology Forecast Updates - Residential and Commercial Building Technologies – Reference Case, <https://www.eia.gov/analysis/studies/buildings/equipcosts/pdf/appendix-a.pdf>
- [5] International Energy Agency, 2020: Special Report on Clean Energy Innovation, Accelerating technology progress for a sustainable future, <https://webstore.iea.org/energy-technology-perspectives-2020-special-report-on-clean-energy-innovation>
- [6] International Energy Agency, 2020: ETP Clean Energy Technology Guide, <https://www.iea.org/articles/etp-clean-energy-technology-guide>
- [7] IEA Heat Pumping Technology TCP, 2020: Heat Pumps in Multi-Family Buildings for Space Heating and Domestic Hot Water, <https://heatpumpingtechnologies.org/annex50/>
- [8] IEA Heat Pumping Technology TCP, 2017: Cold Climate Heat Pumps Improving low ambient temperature performance of air-source heat pumps, <https://heatpumpingtechnologies.org/annex41/>
- [9] IEA Heat Pumping Technology TCP and IEA Energy Storage TCP, 2020: Comfort & Climate Box, <https://iea-eces.org/annex-34/>
- [10] C. Aprea et. Al., 2020: The use of barocaloric effect for energy saving in a domestic refrigerator with ethylene-glycol based nanofluids: A numerical analysis and a comparison with a vapor compression cooler, Energy, Volume 190, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116404>
- [11] IEA Heat Pumping Technology TCP, 2020: Heat pump systems with low global-warming-potential refrigerants, <https://iea-eces.org/annex-54/>

Markus Rütli, Genossenschaft Migros Luzern
Jonas Schönenberger, Frigo-Consulting AG

Reversible CO₂-Wärmepumpe für Beheizung und Klimatisierung von modernisierten Grossgebäuden

Zusammenfassung

Basierend auf einer fundierten Konzeptevaluation wird im Sommer 2018 der Entscheid gefällt, die bestehende Öl-Heizung und Klimatisierung vom Einkaufszentrum Surseepark durch zwei reversible Luft/Wasser CO₂-Wärmepumpen mit einer Nenn-Heizleistung von 1'100 kW und einer Kühlleistung von 1'260 kW zu ersetzen. Das von der Bauherrschaft gewählte Konzept mit einer reversiblen Luft/Wasser CO₂-Wärmepumpe, ist das nachhaltigste aller verglichenen Konzepte. Die Bauherrschaft nimmt höhere Investitions- und Lebenszykluskosten in Kauf, um nachhaltige und zukunftsweisende Technologien zu fördern und leistet damit einen relevanten Beitrag zur Energiestrategie 2050. In der Zwischenzeit wurden die reversiblen CO₂-Wärmepumpen entwickelt, gefertigt, vor Ort installiert und im Herbst 2019 in Betrieb genommen. Die Betriebsoptimierungen wurden im Herbst 2020 abgeschlossen und seither werden repräsentative Messwerte detailliert ausgewertet. Im Winter 2020/21, in den Monaten Oktober bis März, haben die reversiblen Luft/Wasser CO₂-Wärmepumpen 3.27 GWh Heizenergie auf das Temperaturniveau +30°C/+45°C aufbereitet und weisen dabei im Heizbetrieb eine Arbeitszahl von 3.23 auf.

Abstract

Based on a well-founded concept evaluation, the following concept decision was made in summer 2018: To replace the existing oil-fired heating and air-conditioning system of the Surseepark shopping centre with two reversible air/water CO₂ heat pumps with a nominal heating capacity of 1,100 kW and an air-conditioning capacity of 1,260 kW. The concept of the reversible air/water CO₂ heat pump was chosen by the client and is the most sustainable of all the compared concepts. The client accepts higher investment and life cycle costs in order to promote sustainable and trendsetting technologies and makes a relevant contribution to the Energy Strategy 2050. In the meantime, the reversible CO₂ heat pumps were developed, manufactured, installed on site and commissioned in autumn 2019. The operational optimisations were completed in autumn 2020 and since then representative measured values have been evaluated in detail. In the winter of 2020/21, during the months of October to March, the reversible air/water CO₂ heat pumps have processed 3.27 GWh of heating energy to the temperature level +30°C/+45°C and performed during this period in the heating mode with a seasonal coefficient of performance of 3.23.

Einleitung

Mitte des 19. Jahrhunderts taucht CO₂ erstmals als Kältemittel auf und gegen Ende desselben Jahrhunderts entwickelt Richard Mollier die erste genaue Dampfzylinder für CO₂. In der ersten Hälfte des darauffolgenden 20. Jahrhunderts wurde CO₂ durch die sogenannten Sicherheitskältemittel vom Markt verdrängt. Als die FCKW-Ozon-Hypothese 1974 erstmals auftauchte, reagiert die Politik und verabschiedete 1987 das Montreal-Protokoll. Seither nehmen Vorschriften und Verbote für synthetische Kältemittel laufend zu.

Die Erfindung und die Publikation über die Hochdruckregelung für eine transkritische Prozessführung durch Gustav Lorentzen (1993) verspricht erstmals eine vergleichbare Kosten- und Energieeffizienz zu herkömmlichen Systemen. Damals schon erkannte Lorentzen das Potenzial von CO₂ und prophezeit dem Kältemittel eine blühende Zeit voraus. Spätestens seit Anfang des 21. Jahrhunderts, seit der Verjährung der Patentschriften von Gustav Lorentzen, erlebt CO₂ als Kältemittel eine Renaissance.

Ausgangslage

CO₂-Booster-Kälteanlagen gelten bei der Genossenschaft Migros Luzern für die Kühlung von Lebensmitteln im Retail-Bereich als Stand der Technik. Diese Systeme wurden im Laufe der vergangenen Jahre stets weiterentwickelt und hinsichtlich Energieeffizienz getrimmt. Dank den positiven Erfahrungen mit dem Kältemittel CO₂ im Retail-Bereich, sowie den erheblichen Bemühungen in Punkto Nachhaltigkeit der Genossenschaft Migros Luzern, sind Bestrebungen naheliegend, CO₂ als Kältemittel auch für Wärmepumpen-Anwendungen einzusetzen.

Im Einkaufszentrum Surseepark wurden 2019/2020 zwei (Surseepark I und Surseepark II) von insgesamt drei Gebäuden umgebaut. Die bestehende Öl-Heizung und Klimatisierung wurden durch zwei reversible Luft/Wasser CO₂-Wärmepumpen ersetzt. Die Heizungs- und Klimanetze in den Gebäuden wurden teilweise beibehalten. Die Inbetriebnahme der zwei reversiblen Luft/Wasser CO₂-Wärmepumpen erfolgte im September 2019. Die geforderten Heiz- und Kühlleistungen sowie Temperatur-Regime sind in Bild 1 dargestellt.

Nebst der zwei reversiblen Luft/Wasser CO₂-Wärmepumpen zur Beheizung und Klimatisierung der Gebäude, wurde eine CO₂-Booster-Kälteanlage mit Ejektoren für die Plus- und Minuskühlstellen der Supermarkt-Filiale Migros Sursee in Betrieb genommen. Das Bundesamt für Energie hat insbesondere die Messung und Betriebsoptimierung der reversiblen Luft/Wasser CO₂-Wärmepumpen im Rahmen eines Pilot- und Demonstrationsprojektes finanziell unterstützt.

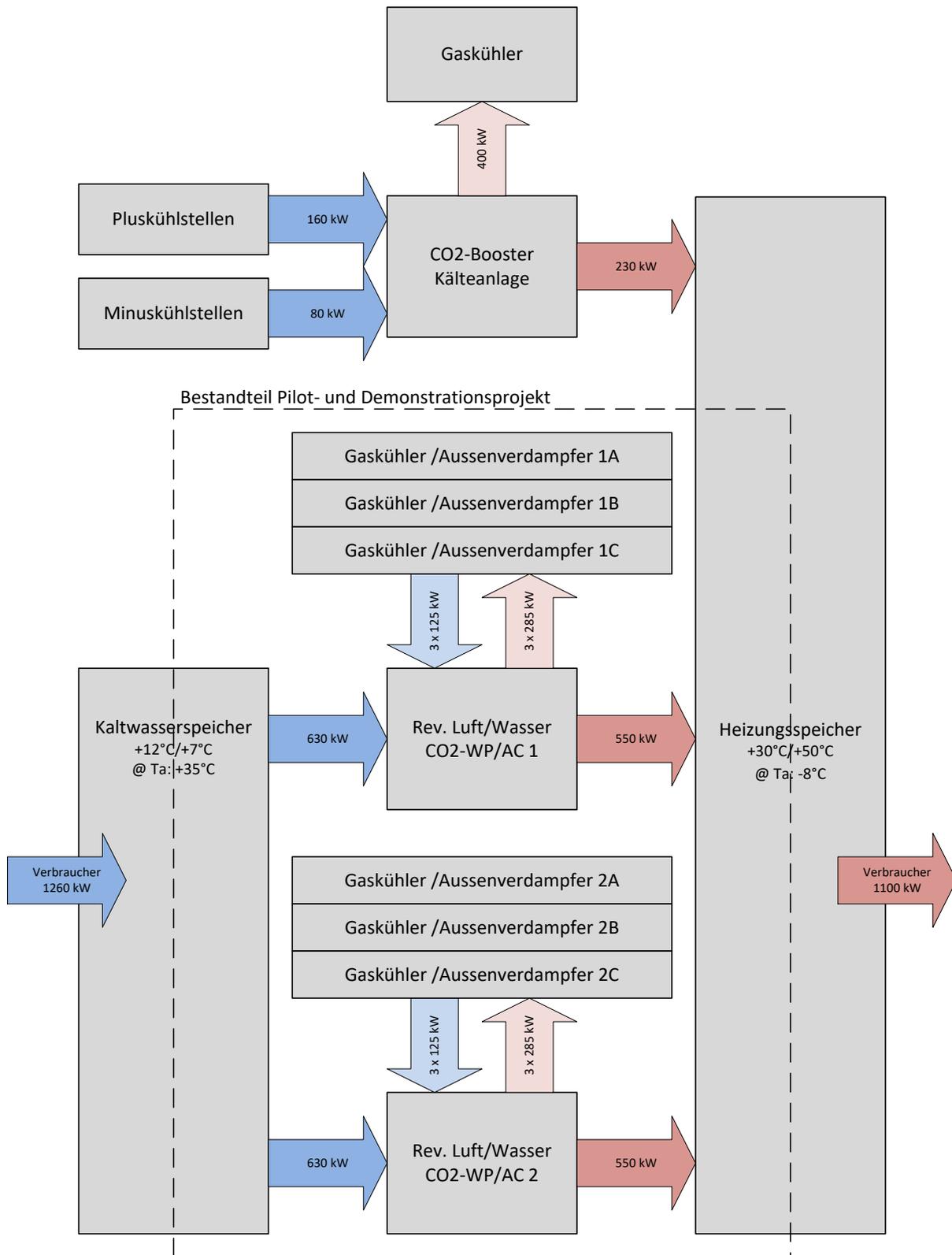


Bild 1: Übersicht der vor Ort installierten CO₂-Booster-Kälteanlage und reversiblen CO₂ Wärmepumpe.

Vorgehen und Methode

Im Rahmen der Modernisierung wurden die bestehende Öl-Heizung und bestehende Klimatisierung durch zwei reversible Luft/Wasser CO₂-Wärmepumpen ersetzt. Die Heizungs- und Klimanetze in den Gebäuden, wie auch deren Temperatur-Regime (Heizung: +30°C/+50°C, Klima: +12°C/+7°C) wurden grösstenteils beibehalten. Bei der Konzeptevaluation und dem Konzeptentscheid legte die Bauherrschaft grossen Wert auf eine vollumfängliche, ganzjährige Beurteilung unter der Berücksichtigung der speziellen Gegebenheiten durch den Umbau. Besonders im Fokus stand dabei die Nachhaltigkeit, namentlich die Treibhausgas-Emissionen, der Energieverbrauch sowie der Einsatz von natürlichen Kältemittel. Darüber hinaus bekundete die Bauherrschaft die Bereitschaft, auch auf Technologien zu setzen, die in diesem Anwendungsbereich noch nicht zum Stand der Technik zählen.

Konzeptevaluation und -entscheid

Die Bauherrschaft Genossenschaft Migros Luzern beauftragte in einer frühen Projektphase die Firma OLOS AG, eine Konzeptevaluation zu vollziehen. Basierend auf den Ergebnissen dieser Konzeptevaluation, entschied sich die Bauherrschaft die Beheizung und die Klimatisierung der Gebäude mit einer reversiblen Wärmepumpe zu realisieren, obschon weder die Investitions- noch Lebenszykluskosten dieses Konzeptes die tiefsten waren. Im Gegenzug schneidet die reversible Wärmepumpe in Punkto Treibhausgas-Emissionen am besten ab.

Für die Bauherrschaft war von Anfang an klar, dass für die reversible Wärmepumpe nur ein natürliches Kältemittel zum Einsatz kommt. Folglich wurden in einem nächsten Vergleich verschiedene reversible Wärmepumpen mit unterschiedlichen natürlichen Kältemittel miteinander verglichen. Zur Auswahl standen Propan (R290), Ammoniak (NH₃, R717) und Kohlendioxid (CO₂, R744). Der Vergleich zeigt auf, dass in dieser Anwendung die Jahresarbeitszahl mit Kohlendioxid 6% besser als mit Ammoniak und 21% besser als mit Propan abschneidet. Wesentliche Faktoren, weshalb die energetischen Vorteile zugunsten von CO₂ fallen, sind:

- Geforderte Heizungs-Vorlauftemperatur von +50°C
- Hohe Temperatur-Spreizung der Heizungs-Vor- und Rücklauf-Temperatur von 20 K
- Geflutete Verdampfer und Vorverdichtung von Gas durch den Einsatz von Ejektoren
- Direkte Wärmeabgabe im Gaskühler ohne Wärmeträger und zusätzlichem Wärmeübergang

Folglich fällt die Genossenschaft Migros Luzern den Konzeptentscheid, die Beheizung und Klimatisierung vom Einkaufszentrum Surseepark I und II mittels zweier reversiblen CO₂-Luft/Wasser Wärmepumpen zu realisieren.

Entwicklung

Nach dem Konzeptentscheid der Bauherrschaft im Sommer 2018 folgte die Entwicklung und Ausführungsplanung der reversiblen CO₂-Wärmepumpen. Dazu wurde das System für verschiedene Betriebspunkten berechnet und ausgelegt. Basierend auf diesen Ergebnissen wurden die einzelnen Komponenten unter Berücksichtigung der verschiedenen Betriebsarten und den Teillast-Betrieben ausgelegt und selektioniert. Die nennenswerten Herausforderungen dabei waren zum einen, die innert nützlicher Frist verfügbaren Standard-Komponenten, geeignet für die hohen Systemleistungen unter Berücksichtigung der Drucklage von CO₂. Zum anderen wurde grossen Wert auf die verschiedenen Betriebsarten und deren Teillast-Betriebe und der damit einhergehenden Regelungstechnik gelegt. Darüber hinaus wurde ein Messkonzept für die Auswertung und Betriebsuntersuchung der reversiblen CO₂-Wärmepumpen erstellt.

Umsetzung und Installation vor Ort

Nach der Detail-Auslegung des Systems folgte im Frühling 2019 der Bau der reversiblen CO₂-Wärmepumpen. Im Sommer 2019 folgte die Installation vor Ort. Die Schwerpunkte dieser Projektphase lagen auf der termingerechten Umsetzung und Installation vor Ort sowie der Einbringung und Platzierung der Wärmepumpen im Gebäude. (Bilder 2 bis 4)



Bild 2: Reversible CO₂-Wärmepumpe.



Bild 3: Gaskühler mit Aussenverdampfer.



Bild 4: Anschlüsse Heizungsnetz.

Inbetriebnahme

Ende August 2019 wurde mit der Inbetriebnahme bzw. dem Steuerungscheck begonnen. Die einzelnen Systemabschnitte und deren Logik wurden schrittweise geprüft und in Betrieb genommen. Anfang September 2019 wurde das Kältemittel eingefüllt und die Anlagen in Betrieb gesetzt. Die finale Inbetriebnahme wurde Mitte Oktober abgeschlossen.

Betriebsoptimierung

Nach Abschluss der Inbetriebnahme begann die Einregulierung und Betriebsoptimierung. Im Rahmen der Betriebsoptimierung wurden hauptsächlich die Regelparameter optimiert und gegebenenfalls die Logik der Steuerung so angepasst, dass der gebäudeseitige Wärme- und Kältebedarf möglichst effizient und ohne Schwankungen abgedeckt werden kann. Die erste Betriebsphase hat gezeigt, dass die Betriebs- und Regelstrategie der CO₂-Wärmepumpen grundsätzlich funktioniert. Die Optimierung der Regelparameter einzelner Regelkreise läuft kontinuierlich weiter.

Aus der ersten Betriebsphase wurde Verbesserungspotential in Punkto der Betriebsarten, insbesondere dem gleichzeitigen Heizen und Kühlen erkannt. Dieses Verbesserungspotential wurde im Rahmen der noch andauernden Betriebsoptimierung steuerungstechnisch einbezogen. Ziel war es, die Anzahl Schaltzyklen der zwei Wärmepumpen und deren einzelnen Verdichter auf ein Minimum zu reduzieren.

Der Wärmebezug von den Gebäuden erfolgte in der Anfangsphase mit erheblichen Leistungsschwankungen und die Temperaturspreizung zwischen der Vor- und Rücklauftemperatur variierte noch stark. Dieses sehr dynamischen Betriebsverhalten war eine Herausforderung für die Wärmepumpen, um trotzdem eine konstante Vorlauf-Temperatur zu liefern. Die Hauptursache für die Schwankungen war auf die noch nicht abgeschlossene gebäudeseitige Einregulierung der Verbraucher zurückzuführen. Im Sommer 2020 erfolgten auf der Verbraucherseite noch Anpassungen an der Hydraulik, mit dem Ziel die Leistungsregulierung der Wärme- und Kälteverbraucher zu verbessern und Schwankungen zu reduzieren. Die «grobe» Betriebsoptimierung konnte im Herbst 2020 abgeschlossen werden, seither werden repräsentative Messwerte erfasst und am Finetuning gearbeitet.

Messdatenerfassung und Auswertung

Seit Herbst 2020 ist eine umfangreiche Messkampagne im Gang. In der Zwischenzeit konnte der Winter- resp. Heizbetrieb basierend auf Messdaten aus dem Winter 2020/21 detailliert ausgewertet werden. Dessen Ergebnisse sind aus dem folgenden Kapitel «Betriebsauswertung und Diskussion der Ergebnisse» ersichtlich. Eine detaillierte Auswertung vom Sommer- resp. Klimabetrieb erfolgt basierend auf den Messwerten im Sommer 2021.

Betriebsauswertung und Diskussion der Ergebnisse

Die Betriebsauswertung und Diskussion begrenzt sich im vorliegenden Bericht auf den Winter- resp. Heizbetrieb, basierend auf Messdaten von Oktober 2020 bis und mit März 2021. Die Verbundsteuerung speichert die Betriebsdaten resp. die Messwerte der reversiblen Luft/Wasser CO₂-Wärmepumpen bis und mit dem Wärme- und Kältespeicher (Erzeugung) alle 15 Minuten auf einen Ringspeicher. Mittels einem Fernzugriff werden diese Daten täglich abgerufen und gesammelt. Es kann vorkommen, dass einzelne Messwerte oder sämtliche Messdaten zu einem bestimmten Zeitpunkt fehlen. Fehlt zu einem bestimmten Zeitpunkt mindestens ein Messwert, so wurde dieser Zeitpunkt nicht in der Auswertung berücksichtigt resp. der Betriebsart «Gap» zugeordnet. Im Übrigen wurden die Messwerte den Betriebsarten im folgenden Bild 5 zugeordnet und mit entsprechender Farbe dargestellt. Wenn immer sinnvoll, wurden die Wärmepumpen I und II sowie deren Betriebsarten separat betrachtet.

Wenn nicht explizit anders erwähnt, so beziehen sich Angaben bezüglich dem Coefficient of Performance (COP) auf die Systemgrenze B (siehe Bild 6). Diese berücksichtigt die erzeugte thermische Wärme- und Kälteenergie, die elektrische Energie der Verdichter sowie der elektrischen Verbraucher am Gaskühler resp. Aussenverdampfer. Die zur Bewirtschaftung der Wärme- und Kältespeicher benötigten Pumpen werden nicht berücksichtigt.

Gap -- G	1) Mindestens ein (1) Wert pro Zeitinkrement fehlt
Standby -- S	3) $Q'c = 0, \Sigma y_c = 0, Q'h = 0, \Sigma y_h = 0$
Chiller -- C	3) $Q'c > 0$ oder $\Sigma y_c > 0, Q'h = 0, \Sigma y_h = 0$
Dual -- D	3) $Q'c > 0$ oder $\Sigma y_c > 0$ und $Q'h > 0$ oder $\Sigma y_h > 0$
Heat pump -- H	3) $Q'c = 0, \Sigma y_c = 0, Q'h > 0$ oder $\Sigma y_h > 0$
deFrost -- F	2) Abtaubetrieb gemäss Verbundsteuerung

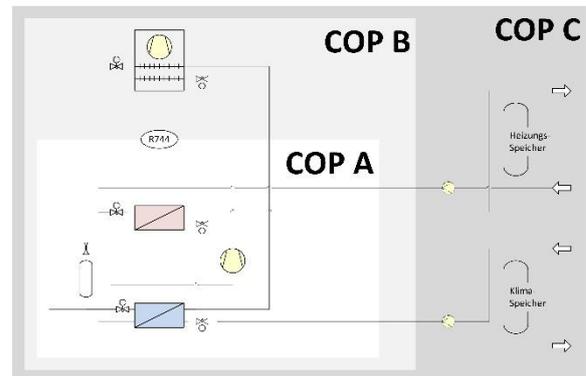


Bild 5: Mögliche Betriebsarten der Wärmepumpe I und II.

Bild 6 :Systemgrenzen für die Berechnung vom Coefficient of Performance (COP).

Betriebsarten

Die folgenden Bilder 7 und 8 stellen die prozentualen Anteile der verschiedenen Betriebsarten beider Wärmepumpen I und II pro Monat dar. Es ist ersichtlich, dass der Heizbetrieb und Standby-Betrieb dominieren. Weiter geht hervor, dass die Wärmepumpe II deutlich mehr Betriebsstunden im Heizbetrieb aufweist. Dies ist auf die Prioritätenschaltung zurückzuführen.

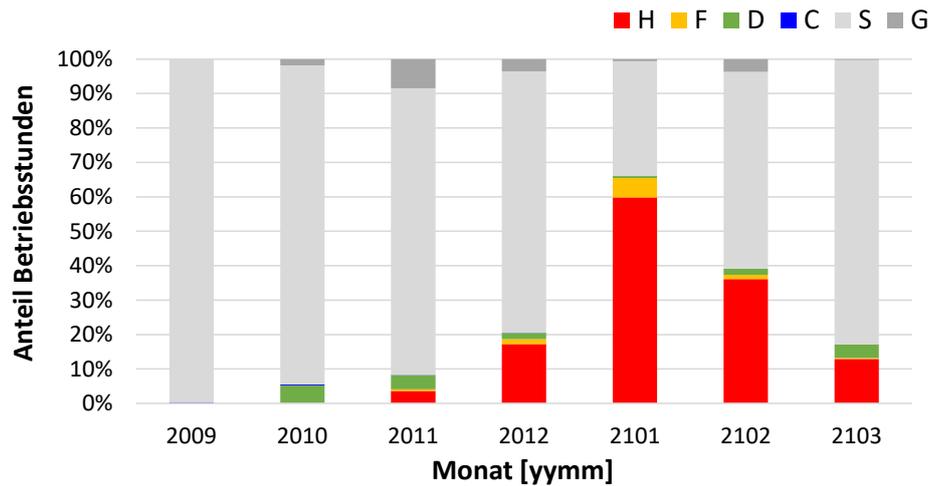


Bild 7: Prozentualer Anteil der verschiedenen Betriebsarten pro Monat der Wärmepumpe I.

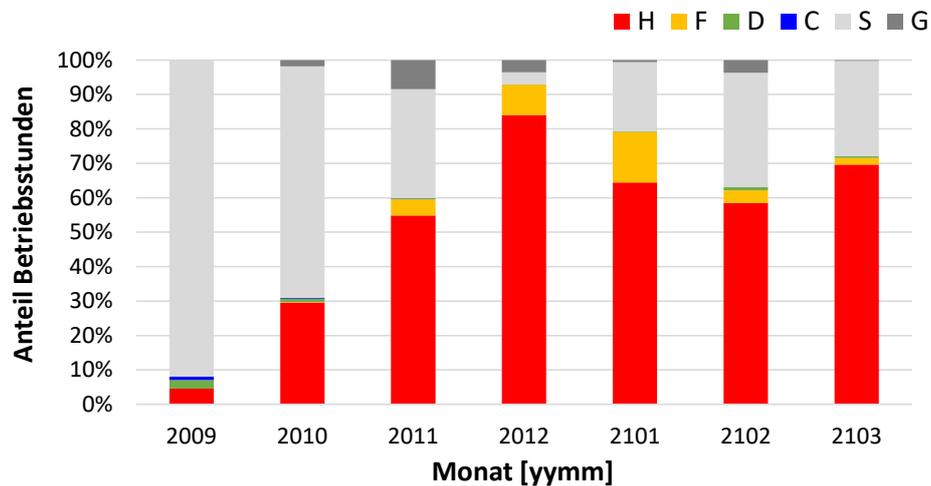


Bild 8: Prozentualer Anteil der verschiedenen Betriebsarten pro Monat der Wärmepumpe II.

Leistung

Aus den untenstehenden Bildern 9 und 10 gehen die mittleren Heizleistungen der Wärmepumpen I und II in Abhängigkeit der Aussentemperatur hervor. Die roten Punkte entsprechen dem Mittelwert sämtlicher Heizleistungen im Heizbetrieb bei einer Aussentemperatur. Die gelben und blauen Punkte entsprechen den mittleren Heizleistungen im Heizbetrieb bei einer Aussentemperatur sortiert nach Tag und Nacht. Die schwarzen Punkte entsprechen der maximal gemessenen Heizleistung im Heizbetrieb bei einer Aussentemperatur. Die Punkt-Strich-Linie entspricht der im Konzeptvergleich hinterlegten Heizkurve vom Gebäude, skaliert auf die Wärmepumpe I und II. Es geht hervor, dass im Winter 20/21 die erzeugte Leistung im Mittel in etwa 1/3 der Nennheizleistung gemäss Heizkurve entsprach. Ein Grund für die Abweichung liegt an der Teilschliessung vom Einkaufszentrum während des Lockdowns.

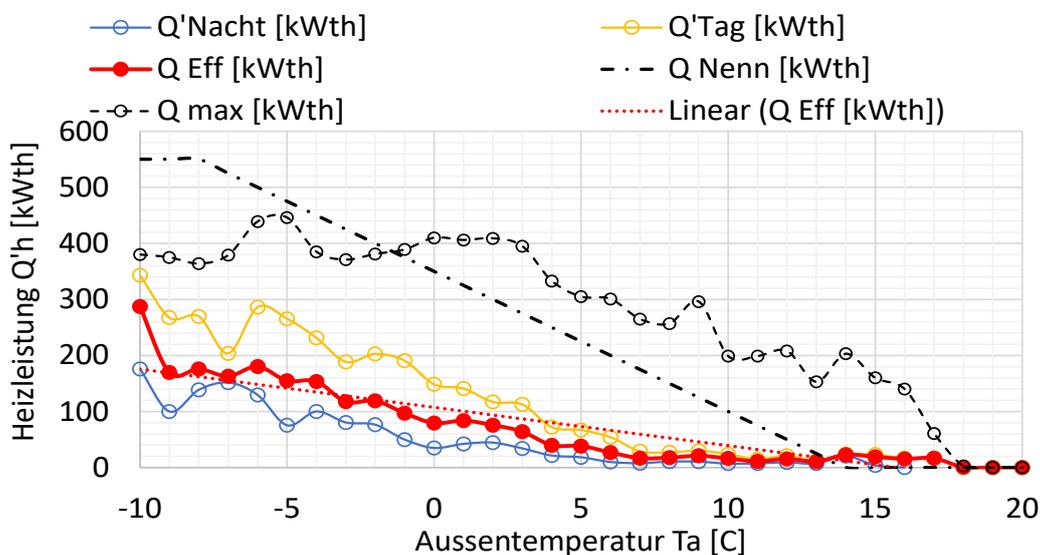


Bild 9: Mittlere Heizleistung der Wärmepumpe I in Abhängigkeit der Aussentemperatur.

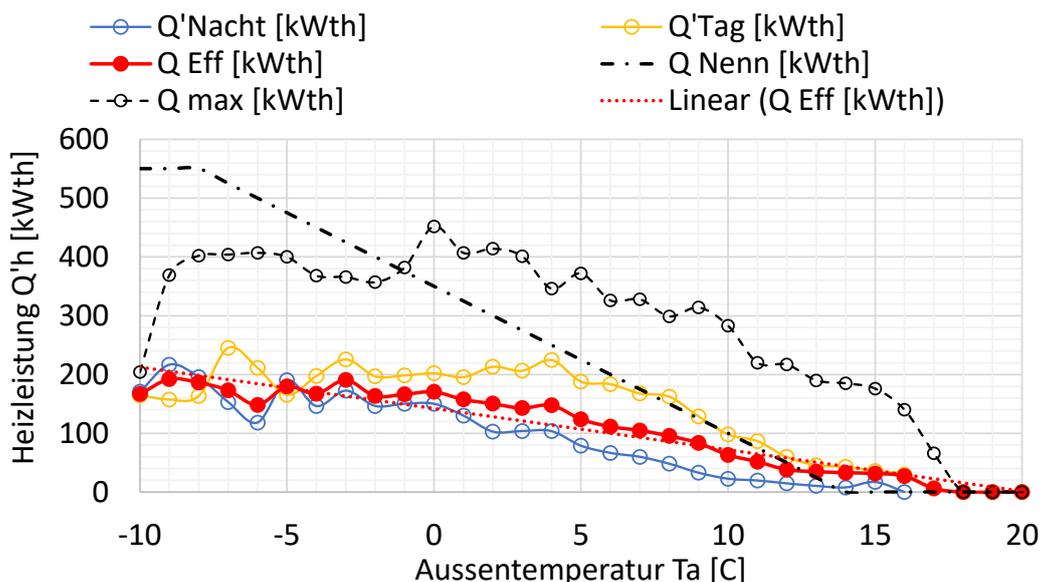


Bild 10: Mittlere Heizleistung der Wärmepumpe II in Abhängigkeit der Aussentemperatur.

Energie

Das nachfolgende Bild 11 stellt die Heizenergie und mittlere Aussentemperatur der Wärmepumpen I und II pro Kalenderwoche dar. Daraus lässt sich der Zusammenhang zwischen Aussentemperatur und erzeugter Heizenergie erkennen und scheint plausibel.

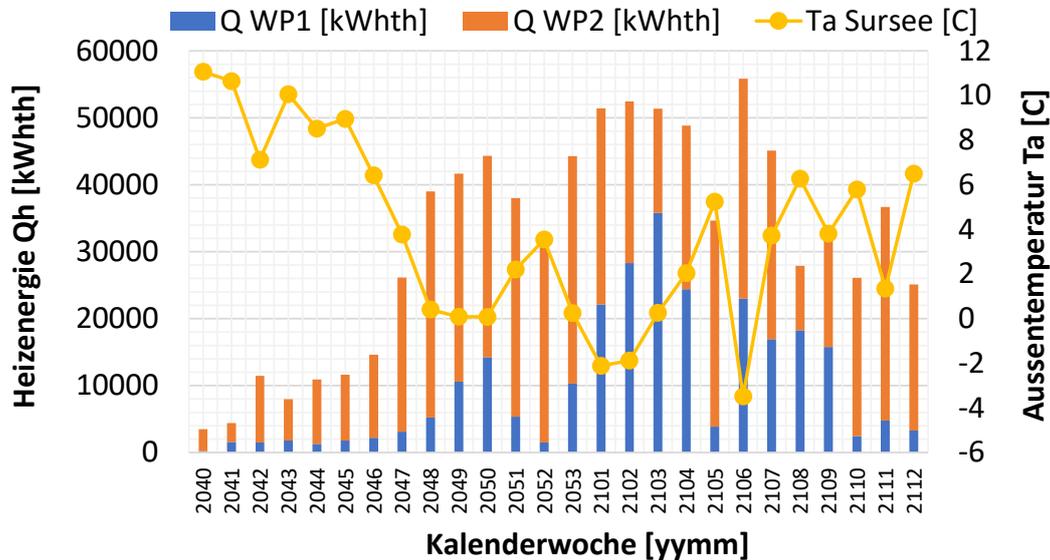


Bild 10: Heizenergie und mittlere Aussentemperatur der WP I und II pro Kalenderwoche.

Coefficient of Performance COP

Das folgende Bild 12 stellt den gemessenen und prognostizierten COP sowie die totale Heizenergie im Heizbetrieb in Abhängigkeit der Aussentemperatur beider Wärmepumpen I und II dar. Die roten Punkte (dicke Linie) entsprechen den gemessenen Werten, die dünne rote Linie stellt den prognostizierten COP (Modell: Betrieb) dar. Gewichtet nach der erzeugten Heizenergie, liegt der gemessene COP über den gesamten Temperaturbereich -0.6% unter dem prognostizierten COP. Im unteren Temperatur-Bereich liegt der gemessene COP höher als der prognostizierte. Dies ist auf eine tiefere Rücklauftemperatur zurückzuführen. Im oberen Temperatur-Bereich liegt der gemessene COP unter dem prognostizierten COP. Dies ist auf eine höhere Rücklauftemperatur sowie kurze Laufzeiten und häufiges Takten des Systems zurückzuführen.

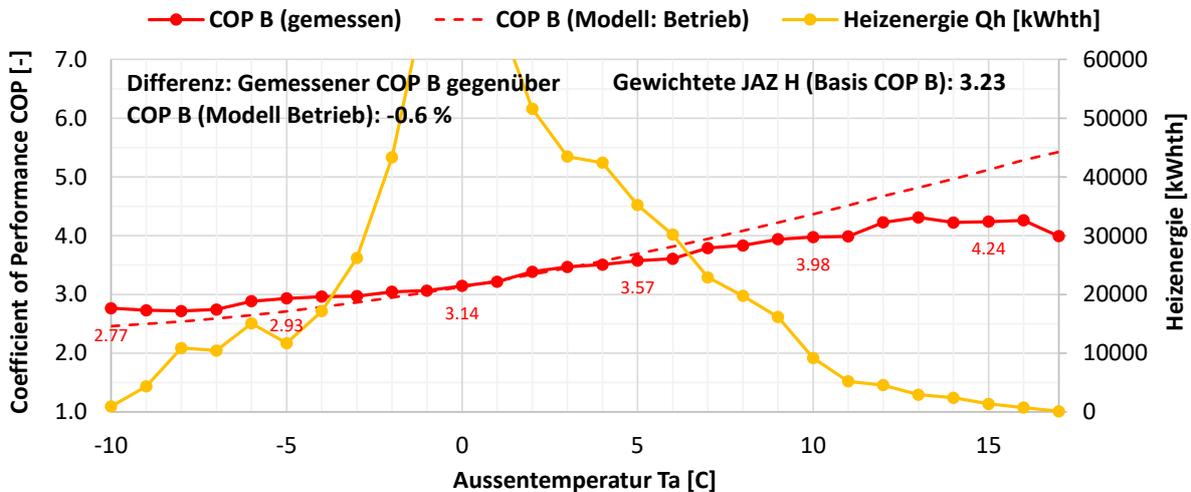


Bild 12: Gemessener und prognostizierter COP sowie die totale Heizenergie im Heizbetrieb in Abhängigkeit der Aussentemperatur beider Wärmepumpen I und II zusammen.

Das folgende Bild 13 stellt den gemessenen und prognostizierten COP sowie die totale Heizenergie im Heizbetrieb in Abhängigkeit der Aussentemperatur eines Folgeprojektes dar. Die Wärmepumpe befindet sich im Raum Zug und die Messdaten stammen vom Januar bis März 2021. Die Wärmepumpe vom Folgeprojekt hat eine kleinere Nenn-Heizleistung und weist eine höhere mittlere Auslastung auf. Die Bedeutung der Linien und Farben sind analog von Bild 12. Der thermodynamische Prozess ist im Grundsatz identisch. Gewichtet nach der erzeugten Heizenergie, liegt der gemessenen COP über dem gesamten Temperaturbereich +7.7% über dem prognostizierten COP. Es ist ersichtlich, dass der COP im oberen Temperaturbereich im Vergleich zu den Wärmepumpen in Sursee nicht merklich abfällt. Basierend auf den Betriebserfahrungen von den zwei Wärmepumpen I und II in Sursee, wurde die Auslegung und Dimensionierung der Wärmepumpen optimiert. Erste Messwerte deuten darauf hin, dass diese Optimierung zu einem energetischen Vorteil führen.

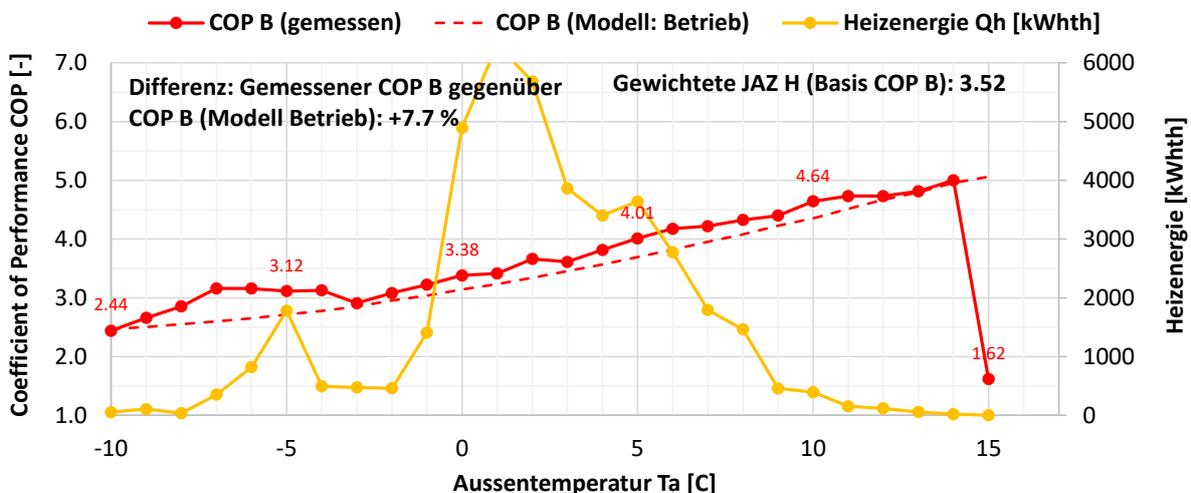


Bild 13: Gemessener und prognostizierter COP sowie die totale Heizenergie im Heizbetrieb in Abhängigkeit der Aussentemperatur eines Folgeprojektes (Raum: Zug, Messdaten: Januar bis März 2021).

Schlussfolgerungen und Ausblick

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die reversiblen Luft/Wasser CO₂-Wärmepumpen erfolgreich entwickelt, gefertigt und im Sommer 2019 vor Ort installiert wurden. Weiter wurde die Steuerung und die Schnittstellen der Wärmepumpen getestet und im Herbst 2019 Schritt für Schritt in Betrieb genommen. Seither versorgen die reversiblen Luft/Wasser CO₂-Wärmepumpen die Gebäude I und II vom Surseepark mit Wärme und Kälte. Die Einregulierung und Betriebsoptimierung wurden bis im Herbst 2020 abgeschlossen und seither werden repräsentative Messwerte über ein Jahr Betrieb erfasst. Der Abschluss der Messdatenerfassung und Auswertung erfolgt voraussichtlich im Herbst 2021 und der finale Schlussbericht resultierend aus dem BFE Pilot- und Demonstrationsprojekt im Q4/2021.

Basierend auf den aktuell verfügbaren, repräsentativen Messdaten wurde der Heiz- resp. Winterbetrieb 2020/21 in den Monaten Oktober und März detailliert untersucht. Aus der Aufteilung der Betriebsarten geht hervor, dass während dieser Zeitspanne nebst dem Standby-Betrieb der Heizbetrieb dominiert. Weiter wurde der Zusammenhang zwischen der mittleren Aussentemperatur und erzeugter Heizenergie dargestellt und geprüft. Die mittlere Leistung der zwei Wärmepumpen beläuft sich auf rund 1/3 gegenüber der Heizkurve, welche bei der Konzeptevaluation hinterlegt wurde. Die Tendenz zur mittleren Leistung deckt sich mit dem hohen Anteil an Standby-Betrieb der Wärmepumpen. Last but not least wurde der COP der Wärmepumpen untersucht. Im mittleren Temperatur-Bereich passen die gemessenen COP-Werte zu den prognostizierten COP-Werten. Im unteren und oberen Temperatur-Bereich lässt sich Verbesserungspotential vom Modell erkennen. Es ist davon auszugehen, dass insbesondere die Berücksichtigung der Rücklaufemperatur wie auch die Teillast resp. das Takten der Wärmepumpen die Prognose-Genauigkeit vom Modell verbessern.

Der Ausblick zu einem Folgeprojekt lässt erahnen, dass geringfügige Anpassungen in der Systemauslegung und im Betrieb eine Steigerung vom COP gegenüber dem Modell von rund +8 % bewirken. Dieser Trend in die richtige Richtung stimmt die Autorenschaft zuversichtlich, dass reversible Luft/Wasser CO₂ Wärmepumpen in Zukunft eine relevante Rolle bei der Beheizung und Klimatisierung von modernisierten Grossgebäuden spielen werden.

Guillaume Cuvillier, Nicole Calame, Fabrice Rognon, CSD Ingénieurs SA
Omar Montero D., Pauline Brischoux, Pierre Hollmuller, Université de Genève

Schémas et simulations de systèmes avec PAC sur l'air dans les immeubles résidentiels collectifs

Zusammenfassung

Hydraulische Schaltungen wurden entwickelt, die an die Integration von Luftwärmepumpen in Mehrfamilienhäusern angepasst sind. Sie erfüllen einen Mangel, insbesondere auf dem Renovierungsmarkt in städtischen Gebieten. Die Systeme wurden durch Simulationen auf der Grundlage von Langzeit-In-Situ-Messungen validiert. Anschließend durchgeführte Sensitivitätsanalysen zeigen, wie sich die Ergebnisse je nach Heizungs- und Warmwasserbedarf sowie je nach geringerer oder höherer Leistung der Wärmepumpe für dasselbe System verändern. Die Leistungen der verschiedenen Konzepte werden vorgestellt und in Bezug auf die Jahresarbeitszahl (JAZ), den System-COP und die CO₂-Äquivalent Emissionen pro erzeugter kWh verglichen.

Résumé

Des schémas hydrauliques adaptés à l'intégration de PAC sur l'air dans les bâtiments multi-logements ont été élaborés. Ils répondent à un manque issu en particulier du marché de la rénovation dans les zones urbaines. Les systèmes ont été validés par des simulations calées sur des mesures in situ de longue durée. Des analyses de sensibilités menées ensuite montrent comment les résultats varient selon une demande en chauffage, en eau chaude sanitaire ainsi qu'une puissance de PAC plus faible ou plus élevée pour un même système. Les performances des divers concepts sont présentées et comparées en fonction du COP annuel, du COP du système et des émissions de CO₂ équivalent par kWh produit.

Contexte et motivation

L'énergie thermique nécessaire aux bâtiments est responsable d'environ 30% des émissions de CO₂ en Suisse, dont les $\frac{3}{4}$ pour l'habitat. Dans le canton de Genève, la moitié de la surface chauffée correspond aux bâtiments résidentiels collectifs bien qu'elle soit issue de 27% du parc immobilier seulement [1].

Le mouvement de promotion de l'utilisation des pompes à chaleur dans le cadre de la rénovation en Suisse est en marche depuis longtemps. Le Swiss Retrofit Heat Pump Programme lancé dans les années 1990 avait pour but de développer un concept de PAC capable de produire de la chaleur à un niveau suffisant pour permettre le remplacement des chaudières dans le cas d'assainissement de bâtiments existants de petite puissance [2]. Le marché des pompes à chaleur pour le secteur résidentiel a connu une large croissance depuis lors : parti d'une part presque nulle, leurs ventes dépassent actuellement 50% du marché du chauffage en Suisse. Toutefois, environ 10% seulement de ces PAC sont destinées aux bâtiments résidentiels multi-logements [3]. Différentes barrières en sont responsables, tels que la complexité des projets, les aspects légaux ou l'accès aux ressources non-fossiles [4]. En zone urbaine densément bâtie, les gisements d'énergies renouvelables pour le chauffage de bâtiments collectifs sont souvent très limités : distance au lac ou à une rivière trop grande, absence de nappe phréatique, impossibilité de forer ou interdiction d'utilisation (protection des eaux), pas de réseau de chauffage à distance à proximité raisonnable, chaudière à bois interdite en zone d'émission excessive, solaire restreint ou nul à cause d'une toiture inadaptée ou de la protection des bâtiments. Dans ce contexte, il apparaît que les pompes à chaleur sur l'air constituent un potentiel clé pour la réduction des émissions de CO₂. Afin de soutenir leur plus large application, le projet AirBiVal réalisé a permis de développer des schématiques de systèmes de chauffage intégrant des PAC sur l'air avec et sans appoint pour les bâtiments résidentiels collectifs d'une puissance thermique d'environ 50-100 kW jusqu'à quelques centaines de kW thermiques adaptés au marché de la rénovation. L'objectif est de fournir des schémas fiables faisant le lien entre la théorie, les bonnes pratiques et la réalité du terrain.

En parallèle, le projet Airbival a permis de contribuer à l'Annexe 50 de l'AIE « Heat pumps in multi-family buildings for space heating and DWH ».

Sélection et élaboration des schémas

La recherche de schémas hydrauliques existants dans le contexte des bâtiments multi-logements pour une production de chaleur bivalente avec PAC sur l'air a été peu fructueuse. Elle a révélé qu'extrêmement peu de fournisseurs disposent aujourd'hui de schémas à proposer. La raison en est un manque évident de la demande du marché qui n'a pas induit le développement de ces schémas. Chez certains fabricants renommés, une partie de la régulation hydraulique a lieu à l'intérieur des PAC elles-mêmes, rendant les schémas peu reproductibles avec d'autres machines. Chez certains fournisseurs, on peut également trouver des schémas dont nous doutons du bon fonctionnement au point que nous ne les recommanderions pas à l'utilisation.

Il existe des schémas standards créés pour un fonctionnement bivalent avec des PAC, mais les puissances prévues ne vont que jusqu'à environ 20 kW.

La sélection des scénarii étudiés se fonde sur les cas de figure qui peuvent se présenter lors de la conception d'un système avec pompe à chaleur dans un bâtiment multi-logements. Les schémas élaborés répondent en particulier aux besoins du marché de la rénovation ; ils sont applicables également aux nouvelles installations.

La démarche de définition des schémas de base a inclus une étude de la littérature ainsi que des échanges avec le GSP (Groupement professionnel suisse pour les pompes à chaleur) et avec des fournisseurs. Cette approche a permis d'inclure des retours d'expérience de professionnels de la branche ayant été confrontés à ce type de réalisations. Le choix des schémas de principes intègre aussi les informations issues de deux installations pilotes réalisées à Genève par SIG.

La sélection des schémas de base les plus prometteurs illustrant les divers scénarii définis sont les suivants :

1. Fonctionnement PAC monovalent
 - L'installation réalisée par SIG à la route de St-Julien (Genève) pour laquelle nous disposons de mesures in situ ;
2. Fonctionnement parallèle avec une chaudière modulante
 - Un schéma à l'hydraulique simple également proposé dans le logiciel Polysun pour la bivalence PAC-chaudière ;
3. Fonctionnement parallèle avec une chaudière non-modulante et qui ne condense pas
 - L'installation réalisée par SIG au chemin du Daru (Genève) pour laquelle nous disposons de mesures in situ. Ce schéma a été simplifié pour être généralisé ;
4. Pour le cas d'une chaudière non modulante en fonctionnement alternatif
 - Le schéma PAC 05 issu des Schémas standard du Cahier 5 des publications du programme Ravel prévu pour appoint par une chaudière à bois ;

Dans chaque cas, le système fournit le chauffage ainsi que l'eau chaude sanitaire. Une variante de scénario est introduite pour différencier le fonctionnement parallèle en utilisant une chaudière modulante ou une qui ne module pas. Ce choix est motivé par le fait que lors d'un assainissement, il est courant de pouvoir ou de devoir réutiliser une chaudière existante. Ceci peut se justifier d'un point de vue technique ou économique.

La description du fonctionnement des éléments (PAC, chaudière, pompes) intervenant dans les divers scénarii sélectionnés a été décrite pour chaque cas. Ces analyses fonctionnelles permettent de garantir le bon fonctionnement de l'installation en tout temps et sont un élément clé des simulations.

Après l'élaboration des concepts initiaux pour chaque cas étudié, les résultats ont été revus par plusieurs experts du secteur qualité du GSP. Suite à ce processus de validation, des améliorations ont été apportées pour les rendre plus efficaces. Le détail des analyses fonctionnelles sera disponible dans le rapport final du projet AirBiVal. Leur mise en forme est lisible et compréhensible pour les programmeurs qui auront besoin de les intégrer dans le futur par leur présentation sous forme d'arbre décisionnel.

Hypothèses de simulation

L'objectif des simulations est d'apporter une aide à la décision supplémentaire au choix d'un schéma ou d'un autre en fonction de différentes conditions, ou d'un objectif à atteindre. Pour cela, différents indicateurs ont été utilisés afin de synthétiser les résultats de façon compréhensible.

Le dimensionnement est réalisé selon des besoins normalisés. La demande en chauffage du bâtiment et la météo de référence sont obtenues selon la norme SIA 2028. Le besoin en eau chaude sanitaire (ECS) est basé sur la norme SIA 385/2 :2015.

A noter que dans chaque schéma, la production d'ECS est garantie uniquement par la PAC, il n'y a pas d'appoint fossile pour cette partie. Ce choix a été motivé par le fait que l'ECS représente dans la rénovation une part minimale de l'énergie, et on estime qu'elle peut être fournie à 100% par la PAC. Ainsi, on simplifie la schématique de l'installation et l'éventuel appoint fossile est complètement à l'arrêt hors de la période de chauffage. Ceci peut avoir un impact sur le dimensionnement du système (puissance PAC), qui a été assumé lors de l'élaboration des schémas.

La régulation des différents schémas prévoit une priorité eau chaude, comme on la trouve dans la plupart des installations. La boucle de circulation est activée par intermittence entre 6h et 23h pour un total de 12h par jour. Les pertes de circulation représentent environ 30% de l'énergie liée à l'ECS.

Les simulations ont été réalisées à partir du logiciel TRNSYS, afin d'avoir plus de flexibilité dans les paramètres et de pouvoir obtenir un système le plus proche possible de la réalité.

Calibrage du modèle

Afin de valider le modèle de simulation, le cas du système monovalent a été simulé et comparé aux mesures réalisées sur site entre octobre 2018 et septembre 2019. Cette validation a permis de s'assurer que les résultats de simulation soient fidèles au fonctionnement réel du système [5].

Variables de l'étude de sensibilité

Les systèmes ont été simulés afin de montrer quelles conditions sont favorables à un système ou à un autre. Pour ce faire, différentes variables de consommation ont été choisies afin de représenter le parc immobilier genevois, qui est représentatif du parc en milieu urbain. Les consommations de chauffage et d'ECS choisies pour la simulation sont basées sur les études de l'université de Genève [6] et [7].

Ensuite, la puissance de la PAC a été modifiée afin de faire ressortir l'impact du dimensionnement sur les performances et consommations du système de chauffage.

Valeurs choisies pour le chauffage

Le graphique suivant (figure 1) illustre les différents niveaux de consommation de chauffage selon les années de construction dans le résidentiel collectif. Il a servi à identifier trois niveaux de consommation pour les simulations correspondant aux lignes horizontales vert / jaune / rouge.

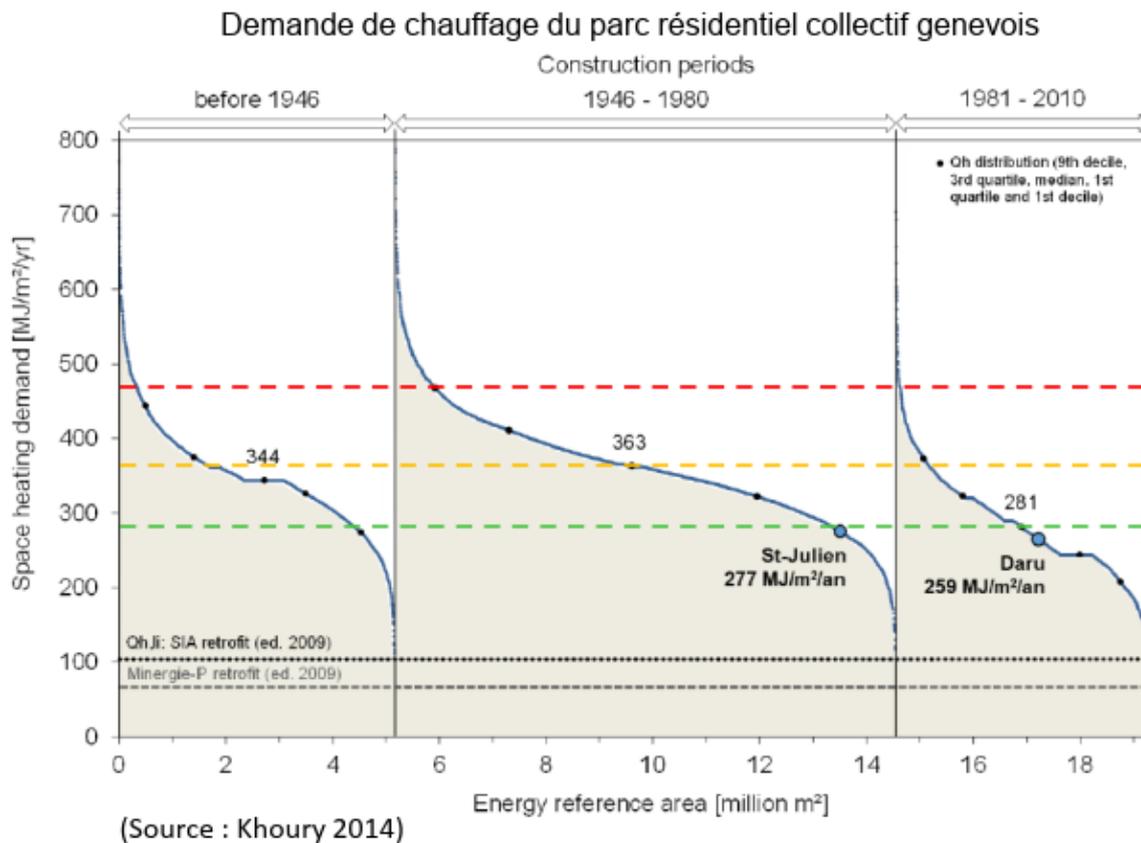


Figure 1: Valeurs de référence pour l'étude de sensibilité sur le chauffage

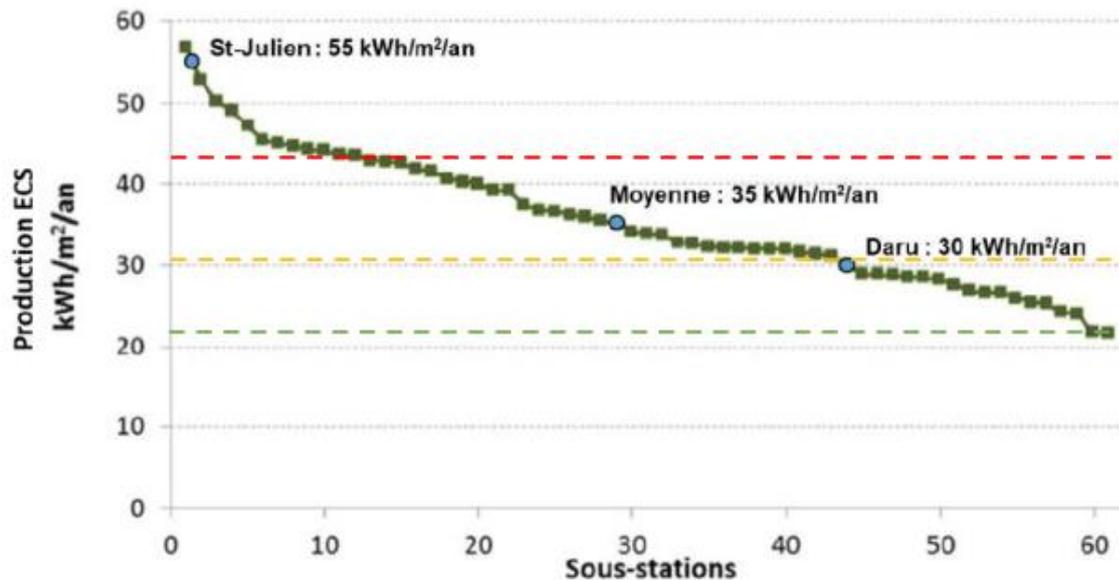
Les 3 niveaux de consommations suivants ont été considérés :

- **Faible** : 78kWh/m².an (281MJ/m²/an)
- **Moyenne** : 101kWh/m².an (363MJ/m².an)
- **Très élevée**: 130 kWh/m².an (468MJ/m².an)

Valeurs choisies pour l'ECS

De la même façon, les niveaux de consommations d'ECS dans le résidentiel collectif sont classées dans la figure suivante (figure 2).

Distribution des consommations de chaleur pour la production d'ECS de 61 bâtiments résidentiels genevois



(Source : Quiquerez 2017)

Figure 2: Valeurs de base pour l'étude de sensibilité sur l'ECS

Les 3 niveaux de consommations suivants ont été considérés (pour une production à 60°C) :

- **Faible** : 25 L/hab.jour
- **Moyenne** : 35 L/hab.jour (valeur moy. SIA 385/1)
- **Très élevée**: 50 L/hab.jour

Le niveau de consommation « Moyenne » a servi de référence pour les simulations.

Variation de la puissance de la PAC

La variation de puissance concerne uniquement les systèmes bivalents.

Les niveaux de puissance ont été déterminés en faisant varier de 30% à 80% la puissance de la PAC (PPAC,ch) aux conditions du point de bivalence (Tbiv) pour une production de chaleur à 55°C.

- **Faible** : Tbiv / 55°C, 30% PPAC,ch
- **Référence** : Tbiv / 55°C, ≈ 50% PPAC,ch (pour attendre l'objectif de couverture de 80% des besoins de chaleur totaux (chauffage + ECS) par la PAC)
- **Elevée** : Tbiv / 55°C, 80% PPAC,ch

Cas 1. Système monovalent

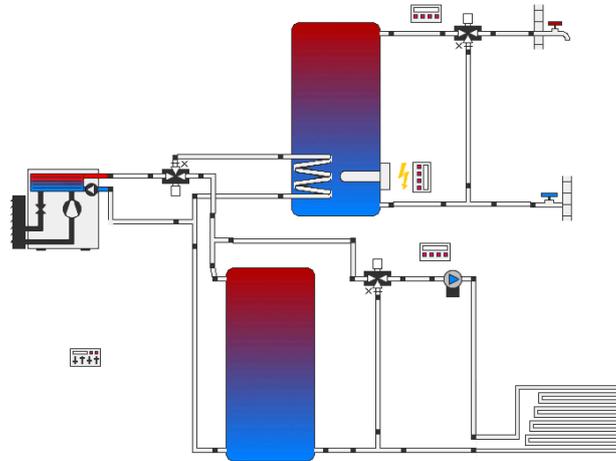


Figure 3: Schéma système monovalent (Illustré avec Polysun)

La PAC fournit 100% du besoin de chaleur du bâtiment (ECS et chauffage). Ce schéma (figure 3) est prévu lorsque le système à rénover permet l'installation d'une PAC sans appoint (des points de vue financier, puissance, encombrement, bruit).

Le dimensionnement du système est basé sur le besoin journalier maximal et le temps imparti pour produire l'énergie pour le chauffage, soit 18h en comptant 4 cycles d'ECS de 1h et 2 h d'interruption pour le délestage du réseau électrique.

$$@ -10^{\circ}\text{C} / 55^{\circ}\text{C}, PPAC, ch[kW] = \frac{\text{énergie ch.journalière max.}[kWh]}{tch}$$

avec tch = temps imparti pour chauffer = 18h

Les simulations ont été réalisées en faisant varier la demande de chauffage et la demande d'ECS.

Cas 2. Fonctionnement parallèle avec une chaudière modulante

Ce schéma (figure 4) est prévu lorsque la chaudière en place est capable de moduler, ou lorsqu'on installe une nouvelle chaudière modulante. On installe la chaudière sur le départ après l'accumulateur de chauffage pour les motifs suivants : Si c'est une chaudière à mazout, la modulation est faible, si c'est une chaudière à gaz, l'expérience montre qu'elle ne module pas comme on le voudrait. Etant donné que la courbe de chauffage de la chaudière est différente de la PAC, il est plus sûr de la séparer hydrauliquement tout en veillant à ce que les températures de retour demeurent dans les limites du bon fonctionnement de la PAC.

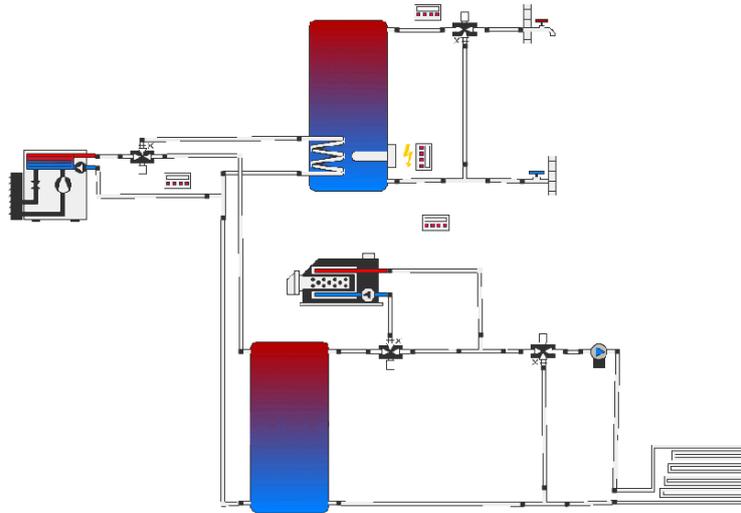


Figure 4: Système bivalent parallèle avec chaudière modulante (Illustré avec Polysun)

Le dimensionnement du système est itératif. La PAC est tout d'abord choisie à 50% de la demande de chauffage horaire max. Le point de bivalence est trouvé à l'intersection entre la signature énergétique du bâtiment et la courbe du constructeur de la PAC. Le système est simulé en tenant compte du point de bivalence (figure 5): ce qui est au-dessus du point de bivalence est fourni par la PAC, ce qui est en dessous est fourni par la PAC et la chaudière en complément. Si le résultat de la simulation donne une couverture par la PAC inférieure à 80%, on choisit un modèle de PAC plus puissant.

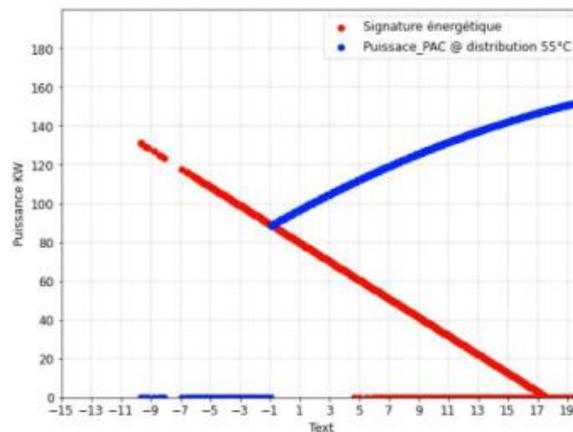


Figure 5: Choix de la Puissance de la PAC

Si le dimensionnement de la puissance requise pour l'ECS selon SIA 385/2 est supérieur au dimensionnement sur le chauffage, c'est la puissance requise pour l'ECS qui est conservée.

Les simulations ont été réalisées en faisant varier la demande de chauffage et la demande d'ECS, puis en faisant varier la puissance de la PAC.

Ce schéma offre la possibilité de pouvoir déconnecter la chaudière lorsque les besoins du bâtiment seront réduits suite à l'assainissement de l'enveloppe, par exemple.

Cas 3. Fonctionnement parallèle avec une chaudière non-modulante (et qui ne condense pas)

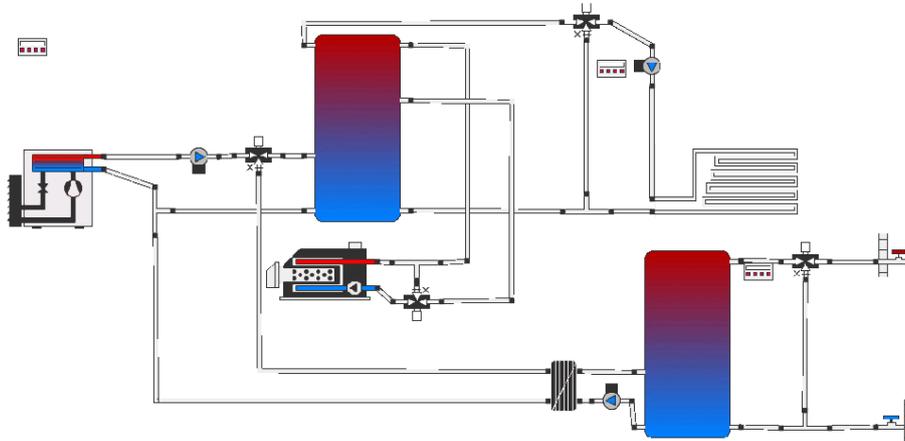


Figure 6: Système bivalent parallèle avec chaudière non modulante (Illustré avec Polysun)

Ce schéma (figure 6) est prévu lorsque la chaudière en place est conservée et n'est pas capable de moduler. Dans l'idéal, il faudrait avoir un ballon supplémentaire pour la chaudière. Si la place manque, un seul accumulateur est possible selon ce schéma, mais en prévoyant un volume suffisant pour 15 minutes de fonctionnement de la chaudière.

Le dimensionnement du système est identique au cas précédent.

Les simulations ont été réalisées en faisant varier la demande de chauffage et la demande d'ECS, puis en faisant varier la puissance de la PAC.

Cas 4. Fonctionnement alternatif avec une chaudière non-modulante

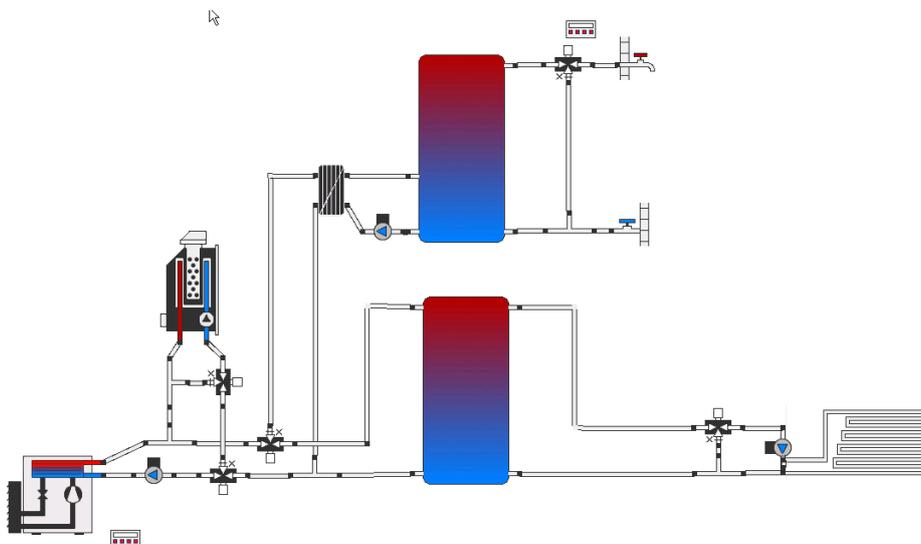


Figure 7: Système alternatif avec chaudière non modulante (Illustré avec Polysun)

Ce schéma (figure 7) est prévu lorsque la chaudière n'est pas modulante et qu'on choisit de ne pas faire fonctionner la PAC en dessous du point de bivalence. L'objectif de ce schéma est de

pouvoir déconnecter la chaudière lorsque les besoins du bâtiment seront réduits (assainissement d'enveloppe par exemple). Cependant, durant l'utilisation bivalente, il est à prévoir que la part de la PAC restera relativement modeste comparé aux variantes précédentes. On privilégie le fonctionnement de la PAC dans sa bonne plage de performance, mais on utilise plus d'énergie fossile.

Le dimensionnement du système est identique au précédent, mis à part que sous le point de bivalence c'est la chaudière seule qui fournit la puissance.

Résultats de simulations et recommandations

Afin de pouvoir comparer les résultats entre les différents systèmes, les indicateurs suivants ont été choisis (figure 8):

$$COPa = \frac{Q_{\text{prod, PAC}}}{Q_{\text{conso, PAC}}}$$

$$\% \text{ couv. PAC} = \frac{Q_{\text{prod, PAC}}}{(Q_{\text{prod, PAC}} + Q_{\text{prod, chd}})}$$

$$COP_{\text{sys}} = \frac{Q_{\text{prod, PAC}} + Q_{\text{prod, chd}}}{(Q_{\text{conso, PAC}} + Q_{\text{conso, chd}})}$$

Le contenu CO₂ du mix électrique Suisse a été pris en compte selon l'étude de l'université de Genève [8].

Système	Variante	Demande chauffage	Demande ECS	COPa	% Production par la PAC	COP système	tCO ₂ eq électricité	tCO ₂ eq gaz	tCO ₂ eq total	Demande totale [MWh]	gCO ₂ eq/kWh
Système monovalent	Référence	Elevée	Moyenne	2.85	100%	2.85	25.27	0.00	25.27	481.3	52.5
	ECS faible	Elevée	Faible	2.84	100%	2.84	24.49	0.00	24.49	459.1	53.3
	ECS élevée	Elevée	Elevée	2.85	100%	2.85	26.59	0.00	26.59	501.4	53.0
	Chauffage faible	Faible	Moyenne	2.86	100%	2.86	20.27	0.00	20.27	383.2	52.9
	Chauffage très él	Très élevée	Moyenne	2.85	100%	2.85	31.25	0.00	31.25	597.4	52.3
Système bivalent parallèle avec chd. modulante	Référence	Elevée	Moyenne	3.15	80%	2.10	17.23	24.15	41.38	477.7	86.6
	ECS faible	Elevée	Faible	3.14	79%	2.06	16.84	24.66	41.5	462.2	89.8
	ECS élevée	Elevée	Elevée	3.18	81%	2.15	17.71	23.94	41.65	502.4	82.9
	Chauffage faible	Faible	Moyenne	3.05	88%	2.39	16.54	11.70	28.24	386.0	73.2
	Chauffage très él	Très élevée	Moyenne	3.2	77%	2.00	20.04	34.75	54.79	598.8	91.5
	P. PAC faible	Elevée	Moyenne	3.15	80%	2.10	17.23	24.15	41.38	477.7	86.6
P. PAC élevée	Elevée	Moyenne	2.9	100%	2.89	25.65	0.12	25.77	484.1	53.2	
Système bivalent parallèle avec chd. non-modulante	Référence	Elevée	Moyenne	3.16	71%	1.84	14.73	34.17	48.9	480.6	101.7
	ECS faible	Elevée	Faible	3.15	69%	1.78	13.82	34.85	48.67	458.5	106.2
	ECS élevée	Elevée	Elevée	3.18	74%	1.91	15.94	32.72	48.66	507.8	95.8
	Chauffage faible	Faible	Moyenne	3.06	84%	2.22	14.90	15.40	30.3	382.9	79.1
	Chauffage très él	Très élevée	Moyenne	3.21	66%	1.71	16.38	49.31	65.69	596.6	110.1
	P. PAC faible	Elevée	Moyenne	3.16	71%	1.84	14.73	34.17	48.9	480.6	101.7
P. PAC élevée	Elevée	Moyenne	2.9	100%	2.90	25.15	0.16	25.31	480.8	52.6	
Système bivalent alternatif	Référence	Elevée	Moyenne	3.13	79%	2.05	16.49	25.10	41.59	480.6	86.5
	ECS faible	Elevée	Faible	3.13	78%	2.02	15.80	25.01	40.81	458.5	89.0
	ECS élevée	Elevée	Elevée	3.13	80%	2.10	17.73	24.94	42.67	513.6	83.1
	Chauffage faible	Faible	Moyenne	3.11	81%	2.10	13.53	18.75	32.28	383.0	84.3
	Chauffage très él	Très élevée	Moyenne	3.15	77%	2.01	19.97	32.64	52.61	596.1	88.3
	P. PAC faible	Elevée	Moyenne	3.31	56%	1.51	9.80	52.31	62.11	480.7	129.2
	P. PAC élevée	Elevée	Moyenne	2.92	100%	2.90	24.66	0.31	24.97	480.1	52.0

Figure 8: tableau récapitulatif des résultats de simulation

Au sein de chaque système, la variation des demandes de chauffage et d'ECS dans les plages expliquées plus haut ne donne pas d'impact significatif sur les différents indicateurs. Le COPa,

le COP du système et les émissions de CO₂ ne varient pas sensiblement avec les variations de demande de chauffage et d'ECS.

Pour une puissance de la PAC plus haute que la valeur de dimensionnement, on observe une diminution du COPa mais une augmentation du COP du système. Les émissions de CO₂ sont ainsi réduites. C'est l'inverse lorsque l'on diminue la puissance de la PAC.

Les simulations permettent une comparaison intéressante des systèmes entre eux. La Figure 9 présente les différents indicateurs pour tous les systèmes simulés.

D'une manière prédictible, le système monovalent présente les plus basses émissions de CO₂ rapportées au kWh de demande. Ensuite les modes parallèles avec chaudière modulante et alternatif présentent respectivement les meilleures valeurs d'émission de CO₂. Avec la chaudière non-modulante les résultats sont les moins bons.

De façon générale, le COP est un argument de vente des fournisseurs de PAC. Un COPa élevé pour la PAC est en effet un objectif intéressant à atteindre afin d'optimiser le fonctionnement de la PAC et de réduire la consommation d'électricité. Ce n'est cependant pas un indicateur suffisant pour déterminer la performance d'une installation. C'est le COP global du système et les émissions de CO₂eq qui sont déterminants. Les graphiques suivants (figure 9, 10) montrent la corrélation entre COP système et émissions de CO₂eq.

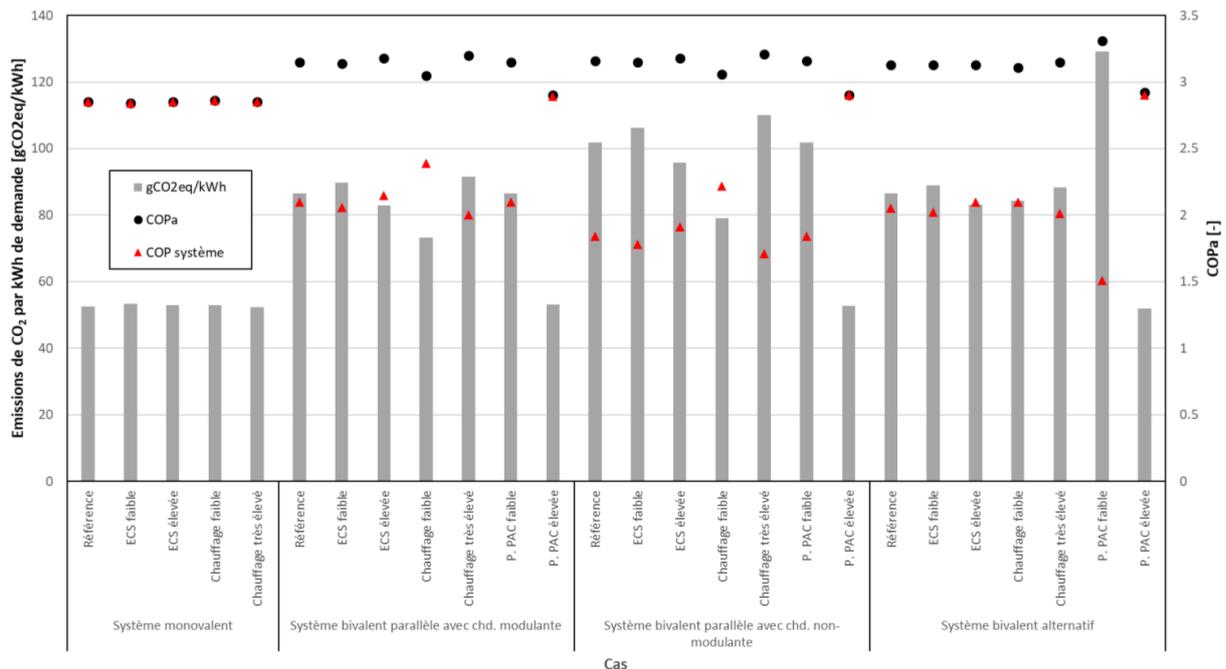


Figure 9: Résumé des simulations et indicateurs

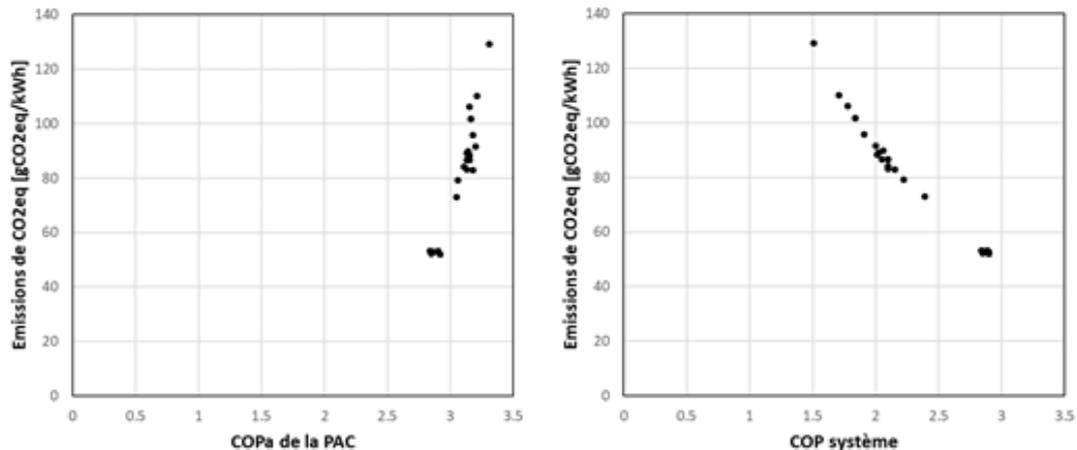


Figure 10: Corrélation COPa et COP système / Emissions de CO₂

Avec le mix électrique Suisse, il semble plus avantageux d'un point de vue environnemental de mettre en place un système monovalent que bivalent, malgré la dégradation du COP de la PAC en hiver. Cela implique cependant l'installation d'une puissance PAC totale 2 à 3 fois plus élevée. L'impact économique à l'investissement peut représenter un frein à ce système.

Parmi les systèmes bivalents, il ne semble pas y avoir de système qui se démarque de manière significative en termes de performance, bien que le système bivalent parallèle avec chaudière non modulante présente des performances globales légèrement plus faibles. Les conditions techniques évoquées plus haut doivent rester prédominantes lors du choix du système bivalent.

Les courbes de la Figure 11 montrent les émissions de CO₂ annuelles pour chaque système. On y voit la part électrique, la part gaz, et les émissions globales des différents systèmes.

Les aspects économiques n'ont pas été étudiés (prix de la PAC, réservation de la puissance gaz, augmentation de la puissance électrique du bâtiment, etc.). Ils peuvent également être un facteur de décision important et pourraient faire l'objet d'études complémentaires.

Une diminution de la puissance PAC installée en bivalent pourrait à priori être possible si une partie de l'ECS est assurée par la chaudière. En effet, pour les schémas hydrauliques choisis, la PAC assure l'intégralité de la production d'ECS. Elle doit donc disposer d'une capacité suffisante même lors des jours les plus froids pour lesquels sa capacité et son rendement est moindre. Le choix a été fait pour une simplification de l'installation, mais le souhait d'avoir un secours fossile ou l'aspect économique (diminution de puissance PAC) pourrait motiver à installer l'appoint chaudière également sur l'ECS.

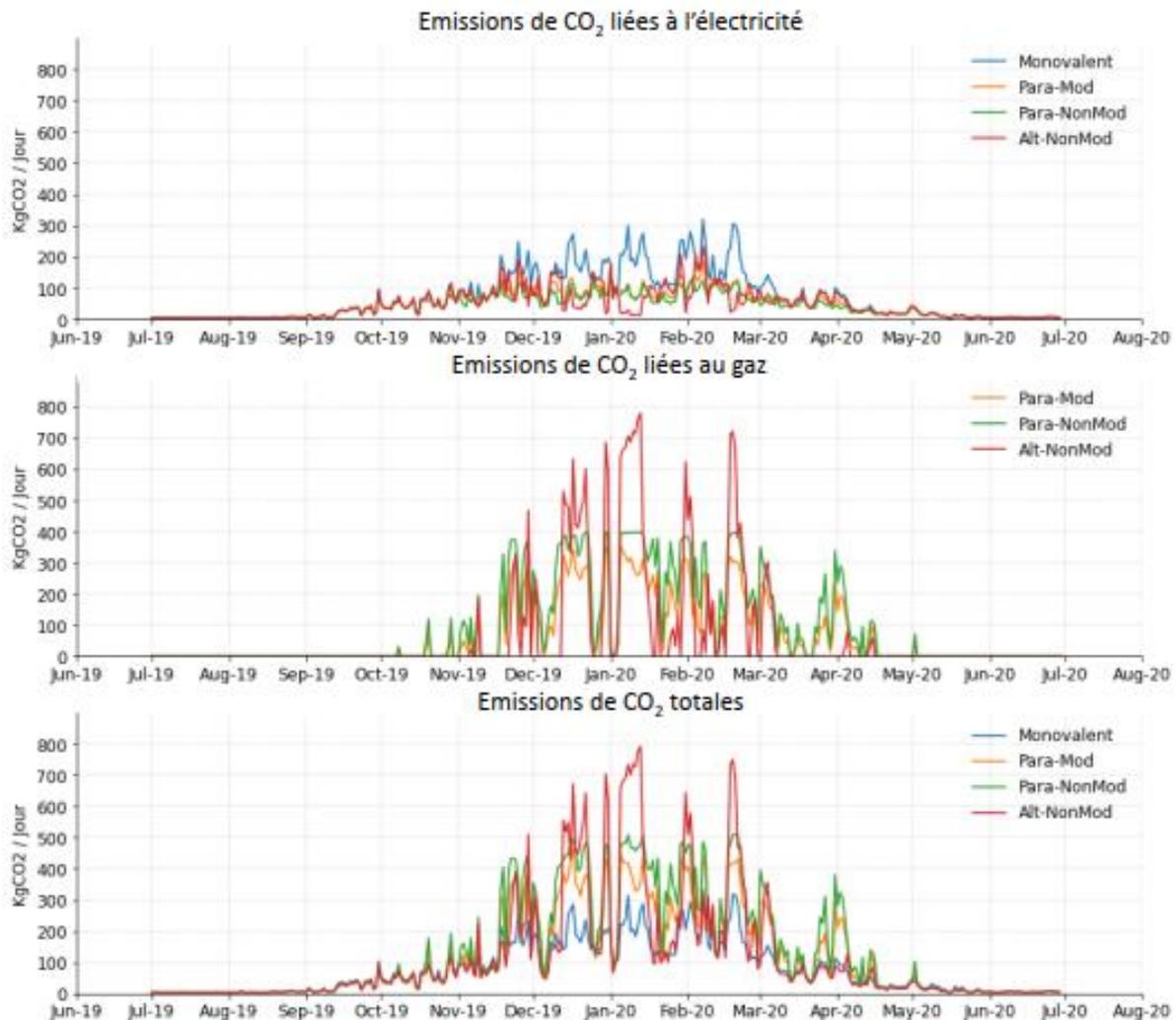


Figure 11: Emissions de CO₂ annuelles par agent énergétique et pour chaque système

Conclusion

Le projet a permis de simuler avec précision 4 schémas recommandables en tant que standards adaptés à la rénovation avec des PAC air/eau. Le comportement des systèmes a été analysé par des simulations calibrées au préalable sur des mesures in situ. Pour chaque schéma, nous avons développé l'analyse fonctionnelle correspondante. Les méthodes de dimensionnement associées permettent de choisir entre un système 100% PAC pour une rénovation totale du système de production de chaleur, et une variante moins onéreuse combinant la ou les PAC avec un système fossile existant.

Les performances des différents schémas ont été analysées sous l'angle de la part couverte par les PAC et les émissions de CO₂. Ainsi, le coefficient de performance de la PAC n'est pas le seul indicateur déterminant si l'électricité provient du réseau. C'est le COP du système complet de production de chaleur qui doit être analysé afin de réaliser une installation performante et inscrite dans une démarche de réduction maximale des émissions de CO₂.

Perspectives futures

L’outil de simulation développé dans le cadre de ce projet peut permettre encore d’autres analyses sur les systèmes. Il pourra être utilisé pour répondre à certaines questions de dimensionnement. Une comparaison entre les systèmes du point de vue financier est également à envisager.

Remerciements

Nous tenons à remercier l’Office Fédéral de l’Énergie pour son soutien financier ainsi que l’Université de Genève et les Services Industriels de Genève (SIG) pour leur précieuse collaboration. Nous remercions également chaleureusement M. Hubacher ainsi que les fournisseurs et autres personnes consultées dans le cadre de ce projet pour leur contribution.

Références

- [1] J. Khoury: Assessment of Geneva multi-family building stock: main characteristics and regression models for energy reference area determination, 2016. <https://archive-ouverte.unige.ch/unige:88423>
- [2] M. Zogg : The Swiss Retrofit Heat Pump Programme, 7th IEA Heat Pump Conference, Beijing, 2002.
- [3] CSD Ingénieurs: Task1 Market overview – Country report for Switzerland, IEA Annex 50 HP in multi-family buildings, 2017
- [4] N. Calame et al: Air to water heat pumps for heating system retrofit in urban areas: understanding the multi-faceted challenge, J. Phys.:Conf. Ser. 1343 012079, 2019.
- [5] O. Montero: Pompes à chaleur air-eau en remplacement d’une chaudière dans un immeuble résidentiel collectif non rénové, 26. Tagung des BFE-Forschungsprogramms « Wärmepumpen und Kälte », BFH Burgdorf, 24. Juni 2020.
- [6] J. Khoury: Rénovation énergétique des bâtiments résidentiels collectifs : état des lieux, retours d’expérience et potentiels du parc genevois. Thèse de doctorat : Univ. Genève, 2014, no. Sc. 4752
- [7] L. Quiquerez : Analyse comparative des consommations de chaleur pour la production d’eau chaude sanitaire estimées à partir de relevés mensuels: Etude sur un échantillon de bâtiments résidentiels collectifs alimentés par un réseau de chaleur à Genève. 2017
- [8] E. Romano, C. De Sousa Fraga, P. Hollmuller : CO₂ emission savings of heat-pumps in the residential sector. Case study for multifamily buildings in Geneva / horocarbone horaires pour 2016-2018. 2020

Thomas Nowak, European Heat Pump Association EHPA

A digital revolution for the built environment? New business models for heat pumps

Abstract

The benefits of heat pump technologies towards a sustainable energy system are undisputed. Renewable, efficient, low (to no) emission, local and flexible characterize this future-proof solution for heating and cooling. Most national heat pump markets were growing continuously over the past 10 years, and the total EU market even showed double-digit growth between 2015 and 2019. In 2020, a total of 1.6 million heating and hot water heat pumps were sold, leading to an installed stock of 14.6 million units. And still, this speed of change is not enough.

The European Commission indicates in its strategy for energy system integration [1] the need for 40% of all residential and 65% of all commercial buildings to be heated by electricity. Since the “energy efficiency first” principle governs EU policy making, this is just a different way of saying “all these buildings need to be heated efficiently with electricity and that means heat pumps”. Translated to units, we are looking at 42 to 57 million heat pumps – an increase by a factor of four.

It has been argued that a faster transition away from fossil oil and gas heaters is limited by the comparatively higher upfront cost of heat pump solutions. Consequently, so goes the argument, a more cost competitive offering will lead to higher sales numbers. While economies of scale will eventually lead to reduced production cost (EHPA estimates -36% by 2030), this impact is not big enough to close the gap between an average fossil heater replacement and the cost of a heat pump solution.

From an industry perspective, a phase-out of fossil subsidies, the rebalancing of energy taxation and the introduction of a CO₂ price will contribute to a more competitive market for heating solutions. The necessary policy change is only starting now.

In the meantime, industry is not standing still, and a number of players are developing new business models to accelerate heat pump deployment. Can the move away from a classical “own and operate” model to “heat as a service” help to make heat pumps more attractive? And is the industry “digital” enough to support this change in a cost-efficient way?

Based on a recent report by the European Heat Pump Association [1], the presentation will provide an overview of concepts and actual solutions and assess their potential for a revolution in heating and cooling markets.

Zusammenfassung

Der Nutzen von Wärmepumpentechnologien für ein nachhaltiges Energiesystem ist unbestritten. Erneuerbar, effizient, emissionsarm, lokal und flexibel: Dadurch zeichnet sich diese zukunftssichere Lösung zum Heizen und Kühlen aus. Die meisten nationalen Wärmepumpenmärkte wuchsen in den letzten 10 Jahren kontinuierlich, der gesamte EU-Markt wuchs zwischen 2015 und 2019 sogar zweistellig. Im Jahr 2020 wurden insgesamt 1,6 Mio. Heizungs- und Warmwasser-Wärmepumpen verkauft, was zu einem Installationsbestand von 14,6 Mio Einheiten führte. Und doch reicht dieses Tempo des Wandels nicht aus.

Die Europäische Kommission gibt in ihrer Strategie zur Integration des Energiesystems [1] an, dass 40% aller Wohngebäude und 65% aller gewerblichen Gebäude mit Strom beheizt werden müssen. Da der Grundsatz «Energieeffizienz zuerst» die EU-Politik bestimmt, ist das nur eine andere Art zu sagen: «Alle diese Gebäude müssen effizient mit Strom beheizt werden, das heisst mit Wärmepumpen». In Einheiten umgerechnet, handelt es sich um 42 bis 57 Millionen Wärmepumpen – eine Steigerung um den Faktor vier.

Es wird argumentiert, dass eine schnellere Abkehr von fossilen Öl- und Gasheizungen durch vergleichsweise höhere Investitionen von Wärmepumpen-Lösungen begrenzt wird. Infolgedessen, so wird weiter argumentiert, würde kostengünstigeres Angebot zu höheren Verkaufszahlen führen. Zwar werden Skaleneffekte letztlich zu niedrigeren Produktionskosten führen (EHPA schätzt -36% bis 2030), doch reichen diese Auswirkungen nicht aus, um die Differenz zwischen den Kosten für einen durchschnittlichen fossilen Heizgerätersatz und den Kosten einer Wärmepumpenlösung zu schliessen.

Aus Sicht der Industrie werden ein Ausstieg aus fossilen Subventionen, die Neuausrichtung der Energiebesteuerung und die Einführung eines CO₂-Preises zu einem wettbewerbsfähigeren Markt für Wärmelösungen beitragen. Die dafür notwendige Änderung der Politik beginnt in der EU erst jetzt.

In der Zwischenzeit steht die Industrie nicht still, und eine Reihe von Akteuren entwickeln neue Geschäftsmodelle, um den Einsatz von Wärmepumpen zu beschleunigen. Eine Frage ist jedoch, ob man sich vom klassischen Modell «eigene Heizungsanlage und selber betreiben» lösen und mit «Wärme als Dienstleistung» Wärmepumpen attraktiver machen kann? Und ist die Industrie «digital» genug, um diesen Wandel kosteneffizient zu unterstützen?

Basierend auf einem aktuellen Bericht der European Heat Pump Association [2] gibt der Vortrag einen Überblick über Konzepte und konkrete Lösungen und beleuchtet deren Potenzial für die Revolutionierung der Wärme- und Kältemärkte.

Résumé

Les avantages des technologies de pompes à chaleur pour un système énergétique durable ne sont pas contestés. Renouvelable, efficace, à émissions faibles (voire nulles), locale et flexible : telles sont les caractéristiques de cette solution à l'épreuve du temps pour le chauffage et le refroidissement. La plupart des marchés nationaux des pompes à chaleur ont connu une croissance continue au cours des dix dernières années, et le marché total de l'UE a même affiché une croissance à deux chiffres entre 2015 et 2019. En 2020, 1,6 million de pompes à chaleur pour le chauffage et l'eau chaude ont été vendues, ce qui porte le parc installé à 14,6 millions d'unités. Et pourtant, ce changement n'est pas assez rapide.

Dans sa stratégie d'intégration des systèmes énergétiques [1], la Commission européenne indique que 40 % de tous les bâtiments résidentiels et 65 % de tous les bâtiments commerciaux doivent être chauffés à l'électricité. Puisque le principe de « l'efficacité énergétique d'abord » régit l'élaboration des politiques de l'UE, il s'agit simplement d'une façon différente de dire « tous ces bâtiments doivent être chauffés efficacement à l'électricité, c'est-à-dire par des pompes à chaleur. » En unités, cela représente entre 42 et 57 millions de pompes à chaleur, une augmentation d'un facteur quatre.

Certains prétendent qu'une transition plus rapide depuis les systèmes de chauffage fossiles au mazout et au gaz est limitée par le coût initial relativement plus élevé des solutions de pompes à chaleur. Par conséquent, ainsi va l'argument, une offre plus compétitive sur le plan des coûts entraînera une augmentation des ventes. Bien que les économies d'échelle conduisent à terme à une réduction des coûts de production (l'EHPA estime de -36 % d'ici 2030), cet impact n'est pas suffisant pour combler l'écart entre le remplacement moyen d'un chauffage fossile et le coût d'une solution de pompe à chaleur.

Du point de vue de notre secteur, l'élimination progressive des subventions aux combustibles fossiles, le rééquilibrage de la taxation de l'énergie et l'instauration d'un prix du CO₂ contribueront à rendre le marché des solutions de chauffage plus compétitif. Le changement de politique nécessaire ne fait que commencer.

Entre-temps, le secteur n'est pas en reste, et un certain nombre de parties prenantes développent de nouveaux modèles d'affaires pour accélérer le déploiement des pompes à chaleur. Est-ce que le passage du modèle classique « propriété et exploitation » au « chauffage en tant que service » peut contribuer à rendre les pompes à chaleur plus attrayantes ? Et le secteur est-il suffisamment « numérique » pour soutenir ce changement de façon rentable ?

Sur la base d'un rapport récent de l'European Heat Pump Association [2], la présentation donnera un aperçu des concepts et des solutions concrètes et permettra d'évaluer leur potentiel de révolution sur les marchés du chauffage et du refroidissement.

Quellen

- [1] European Commission, EU Energy System Integration Strategy, 2020
https://ec.europa.eu/energy/topics/energy-system-integration/eu-strategy-energy-system-integration_en
- [2] EHPA, A digital revolution for the built environment?, 2021, https://www.ehpa.org/fileadmin/user_upload/EHPA-Digitalisation_White_Paper-06-compressed.pdf.

David Zogg, Smart Energy Engineering GmbH

Eigenverbrauchsoptimierung von Wärmepumpen im Areal über moderne Schnittstellen

Zusammenfassung

In dem vom Bundesamt für Energie unterstützten Projekt «Innovative Eigenverbrauchsoptimierung für Mehrfamilien-Arealüberbauung mit lokaler Strombörse in Möriken-Wildegg» wurde eine zweite Messperiode durchgeführt, um die Wirkung verschiedener Regelalgorithmen zur Optimierung des Eigenverbrauchs an vergleichbaren Gebäuden zu untersuchen. Erste Resultate zeigen, dass die solare Deckung der Wärmepumpen durch die gezielte Speicherung von Energie in der Gebäudemasse ca. um den Faktor 2 erhöht werden kann, und dies unter realen Bedingungen und gleichbleibendem Komfort. Dieser Beitrag zeigt, wie dies regelungstechnisch umgesetzt wurde. Das Projekt wird auf Ende 2021 abgeschlossen und definitiv ausgewertet.

Résumé

Dans le cadre du projet « Optimisation innovante de l'autoconsommation pour l'aménagement de zones multifamiliales avec bourse locale d'électricité à Möriken-Wildegg », soutenu par l'Office fédéral de l'énergie, une seconde période de mesure a été réalisée afin d'examiner l'effet de différents algorithmes de commande pour optimiser l'autoconsommation dans des bâtiments similaires. Les premiers résultats montrent que le stockage ciblé de l'énergie dans la masse du bâtiment permet de doubler la couverture solaire des pompes à chaleur, et ceci dans des conditions réelles et avec un confort constant. Cet article montre comment cela a été mis en œuvre en termes de technologie de contrôle. Le projet sera achevé et définitivement évalué d'ici fin 2021.

Abstract

In the project “Innovative self-consumption optimization for multi-family area development with local power exchange in Möriken-Wildegg”, supported by the Federal Office of Energy, a second measurement period was carried out to examine the effect of various control algorithms for optimizing self-consumption in similar buildings. The first results show that the solar coverage of the heat pumps can be increased by a factor of 2 through the targeted storage of energy in the building mass, and this under real conditions and constant comfort. This article shows how this was implemented in terms of control technology. The project will be completed and definitely evaluated by the end of 2021.

Einleitung

Das Mehrfamilienhaus-Areal in Möriken-Wildegg dient zur Untersuchung neuartiger Regelmethode zur Optimierung des Eigenverbrauchs über die gezielte Steuerung von Wärmepumpen, Haushaltgeräten und Elektromobil-Ladestationen mit finanziellem Anreiz über eine Strombörse im Zusammenschluss zum Eigenverbrauch (ZEV). In der ersten Messperiode 2019/20 wurde das Areal bereits bezüglich ökonomischen und ökologischen Aspekten als Ganzes ausgewertet und im BFE-Schlussbericht [1] dokumentiert.

Die energetische Auswertung der ersten Messperiode hat gezeigt, dass ein jährlicher Autarkiegrad von 45% erreicht werden konnte, und dies ohne elektrischen Speicher. Als grösster Speicher wurde die thermische Masse des Gebäudes gezielt genutzt, um die Wärmepumpen effizient mit möglichst viel Strom von der eigenen Photovoltaikanlage zu betreiben. Es wurden inklusiv Brauchwarmwassererwärmung mittlere Jahresarbeitszahlen > 4 erreicht. Der jährliche Netzbezug des Areals war nur 1'200 kWh pro Person inkl. Haushaltstrom, Heizen, Warmwasser und Elektromobilität. Auf der ökonomischen Seite profitierten die Bewohner von Einsparungen der Stromkosten in der Grössenordnung von 8% im Vergleich zur Situation ohne ZEV. Die Rendite des Betreibers lag bei ca. 5%, nicht zuletzt begründet durch die Optimierung des Eigenverbrauchs. Das aktuelle Tarifsysteem führte allerdings nur zu einem vernachlässigbaren Anreiz für die Bewohner, lokalen Solarstrom zu nutzen, weshalb hier auf einen ökologischen Anreiz umgeschwenkt wurde.

In der vorliegenden zweiten Messperiode werden nun die Steigerung der Kennzahlen wie Autarkiegrad und Eigenverbrauch durch verschiedene Regelmethode gezielt untersucht. Dabei wird die gute Ausgangslage genutzt, dass drei der vier Gebäude praktisch baugleich sind und deshalb unter realen Bedingungen miteinander verglichen werden können. In den Gebäuden wurden verschiedene Algorithmen zur Steigerung des Eigenverbrauchs implementiert, mit dem Fokus auf die Einbindung der Wärmepumpen und Speicher. Ein Gebäude wird mit Standard-Regelung ohne automatische Optimierung betrieben, ein weiteres Gebäude mit einer mittleren Optimierungsstufe über technische Speicher (Puffer und Brauchwarmwasser), und ein drittes Gebäude mit einer maximalen Optimierungsstufe unter Einbezug des gesamten Gebäudes als thermischen Speicher. Die Gebäude werden parallel unter sonst gleichen Bedingungen betrieben, womit die Wirkung der Regelalgorithmen erstmals in der Praxis verglichen werden kann. Dabei hat sich gezeigt, dass die bereits im BFE-Projekt OPTeG [2] in Simulationen berechnete Verdoppelung des solaren Deckungsgrades durch intelligente Einbindung der Wärmepumpe und Nutzung der Gebäudemasse als thermischen Speicher auch in der Praxis erreicht werden kann.

Das Areal in Möriken-Wildegg mit vier Sole/Wasser-Wärmepumpen

Die Minergie-P-Eco-Überbauung in Möriken-Wildegg AG ist in Bild 1 zu sehen. Es wurden 4 Gebäude mit insgesamt 35 Wohnungen realisiert. Die Gebäude wurden in Holz- und Hybridbauweise nach dem Konzept «Swisswoodhouse» der Renggli AG realisiert. Auf den Dächern und Fassaden wurden PV-Anlagen mit einer Gesamtleistung von 160 kWp installiert. Die Fassaden-Module mit südlicher, östlicher und westlicher Ausrichtung nutzen auch die Winter- und Morgen- sowie Abendsonne optimal.

Die Wohnungen wurden mit KNX-Raumbedienstationen ausgerüstet (Bild 2), welche mit dem zentralen Eigenverbrauchsmanager verbunden sind. Der Sollwert der Raumtemperatur wird vom Eigenverbrauchsmanager gezielt beeinflusst, um mehr thermische Energie im Gebäude speichern zu können. Die Benutzer können den Sollwert jedoch individuell nach oben oder unten stellen gemäss ihren Wünschen. Zudem zeigt ein grünes LED an, wenn 100% Solarstrom zur Verfügung steht (ökologisches Anreiz-System gemäss [1]).



*Bild 1: Areal-Überbauung in Möriken-Wildegg AG mit 4 Mehrfamilienhäusern
(Quelle: Setz Architektur AG)*



Bild 2: Ausrüstung der Wohnungen mit KNX-Raumbediengeräten

Als Wärmeerzeuger dient pro Haus eine Erdsonden-Wärmepumpe der Firma Stiebel Eltron. Zudem ist in jedem Haus eine kontrollierte Lüftung eingebaut, welche über ein Register mit der Wärmepumpe gekoppelt ist. Pro Gebäude sind je ein Heiz- und Brauchwarmwasser-Speicher eingebaut (Bild 3). Die Speicher wurden leicht überdimensioniert (siehe Tabelle 1). Der Heizkreis speist die Fussbodenheizungen in den Wohnungen. Zusätzlich ist ein Wärmetauscher für ein «Natural Cooling» über die Erdsonden im Sommer eingebaut. Damit kann das Gebäude in den Hitzemonaten leicht gekühlt werden und die Sonden können regeneriert werden.



Bild 3: Vordergrund: Wärmepumpe mit Heizkreis und Pufferspeicher, Hintergrund: Speicher für Brauchwarmwasser

	Gebäude 1 bis 3
Inhalt Pufferspeicher	1'500 Liter (Faktor 3)
Inhalt WW-Speicher	2'190 Liter (Faktor 2)
Typ WP	Stiebel Eltron WPF 27 Erdsonden, Passivkühlung, taktend
Heizleistung WP (B0W35)	29.69 kW (Faktor 1.2)
Elektrische Leistungsaufnahme (B0W35)	6.12 kW
Leistungszahl, COP (B0W35)	4.85

Tabelle 1: Dimensionierung der Speicher und Wärmepumpen (Faktoren in Klammern: Überdimensionierung gegenüber Standard-Auslegung)

Alle steuerbaren Verbraucher eines Gebäudes inkl. der Wärmepumpen werden zentral über den Eigenverbrauchsmanager optimiert (Bild 4).



Bild 4: Eigenverbrauchsmanager

Regelungstechnische Einbindung der Wärmepumpen und des Gebäudes

Die Wärmepumpen von Stiebel-Eltron wurden über das MODBUS®-Protokoll intelligent eingebunden (Bild 5). Dadurch kann der Eigenverbrauchsmanager die Sollwerte des Brauchwarmwasserspeichers (BWW), Pufferspeichers (SP) sowie des Gebäudes gezielt beeinflussen. Die Sollwerte werden nach oben oder unten gefahren je nach solarer Deckung und Komfortbedarf. Zudem liest der Eigenverbrauchsmanager sämtliche Zustände und Temperaturwerte aus der Wärmepumpe aus und nutzt diese zur Optimierung. Die gleiche MODBUS®-Schnittstelle dient auch zu Servicezwecken und zur Einstellung der Wärmepumpe über Fernzugriff.

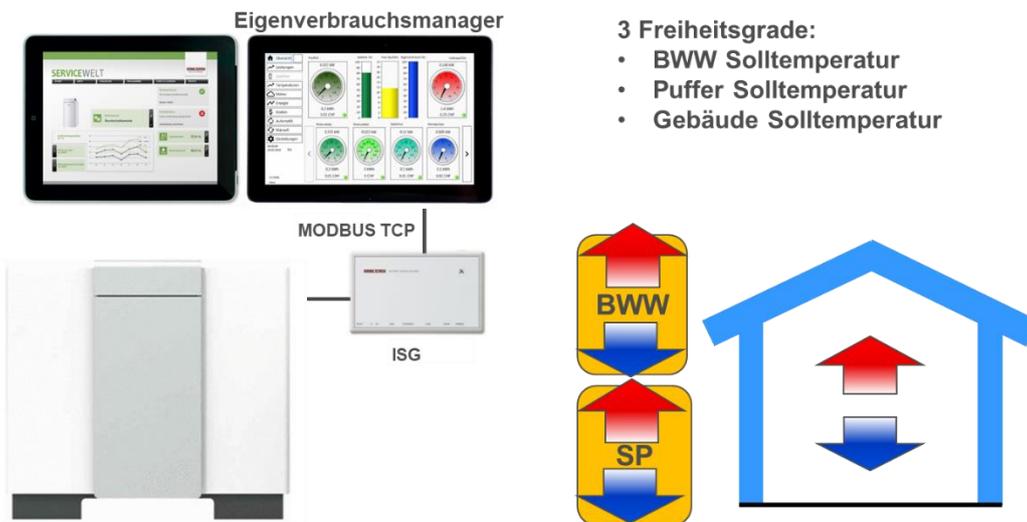


Bild 5: Einbindung der Wärmepumpen über MODBUS®

Neben den Wärmepumpen wurden auch die KNX-Raumbdienstationen in den Eigenverbrauchsmanager eingebunden (Bild 6). Dadurch wird pro Wohnung eine Raumtemperatur erfasst und die Sollwerte können vom Eigenverbrauchsmanager beeinflusst werden. Bei hoher solarer Deckung werden diese leicht nach oben gefahren.

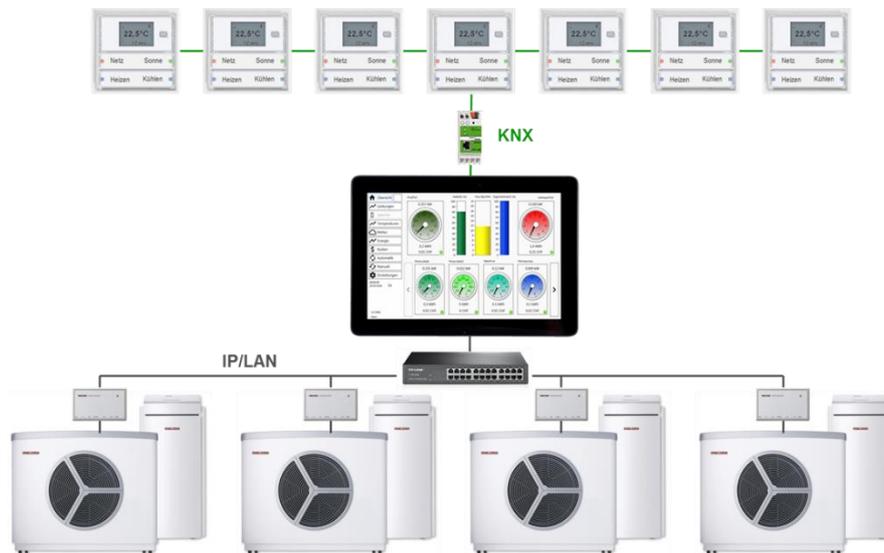


Bild 6: Einbindung in das KNX-System (Prinzip-Bild)

Die Optimierung erfolgt nach dem in [1] vorgestellten Preisregler. Dieser basiert auf zwei Preiskurven, welche in Echtzeit aus den Daten berechnet werden (*Bild 7*). Grün ist der Nachfragepreis, abhängig von der mittleren Raumtemperatur im Gebäude. Blau ist der Angebotspreis in Abhängigkeit des Tarifs und des solaren Deckungsgrades. Aus der Differenz zwischen grüner und blauer Kurve wird eine Stellgrösse berechnet, welche proportional auf die Solltemperaturen der Wärmepumpe wirkt. Bei positiver Differenz (grün > blau) werden die Solltemperaturen angehoben, bei negativer Differenz (grün < blau) abgesenkt. Der Vorteil dieses Regelkriteriums liegt darin, dass gleichzeitig die lokale Produktion, der Bedarf des Gebäudes und die tarifliche Situation in der Optimierung berücksichtigt wird. Auch die Wetterprognose kann im Nachfragepreis berücksichtigt werden, was bei einem trägen Gebäude von Vorteil ist. Für die Optimierung wurde ein Solartarif von 0 Rp/kWh hinterlegt, was in einer Optimierung des Eigenverbrauchs resultiert (Minimalwerte der blauen Kurve bei 100% solarer Deckung).

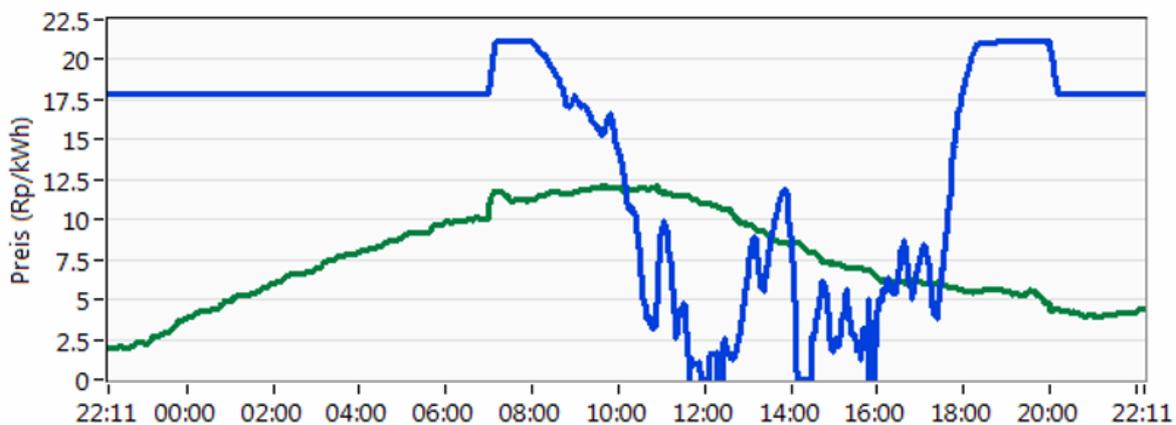


Bild 7: Preiskurven an einem Beispiel-Tag [1].

Rückblick: Resultate der ersten Messperiode 2019/20

Folgende Tabelle zeigt die erreichten Kennzahlen des gesamten Areals im ersten Betriebsjahr gemäss [1]:

Ökologie ↑ Eigenverbrauchsgr. 40% ↑ Autarkiegrad 45% ↓ Netzbezug 1200 kWh/P.	Effizienz ↑ JAZ WP > 4 ↓ Minergie MKZ < 25
Bewohner → Einsparungen 7..8% → Komfort	Betreiber ↑ Rendite 5% (3%)

Tabelle 2: Kennzahlen für das gesamte aus der ersten Messperiode 2019/20 gemäss [1]

Auf der Seite Ökologie wurde ein jährlicher Eigenverbrauchsgrad von 40% erzielt, was angesichts der grossen PV-Anlagen ein guter Wert ist. Noch stärker im Fokus war der jährliche Autarkiegrad der gesamten Überbauung, bei welchem dank Optimierung 45% erreicht wurden.

Dieser Wert ist für eine Wohnüberbauung hoch, wenn man bedenkt, dass keine elektrischen Speicher verwendet wurden. Beide Kennzahlen konnten durch den Eigenverbrauchsmanager gesteigert werden. Wie hoch die Steigerung ist, wird in der laufenden zweiten Messperiode detailliert untersucht.

Eine wichtige Kennzahl zur Beurteilung der effektiven Netzabhängigkeit ist der jährliche Netzbezug, der mit 1'200 kWh pro Person sehr tief ist. In dieser Zahl ist nicht nur der Haushaltstrom, sondern auch die Heizung und Warmwasserproduktion über die Wärmepumpen und die Elektromobilität vorhanden (2 Elektromobile).

Auf der Seite Effizienz konnten die Sole-/Wasser-Wärmepumpen mit einer mittleren Jahresarbeitszahl > 4 betrieben werden (Heizen und Brauchwarmwasserproduktion, ohne Speicherverluste). Dieser hohe gemessene Wert ist sowohl auf die effizienten Wärmepumpen, wie auch auf den Eigenverbrauchsmanager zurückzuführen. Der Eigenverbrauchsmanager hat gezielt die Vorlauftemperaturen für die Heizung gesenkt, speziell nachts und ausserhalb der PV-Produktionszeiten. Auch die Brauchwarmwassertemperaturen wurden ausserhalb bestimmter Produktionszeiten gezielt abgesenkt. Es wurde hier übrigens vollständig auf Elektroeinsätze für die Brauchwarmwassererwärmung verzichtet. Damit hätte man wohl den Eigenverbrauch erhöhen können, aber die Effizienz massiv verschlechtert.

Die Gebäude wurden über die Minergie-Kennzahl MKZ beurteilt. Den grössten Einfluss auf die sehr guten Resultate hat die optimal gedämmte Gebäudehülle. Aber auch hier hatte die Eigenverbrauchsoptimierung einen positiven Einfluss, weil der Eigenverbrauch zu 100% von der MKZ abgezogen werden kann.

Der Wohnkomfort konnte dank der gut gedämmten Bauweise insgesamt positiv beurteilt werden. Die Raumtemperaturen wurden im Verlaufe der ersten Messperiode optimiert. Allerdings waren die Ansprüche der Bewohner hoch (mindestens 23°C gewünscht). Der Einfluss der thermischen Speicherung im Gebäude war jedoch für die Bewohner nicht spürbar, was durch Befragungen bestätigt wurde.

Auf der Seite Bewohner wurden dank der ZEV (Zusammenschluss zum Eigenverbrauch) Kosteneinsparungen von 7 bis 8% erzielt beim Strombezug gegenüber der Situation ohne ZEV. Auf der Seite Betreiber war die Rendite der Anlage im Vordergrund. Es konnte in diesem Projekt gezeigt werden, dass Renditen im Bereich von 5% durchaus realistisch sind.

Einstellungen für die zweite Messperiode 2020/21

Der Fokus der laufenden zweiten Messperiode liegt darin, die Steigerung der Kennzahlen wie Autarkiegrad, Eigenverbrauchsgrad und Effizienz durch die Eigenverbrauchsoptimierung mit thermischer Speicherung in der Gebäudemasse zu quantifizieren. Da drei der vier Gebäude praktisch baugleich sind, ca. gleich viele Bewohner aufweisen, mit der gleichen Gebäudetechnik ausgerüstet sind und sich am selben Standort befinden, sind ideale Voraussetzungen gegeben für eine Untersuchung verschiedener Optimierungsalgorithmen unter sonst gleichen Bedingungen.

Die Gebäudetechnik und Wärmepumpen wurden im Verlaufe des Oktober bis November 2020 optimal eingestellt und untereinander abgeglichen. So wurden die Heizkurven und der hydraulische Abgleich optimiert. Sämtliche Regel-Parameter der Wärmepumpen wurden so eingestellt, damit die Gebäude vergleichbaren Komfort bzw. Raumtemperaturen hatten ($\pm 0.5^\circ\text{C}$ mittlere Temperaturabweichung).

Anschliessend wurden folgende drei Stufen der Eigenverbrauchsoptimierung aufgeschaltet:

- **Gebäude 1:** Keine Optimierung des Heizens, nur manuelle Optimierung der Warmwasserproduktion mit festem Zeitprogramm über den Tag.
- **Gebäude 2:** Einfache Optimierung des Heizens und der Brauchwarmwasserproduktion über die Überhöhung des Puffer- und Brauchwarmwasserspeichers.
- **Gebäude 3:** Vollständige Optimierung des Heizens über den Einbezug des Gebäudes als thermischer Speicher («Thermo-Management»). Optimierung der Brauchwarmwasserproduktion durch Überhöhung des Brauchwarmwasserspeichers.

In den Gebäuden 1 und 3 wurden zudem die strengeren Vorschriften zur Legionellen-Vorbeugung gemäss den neuen SIA-Trinkwasser-Normen 385/1 und 385/2 berücksichtigt, welche am 1. November 2020 in Kraft traten. Dabei wurde eine tägliche Temperaturerhöhung auf 60°C implementiert. Gebäude 2 wurde nach den alten Trinkwasser-Normen eingestellt mit einer wöchentlichen «Legionellen-Schaltung» auf 60°C (bei der Inbetriebsetzung der Gebäude waren noch die alten Normen gültig). Aus Effizienzgründen wurden jedoch in allen Gebäuden die Warmwasser-Zirkulationspumpen ausgeschaltet ausserhalb der Nutzungszeiten (Zeitschaltuhr).

	Haus 1	Haus 2	Haus 3
Regler Heizen	Manuell	Speicher Überhöhung	Thermo- Management
Regler WW	Manuell auf Tag	Speicher Überhöhung	Speicher Überhöhung
Mittelwert Raumtemp. ¹⁾	-	22.5..25°C	22..25°C
KomfortHK1 ²⁾	22°C	23.5..30°C	16..22..28°C
KomfortHK2 ³⁾	22°C	23.5°C	16..22..28°C
Basis Soll Raumtemp. ⁴⁾	22°C	22°C	22..24°C
WW Eco	50°C	-	-
WW Komfort	60°C	50..60°C	50..60°C
WW Zeitprogramm	11:00..16:00	08:00..18:00	08:00..18:00
Zirkulation Zeitprogramm	05:00-22:00	05:00-22:00	05:00-22:00
Legionellenvorbeugung (60 °C)	11:00-16:00 täglich	12:00..16:00 nur So	13:00..16:00 täglich
SIA-Norm 385/1	neu	alt	neu

¹⁾ Bereich für die Überwachung der mittleren Raumtemperatur. Untere Grenze...obere Grenze.

²⁾ Komfort-Vorgabe für den Heizkreis 1 (Ladekreis), Fusspunkt der Heizkurve, justiert für gleichen Komfort in allen Gebäuden. Abgesenkt...Standard...erhöhter Wert.

³⁾ Komfort-Vorgabe für den Heizkreis 2 (Entladekreis), siehe oben.

⁴⁾ Basis-Vorgabe für die Solltemperaturen in den Wohnungen. Konstant (ein Wert) bzw. Bereich untere Grenze...obere Grenze. Die Bewohner können einen zusätzlichen Offset ($\pm 3^\circ\text{C}$) vorgeben.

Tabelle 3: Einstellungen der drei Gebäude

Beispieltag in der zweiten Messperiode

Folgend wird anhand eines Beispieltags die Wirkung der verschiedenen Optimierungsalgorithmen verglichen. Es handelt sich dabei um einen typischen sonnigen, aber kalten Tag im März 2021.

Der Verlauf der Gesamtproduktion und des Gesamtverbrauchs des Areals mit vier Gebäuden ist in *Bild 8* dargestellt. Die Gesamtproduktion enthält die Produktion aller verteilten PV-Anlagen auf den Dächern und Fassaden. Der Gesamtverbrauch enthält neben den Wärmepumpen auch den Haushaltstrom der Wohnungen, den Allgemeinstrom und die Elektromobil-Ladestationen.

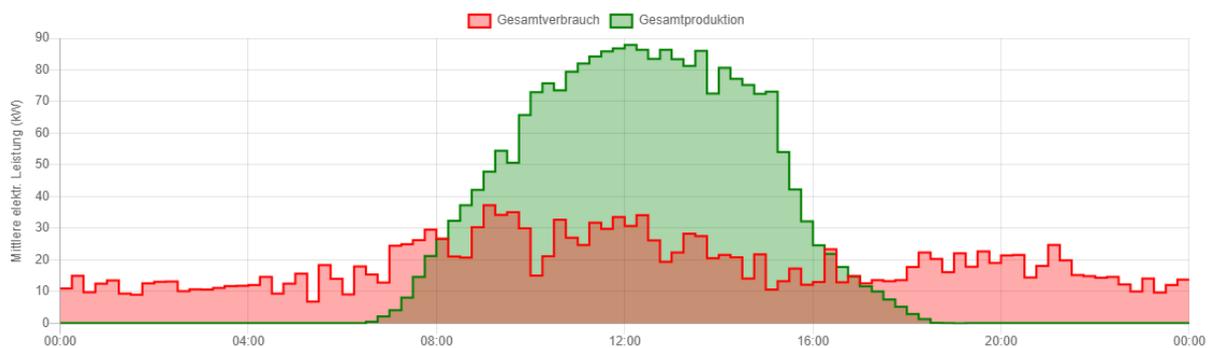


Bild 8: Gesamtproduktion und –Verbrauch des Areals am 23.3.2021

In obiger Darstellung sind alle Verbraucher «verschmiert», weshalb keine detaillierten Aussagen gemacht werden können zur Optimierung der einzelnen Verbraucher. Interessanter sind deshalb die folgenden Bilder, in welchen die drei Optimierungsalgorithmen für die Wärmepumpen in den Gebäuden 1 bis 3 verglichen werden.

Bild 9 zeigt die Situation ohne automatische Optimierung. Im Temperaturverlauf (Diagramm oben) wird sofort ersichtlich, dass der Sollwert für das Brauchwarmwasser (rot) mit einem festen Zeitprogramm von 11:00 bis 16:00 auf 60°C erhöht wurde, ausserhalb auf 50°C (aus Komfortgründen wurde auf eine vollständige Absenkung verzichtet). Das Einschalten der Zirkulation um 05:00 ist ebenfalls erkennbar (Abfall der Speichertemperatur). Das Brauchwarmwasser musste an diesem Tag zwei Mal nachgeladen werden, was auch in den Leistungsverläufen sichtbar ist (Diagramm Mitte, hellblaue Sequenzen), wobei ein grosser Anteil solar gedeckt werden konnte (Diagramm unten, blaue Anteile). Für das Heizen ist nun die Temperatur des Pufferspeichers relevant (okker). Die Heizzyklen der Wärmepumpe sind deutlich erkennbar, auch in den Leistungsverläufen (Diagramm Mitte, dunkelblaue Sequenzen). Hier sind die Taktungen der Wärmepumpe über den ganzen Tag hinweg verteilt, es findet keine Optimierung statt. Einzig am Nachmittag ist eine leichte Reduktion der Taktungen erkennbar. Der Netzbezug ist erheblich (Diagramm unten, roter Anteil). Die vorgegebenen Komforttemperaturen (schwarz) lagen ganztags bei konstant 22°C, ein leichter Einfluss der Heizkurve ist in der Vorlauftemperatur (grün) erkennbar, in Abhängigkeit der Aussentemperatur (blau). Leider ist diese gegenläufig zur PV-Produktion, was der grosse Nachteil ist bei nicht optimierten Systemen. Die mittlere Raumtemperatur des Gebäudes 1 lag am Morgen um 08:00 bei 22.7°C und am Abend um 20:00 bei 23.5°C. Die leichte Erhöhung der Raumtemperatur ist auf die passive Sonneneinstrahlung zurückzuführen.

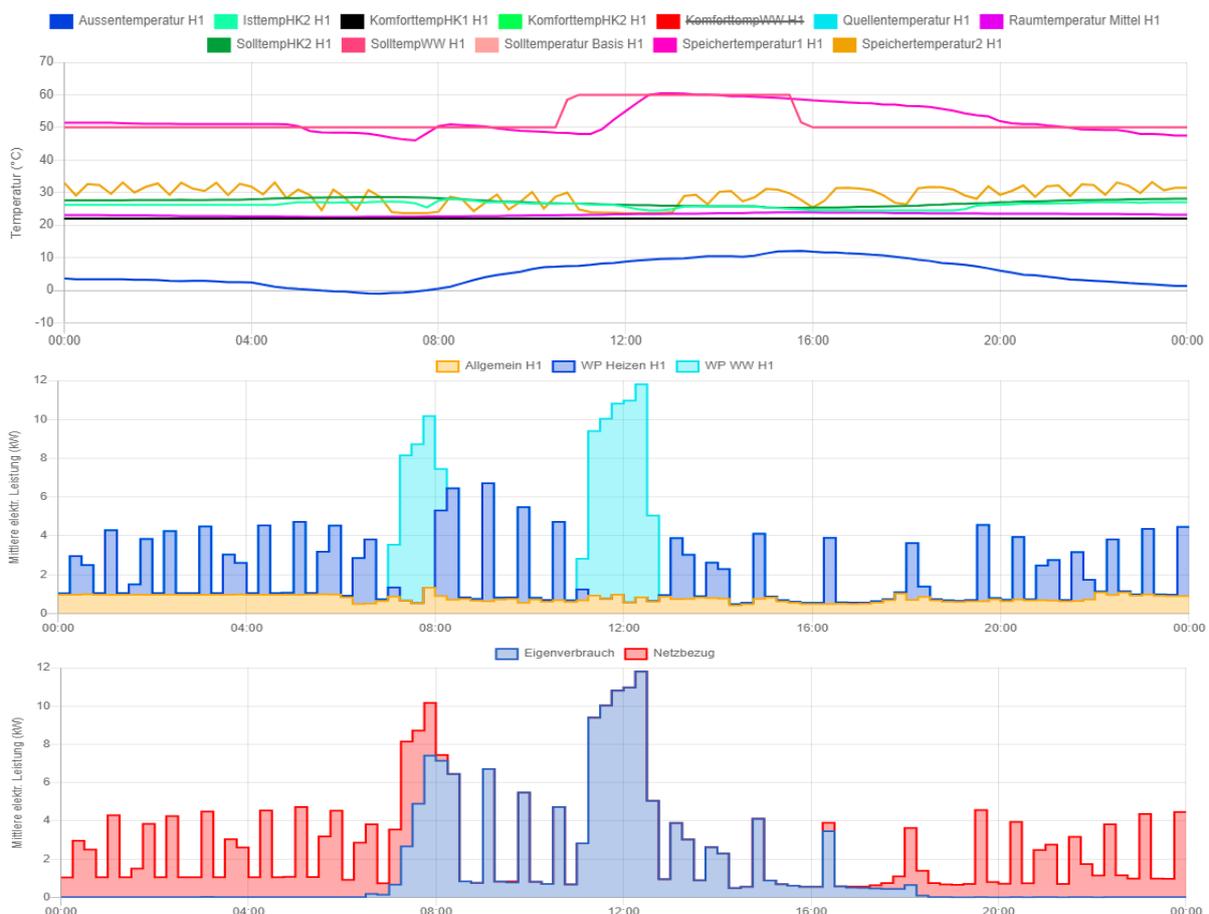


Bild 9: Temperatur- und Leistungsverläufe Wärmepumpe Gebäude 1 am 23.3.2021 (keine automatische Optimierung)

Bild 10 zeigt die Situation mit einfacher Optimierung, also nur Überhöhung der Speichertemperaturen. Im Temperaturverlauf wird sofort ersichtlich, dass der Sollwert für das Brauchwarmwasser im Zeitbereich 08:00 bis 18:00 optimiert wurde. An diesem Tag führte dies zu beinahe konstant 60°C im optimierten Bereich aufgrund der hohen PV-Produktion (rote Kurve). Auch hier wurde das Brauchwarmwasser mehrmals nachgeladen, was in den Leistungsverläufen sichtbar ist, wobei ein relativ grosser Anteil solar gedeckt werden konnte. Im Gegensatz zur Situation ohne Optimierung ist hier eine deutliche Erhöhung der Temperatur im Pufferspeicher erkennbar (okker, max. 40°C). Diese resultiert aus der Anhebung der Komforttemperatur bei solarer Produktion bis auf 30°C (schwarz). Die Heizzyklen der Wärmepumpe verschieben sich demnach (Diagramm Mitte, dunkelblau). Unmittelbar nach der WW-Produktion um 11:00 ist eine längere Aufheizphase des Pufferspeichers erkennbar. Auf dem hohen Niveau finden noch ein paar Nachladungen statt, während abends wieder auf ein tieferes Niveau abgesenkt wird. Der Pufferspeicher reicht offensichtlich nur für ein paar Stunden, und abends muss wieder nachgeladen werden, was in weiteren Taktungen mit Netzbezug resultiert (Diagramm unten, roter Anteil). Dies ist auch deutlich an den Taktungen morgens erkennbar, welche aufgrund des Vortags entstanden sind. Die Taktungen der Wärmepumpe konnten also über den Tag hinweg optimiert werden, allerdings ist der Effekt beschränkt. Abends konnte der Netzbezug etwas reduziert werden. Die vorgegebene Komforttemperatur für den Vorlauf ins Gebäude lag ganztags auf einem konstanten Wert.

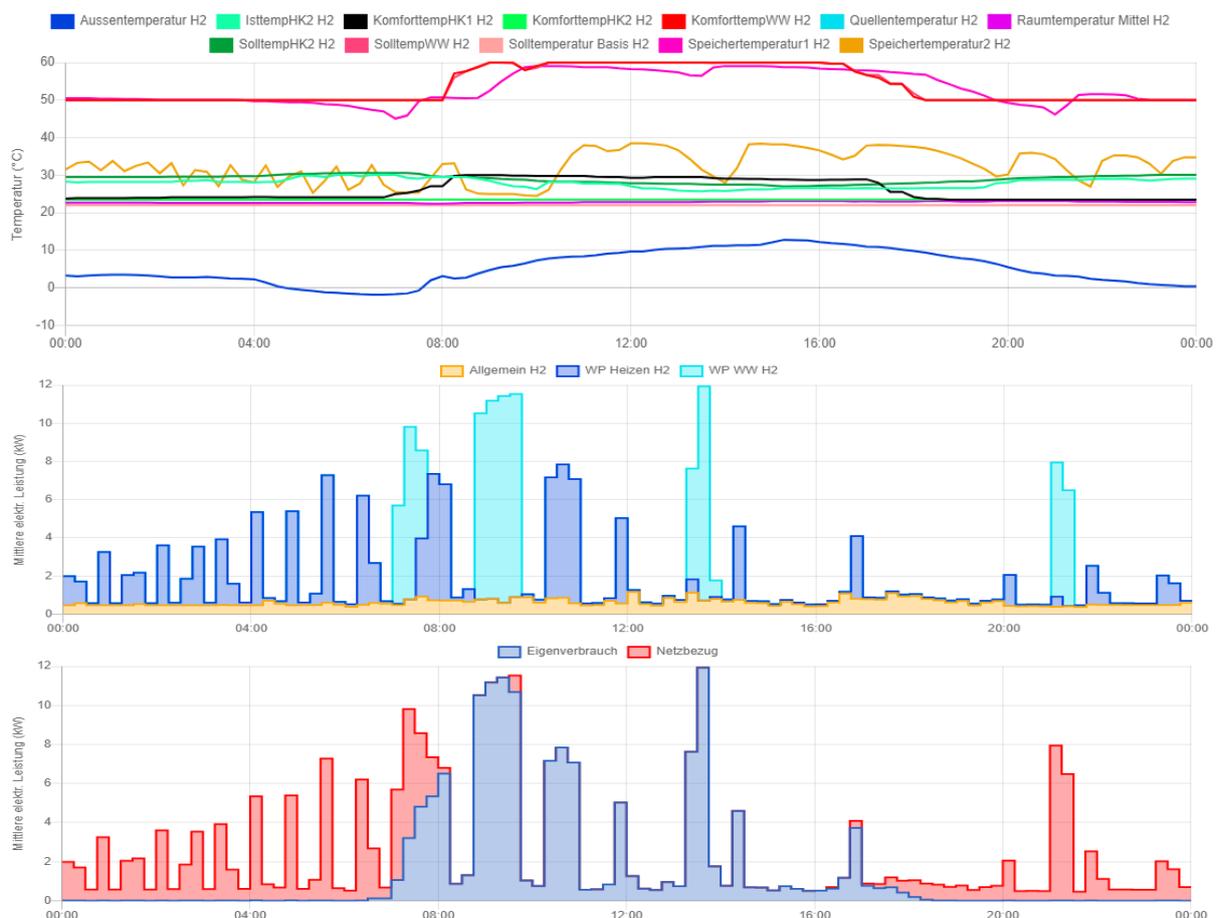


Bild 10: Temperatur- und Leistungsverläufe Wärmepumpe Gebäude 2 am 23.3.2021 (einfache Optimierung mit Speicherüberhöhung)

Auch hier bewirkt die Heizkurve ein gegenläufiges Verhalten der Vorlauftemperatur (grün) zur PV-Produktion, was dazu führt, dass keine Energie im Gebäude gespeichert werden kann. Die mittlere Raumtemperatur des Gebäudes 2 lag am Morgen um 08:00 bei 22.4°C und am Abend um 20:00 bei 23.1°C. Die leichte Erhöhung der Raumtemperatur ist nur auf die passive Sonneneinstrahlung zurückzuführen.

Bild 11 zeigt die Situation mit vollständiger Optimierung, also mit dem Gebäude als thermischen Speicher. Im Gegensatz zur einfachen Optimierung wird hier die Temperatur im Pufferspeicher deutlich weniger erhöht (okker, max 30°C). Auch die Komforttemperatur (schwarz) hat einen deutlich anderen Verlauf. Sie wird nämlich tagsüber leicht erhöht und nachts leicht abgesenkt. Dies führt im Mittel zu einem unveränderten Temperaturniveau für die Wärmepumpe, was die Effizienz beibehält. Die Heizzyklen der Wärmepumpe verschieben sich aufgrund der Massnahme stark zu Gunsten des Eigenverbrauchs. Offensichtlich reicht das Gebäude als Speicher über den ganzen Abend und bis weit in die Morgenstunden. Die Wärmepumpe hat in diesem Bereich überhaupt keine Taktungen mehr. Der Netzbezug konnte insgesamt stark reduziert werden (Diagramm unten, roter Anteil). Die Komforttemperatur für den Vorlauf ins Gebäude wurde ganztags in gleicher Masse variiert wie die Komforttemperatur für den Pufferspeicher (schwarz). Dies führte bei gleichbleibender Heizkurve zu einem mitläufigen Verhalten der Vorlauftemperatur (grün) zur PV-Produktion, was dazu führt, dass effektiv Energie im Gebäude gespeichert werden kann. Die mittlere Raumtemperatur des Gebäudes 3 lag am Morgen um 08:00 bei 23.2°C und am Abend um 20:00 bei 24.1°C.

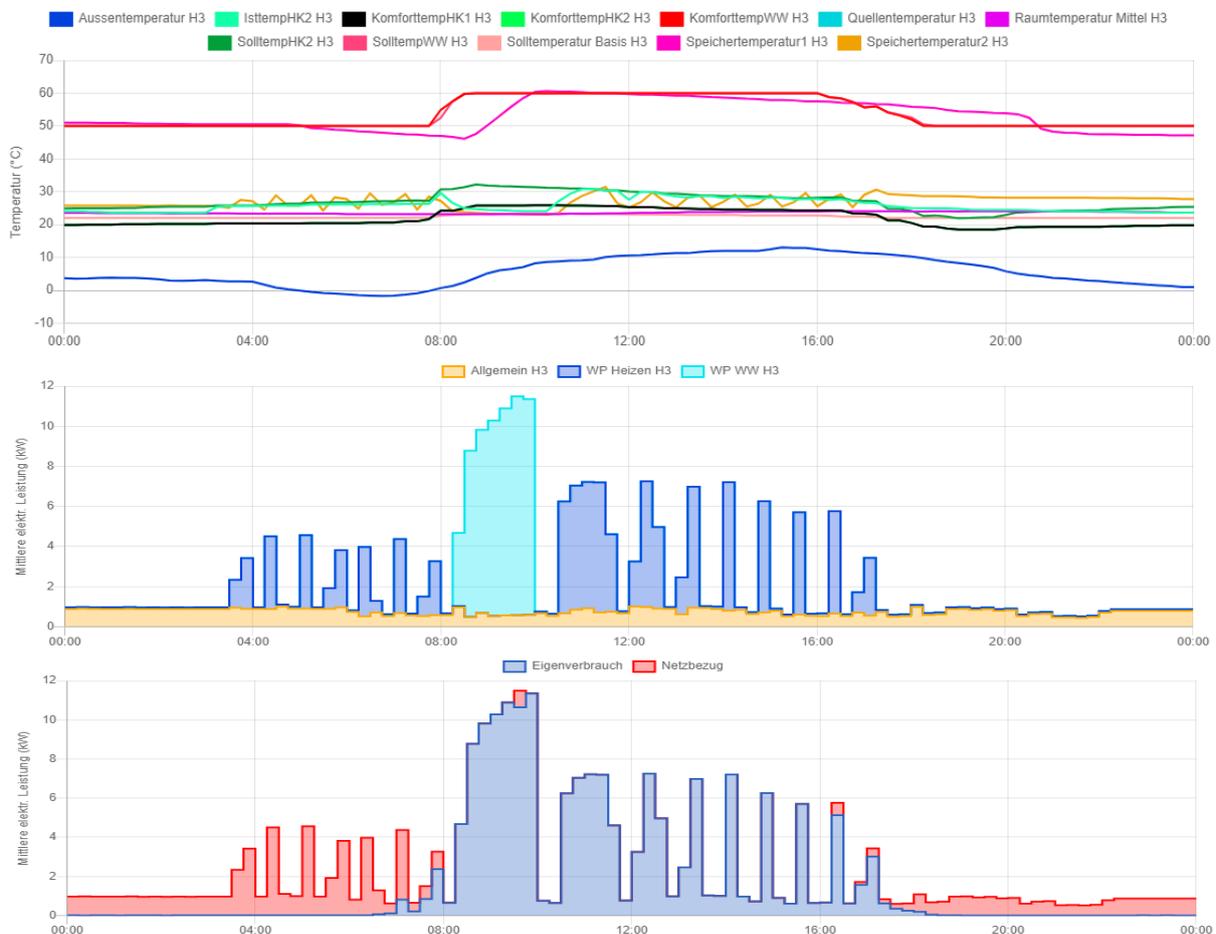


Bild 11: Temperatur- und Leistungsverläufe Wärmepumpe Gebäude 3 am 23.3.2021 (vollständige Optimierung mit Gebäude als thermischer Speicher)

Die Erhöhung der Raumtemperatur lag damit unter 1°C , war also im Vergleich zur Erhöhung aufgrund der passiven Sonneneinstrahlung kaum spürbar für den Bewohner. Im Gegenteil, eine etwas erhöhte Raumtemperatur abends wurde von den Bewohnern als angenehm und natürlich eingestuft. Es kam auch zu keiner Reaktion von geöffneten Fenstern, was in den individuellen Raumtemperaturen der einzelnen Wohnungen überprüft werden konnte (hier nicht gezeigt). Es ist also festzustellen, dass die Einspeicherung von Energie in der Gebäudemasse für den Benutzer zu keinerlei Komfortverlust führt, eher schon zu einer Komforterhöhung im natürlichen Tagesverlauf. Es ist auch nur ein kleiner Teil der Energiespeicherung direkt in der Raumtemperatur spürbar, ein grösserer Teil wird in der Gebäudemasse inkl. Fussbodenheizung und Beton gespeichert. Obwohl die Vorlauftemperaturen nur marginal angehoben wurden (an diesem Tag von 27 auf 32°C), konnte doch eine erhebliche Menge an Energie im Gebäude gespeichert werden aufgrund der hohen Wärmekapazität des Gebäudes. Selbstverständlich wurden über das ganze Jahr die Einsatzgrenzen der Fussbodenheizung beachtet (im Jahr 2021 lag die Vorlauf-temperatur immer unter 35°C , auch in den kalten Februar-Tagen).

Bild 12 zeigt die Situation mit vollständiger Optimierung an einem wärmeren Tag mit etwas höherer Aussentemperatur in den Morgenstunden. An diesem Tag fallen die Taktungen der Wärmepumpe am morgen früh ganz weg und die solare Deckung erreicht ihr Maximum.

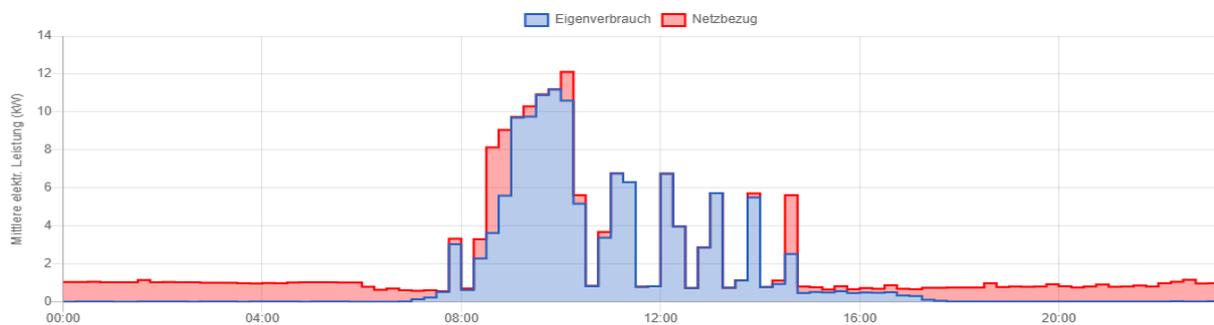


Bild 12: Leistungsverläufe Wärmepumpe Gebäude 3 am 13.3.2021 (vollständige Optimierung mit Gebäude als thermischer Speicher, höhere Aussentemperaturen)

Auswertungen der zweiten Messperiode für den Monat März 2021

Folgend wird nun eine erste statistische Auswertung der Messdaten für den gesamten Monat März gezeigt. *Bild 13* zeigt die erreichten solaren Deckungsgrade für die Wärmepumpen. Für den aktuellen Vergleich sind nur die Gebäude 1 bis 3 mit gleicher Bauart und Grösse relevant. Beim Brauchwarmwasser waren keine grossen Unterschiede erkennbar (rote Balken). Dort spielte die Optimierungsmethode offensichtlich keine grosse Rolle. Es reichte also im Prinzip, tagsüber ein erhöhtes Programm zu fahren mit mehr oder weniger festen Zeiten.

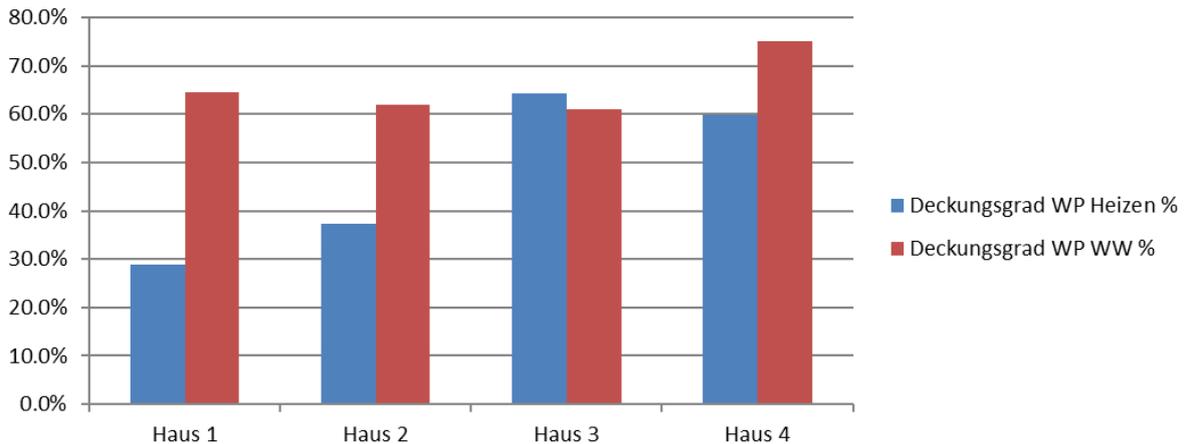


Bild 13: Solare Deckungsgrade der Wärmepumpen für Heizen und Brauchwarmwasser (WW) im Monat März für die vier Gebäude

Interessanter ist jedoch der Vergleich der solaren Deckungsgrade für das Heizen (blaue Balken). Hier sind markante Unterschiede erkennbar. Der Fall ohne Optimierung (Haus 1) kam auf einen natürlichen Deckungsgrad von ca. 30%. Dieser ist abhängig von der Grösse der PV-Anlage, der Leistung der Wärmepumpe und der Dämmung des Gebäudes. Mit einer einfachen Optimierung (nur Speicherüberhöhung) war eine Steigerung auf knapp 40% möglich (also ca. Faktor 1.3). Mit einer vollständigen Optimierung unter Einbezug des Gebäudes als thermische Masse war eine Steigerung auf über 60% möglich (also mehr als Faktor 2). Die Steigerung von einfacher zu vollständiger Optimierung lag immerhin bei einem Faktor von 1.7. Es kann also festgehalten werden, dass durch Berücksichtigung des Gebäudes als thermischer Speicher 1.7 Mal mehr Energie gespeichert werden konnte als bei ausschliesslicher Bewirtschaftung des Pufferspeichers. Dabei ist zu beachten, dass der Pufferspeicher in den betrachteten Gebäuden bereits um den Faktor 3 überdimensioniert wurde. Bei einer Standardauslegung für MFH wäre das Optimierungspotential also noch wesentlich grösser.

Bild 14 zeigt die erreichten Arbeitszahlen für die vier Gebäude. Auch hier ist nur der Vergleich der ersten drei Gebäude relevant. Die Arbeitszahlen für die Warmwasserproduktion ist aufgrund gleicher Temperaturniveaus ähnlich (rote Balken). Einzig kann hier festgehalten werden, dass die tägliche Legionellen-Vorbeugung mit Solarstrom zu keiner messbaren Verschlechterung der Arbeitszahlen führte (Haus 1 und 3). Es wurde vollständig auf Elektroinsätze verzichtet.

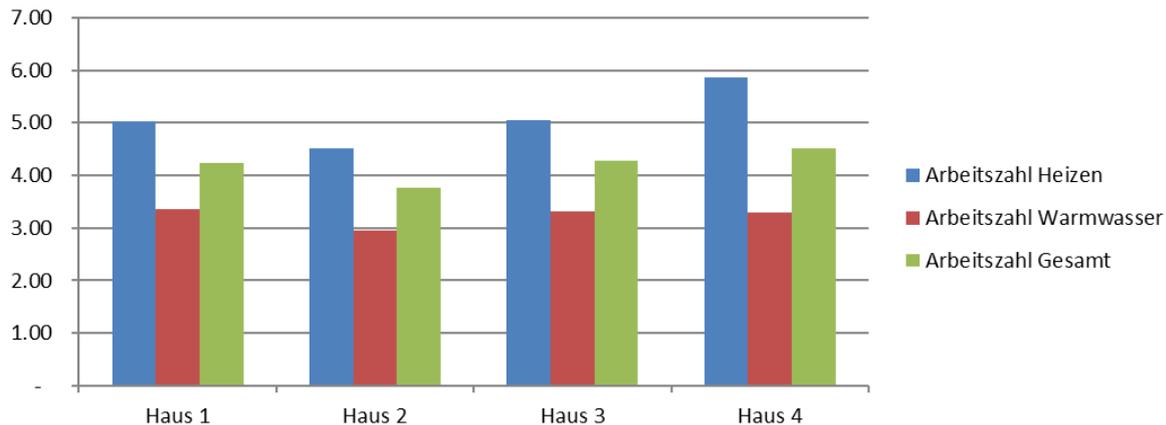


Bild 14: Arbeitszahlen der Wärmepumpen für Heizen, Brauchwarmwasser (WW) und gesamt im Monat März für die vier Gebäude (Haus 1..4 siehe oben)

Interessant ist nun die Auswertung der Arbeitszahlen für das Heizen (blaue Balken). Die grundsätzlich hohe Arbeitszahl von 5 ist auf die hohe Effizienz der eingesetzten Sole/Wasser-Wärmepumpen von Stiebel Eltron sowie die optimale Einstellung zurückzuführen (Haus 1). Auffällig ist hier, dass bei der einfachen Optimierung mit Speicherüberhöhung ein Abfall der Arbeitszahl auf 4.5 resultiert, was immerhin einer Reduktion der Effizienz um 10% entspricht (Haus 2). Dies ist eindeutig auf die erhöhten Temperaturen im Pufferspeicher bei Solarproduktion zurückzuführen (siehe vorheriger Abschnitt). Im Gegensatz dazu ist bei der vollständigen Optimierung über die Gebäudemasse *keine* Reduktion der Arbeitszahl ersichtlich. Dies ist auf die intelligente Regelung mit kleinem Temperaturhub und symmetrischer Anhebung sowie Absenkung zurückzuführen (siehe Ausführungen im vorherigen Abschnitt). Dabei wird gezielt die hohe Wärmekapazität des Gebäudes genutzt.

Zusammenfassung und Ausblick

Mit der statistischen Auswertung der Daten aus dem Areal in Möriken-Wildegg für den Monat März 2021 könnte gezeigt werden, dass eine markante Steigerung des solaren Deckungsgrades von Wärmepumpen bis zu einem Faktor von 2 möglich ist durch eine intelligente Regelung und Nutzung des Gebäudes als thermischer Speicher. Im Gegensatz zu einfachen Optimierungen mit Speicherüberhöhung ist das Potential um einen Faktor von 1.7 höher und es muss keine Effizienzreduktion in Kauf genommen werden. Auch der Einfluss auf den Komfort wurde untersucht. Dieser konnte bei allen Regelmethode vollständig eingehalten werden, auch bei der aktiven Speicherung von Energie in der Gebäudemasse.

Ausstehend ist noch die Auswertung der restlichen Monate und des gesamten Jahres. Der Februar lieferte ähnlich gute Resultate. Auch im Dezember und Januar konnten Steigerungen vorgenommen werden, jedoch auf tiefem Niveau. Zum Zeitpunkt der Berichterstellung waren die Monate April bis November noch ausstehend. Die vollständige Auswertung wird nach Abschluss der zweiten Messperiode Ende 2021 vorgenommen. Der Schlussbericht des BFE wird voraussichtlich anfangs 2022 erscheinen. Die Resultate für das gesamte Jahr können mit Spannung erwartet werden!

Projekt-Team

Setz Architektur AG: Architektur, Bauplanung und Koordination

Smart Energy Control AG: Ausführung Mess- und Regeltechnik, Eigenverbrauchsmanager

Smart Energy Engineering GmbH: Monitoring, Optimierung und Betreuung des Systems

Fachhochschule Nordwestschweiz: Durchführung Messkontrolle

Regionale Technische Betriebe (RTB) Möriken-Wildegg: Energieversorger, ZEV-Betreiber

Quellen

- [1] D. Zogg et. al: Innovative Eigenverbrauchsoptimierung für Mehrfamilien-Arealüberbauung mit lokaler Strombörse in Möriken-Wildegg, Bundesamt für Energie, Schlussbericht November 2020.
- [2] D. Zogg et. al: OPTEG - Regelstrategien für die Optimierung des Eigenverbrauchs von Gebäuden, Bundesamt für Energie, Schlussbericht Februar 2016.

Paul Friedel, Business Development Holland (Netherlands)

Optimal integration of heat pumps and storage systems: Comfort and Climate Box

Abstract

Integrated systems consisting of heat pumps and storage are an important technological option to accelerate the use of renewable energy for heating and cooling. Commercial development of this type of solution is progressing very slowly. In a joint project the Heat Pumping Technologies and the Energy Conservation through Energy Storage Technology Collaboration Programmes from the IEA (International Energy Agency) elaborate pathways and solutions to accelerate market development of combined heat pump / storage packages.

The central concept in this project is a “Comfort and Climate Box” (CCB). It denotes a combined package, consisting of a heat pump, an energy storage module and controls. This package may form an actual physical unit but can also consist of separate modules that form an integrated “virtual package”. A CCB should not just be a set of components that have been put together. Rather, all components of the CCB should be designed to work together in a modular fashion and should be operated under a dedicated and optimal integrated control strategy.

Zusammenfassung

Integrierte Systeme aus Wärmepumpen und Speicher sind eine wichtige technologische Option, um die Nutzung erneuerbarer Energien für Heizung und Kühlung zu beschleunigen. Die kommerzielle Entwicklung solcher Lösungen schreitet nur sehr langsam voran. In einem Verbundprojekt erarbeiten das Heat Pumping Technologies und das Energy Conservation through Energy Storage Technology Collaboration Programme der IEA (Internationale Energie Agentur) Vorgehensweisen und Lösungen zur Beschleunigung der Marktentwicklung von integrierten Wärmepumpen-Speicher-Systemen.

Zentrales Konzept des Projekts ist eine «Comfort and Climate Box» (CCB). Darunter wird ein Kombi-Bauteil, bestehend aus Wärmepumpe, Energiespeichermodul und Steuerungen, verstanden. Dieses Paket kann eine physische Einheit bilden, kann aber auch aus separaten Modulen bestehen, die ein integriertes «virtuelles Paket» bilden. Eine CCB sollte jedoch nicht nur eine Reihe von Komponenten sein, die zusammengesetzt wurden. Vielmehr sollten alle Komponenten der CCB modular aufgebaut sein und nach einer dezidierten und optimal integrierten Steuerungsstrategie betrieben werden.

Introduction

Heat pumps and storage solutions have historically been mainly developed as separate entities, focussing on the *efficiency* of those separate components. Within the heat pump industry, we have witnessed tremendous performance progress by optimization of the refrigerant cycle hardware and control strategies. Recently, the use of new refrigerants (such as R32 and propane) have lead to a surge in ‘high-temperature’ heat pumps which are used to open up the retrofit market for heat pumps.

On the storage side, developments have focussed on insulation and storage tank geometry to enable layared storage and low heat losses. The consumer market for alternative storage options, such as PCMs (Phase Change Materials) and thermochemical stores is just starting to take develop.

However, an integrated system containing heat pump and storage components, may achieve much better performance that would be expected from the individual performance characteristics. In particular, it may not be optimal to focus on component *efficiency*.

Traditionally, policy makers *have* focussed on efficiency. Efficiency measurements are one of the basic requirements for access to the European heating market. Only products with an Ecodesign label will be admitted for sale.

While highly efficient Heat Pump/Storage systems are an important goal to strife for, efficiency is not the only goal. In fact, by focussing too much on efficiency alone, systems tend to become expensive and bulky, thereby limiting the market potential. And smart grid applications may often be in conflict with individual system performance.

The question therefore is: ‘What does an optimal Heat Pump/Storage system look like?’ (Figure1)

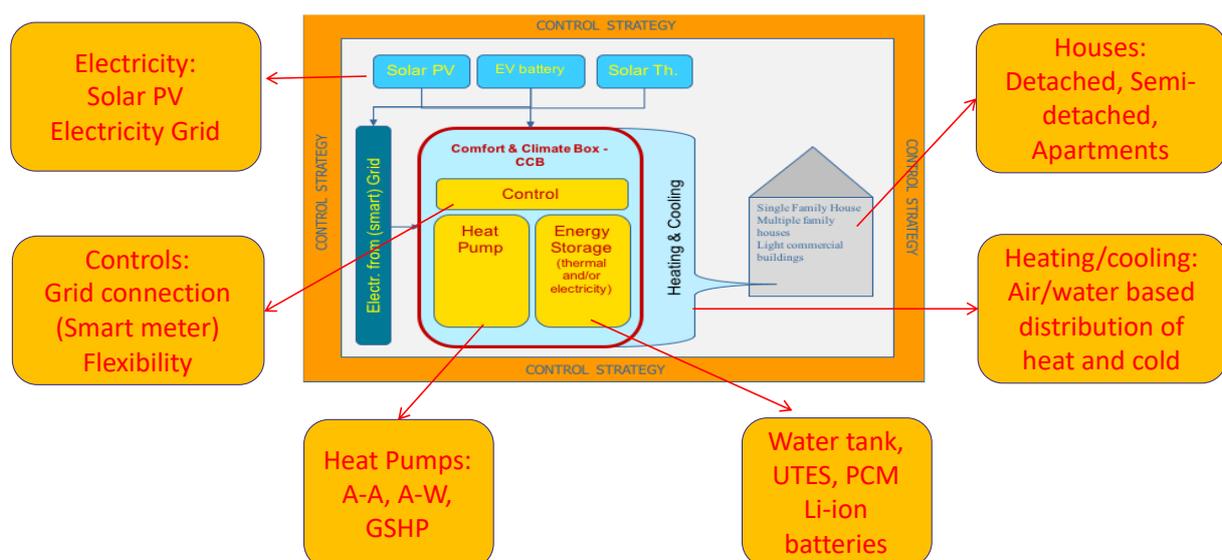


Figure 1: Overview of CCB Systems on the Market

IEA Annex 55 ‘Comfort and Climate Box’

To address this question an international collaboration project [1] has started in 2019 under the flag of the *Heat Pumping Technologies* and the *Energy Conservation through Energy Storage Technology Collaboration Programmes* from the IEA (International Energy Agency).

The aim of this so-called Annex is to define a framework for assessing performance of integrated Heat Pump/Storage systems and to speed up the market development for these systems. The idea is, that heat pumps and storage units should not be considered as separate appliances, but rather as integrated systems. Both components only reach their best performance when optimized together for the specific task at hand.

An integrated system consisting of a heat pump and storage component together with an optimized control is called a Comfort & Climate Box, or CCB.

Through better integrated heat pumps and storage, several issues may be tackled, such as

- Balancing & controlling electricity grid loads;
- Capturing a larg(er) share of renewable (local/regional) input (i.e. solar thermal, solar PV);
- Optimizing economics, CO₂-emissions, fuel use throughout time;
- Providing optimal supply security to buildings;
- Providing smaller and cheaper heating systems.

To achieve these policy goals, several different *implementation strategies* for the CCB concept can be used.

Implementation strategies for CCBs

The annex focusses on *improving* the integration between the heat pump and storage components. A CCB should not just be a set of components that have been put together. Rather, all components of the CCB should be designed to work together and should be operated under a dedicated and optimised integrated control strategy.

The *Comfort & Climate Box* should really be viewed as the end point of the continued work to achieve better integration and better cooperation between heat pump and storage components and is responsive to its environment.

Heat pumps and storage units are typically designed to give the best *energy efficiency*. That means: high COP, and low thermal losses. When looking at those components from a system perspective, the performance goals for a CCB may be extended beyond energy efficiency.

In the Annex working group, we have defined four ‘archetypes’ for possible implementation strategies that form the focus and goal of CCB development (figure 2).

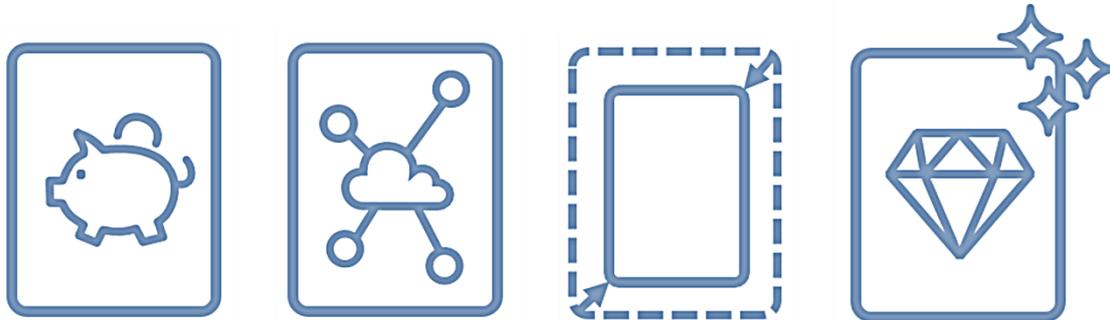


Figure 2 – Four archetypes for CCB implementations. From left to right: Affordability; Flexibility; Compactness; Energy efficiency.

Basic strategy variants for CCB implementations:

1. **Affordability**

Focus on keeping the investment for the end user as low as possible. This generally implies a somewhat lower energy efficiency and modest capabilities for flexible operation strategies.

2. **Flexibility**

Focus on high flexibility and optimal smart grid capabilities. This generally implies a large storage size and a sophisticated control unit. Depending on the chosen flexibility goals and operating strategy, energy efficiency may change for better or for worse.

3. **Compactness**

Focus on small footprint inside and outside the end user home. This generally implies a smaller storage size and lower energy efficiency.

4. **Energy efficiency**

Focus on best performance under various use conditions. This generally implies a larger size and higher investment.

The ‘Efficiency’ archetype corresponds most closely to a traditional high-quality heat pump / storage system. The other 3 archetypes are not specifically targeted by research, product development, standardization & regulation, or policy measures.

Within the Annex, we are specifically targetting all 4 archetypes and discuss results and propose specific actions for all types. This is especially important for policy makers, because the four archetypes can help to achieve different policy goals and support different use cases.

Quality criteria

To assess the quality of a CCB solution, it is necessary to specify the criteria (or *performance indicators*) for doing so. Across the Annex work, we have worked with a set of nine quality criteria (figure 3):

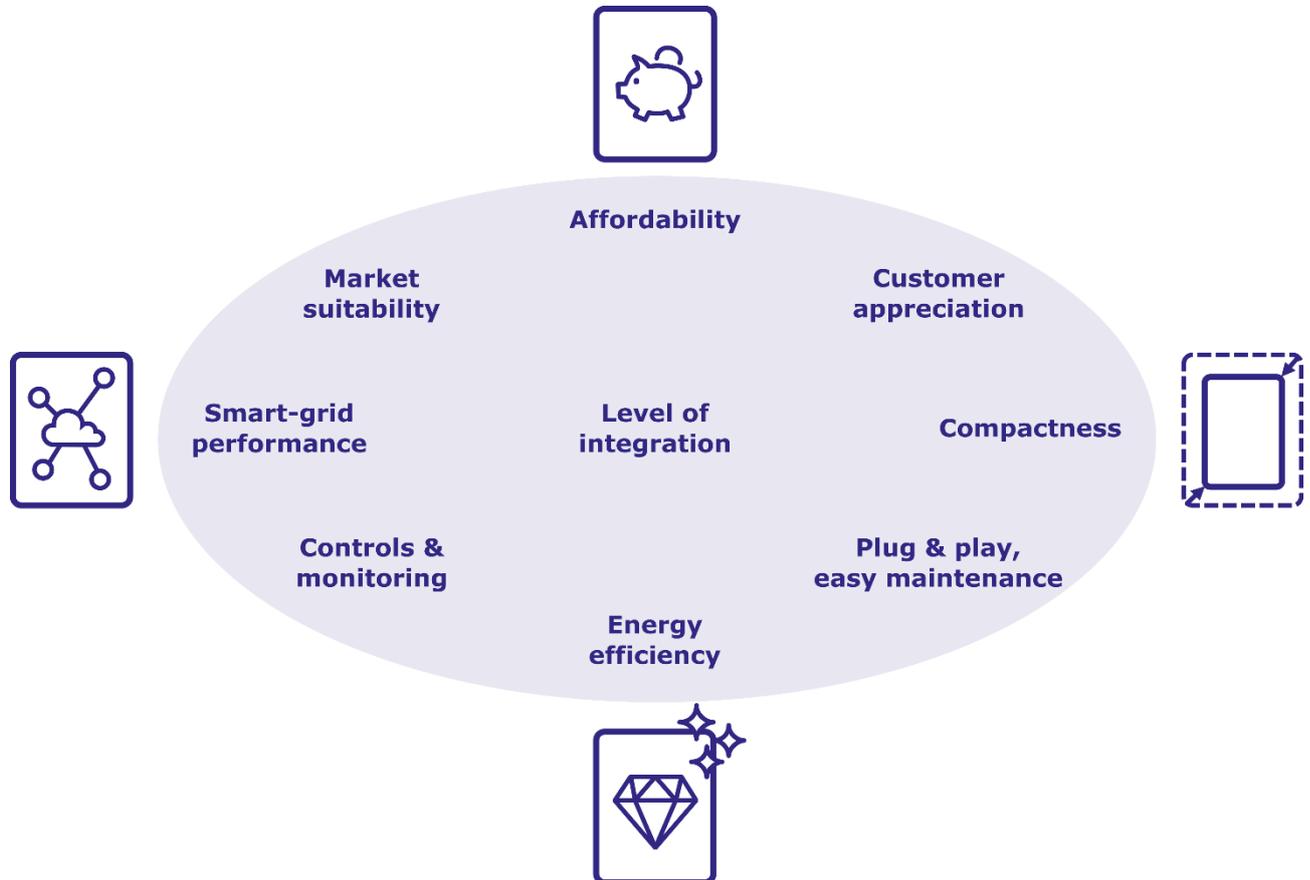


Figure 3 – Quality criteria for CCBs.

The quality criteria are applied not only to CCB packages, but also to policy recommendations (i.e. which criterion is targeted by specific actions); market developments (i.e. which aspects are developed strongly in a country) and research projects (i.e. which criteria does the research focus on). Naturally, these criteria will apply differently for different participating countries in the Annex. But still, using this set of quality criteria leads to assessments that can be compared across countries and across specific technological solutions.

Market status for participating countries

Based on the input from the participating countries in the Annex, it has become clear that the foremost driver for the CCB market is shaped by direct policy interventions. The table 1 below gives an overview of the main policy developments for the participating countries.

Region/ Country	Name	Level of regulation	Coverage
EU	Green Deal (2020)	Strategy	
	Buildings Directive (EPBD)	Legislation	All new buildings have to be nearly zero-energy buildings (nZEBs) by the end of 2020
Austria	Mechanical Ventilation with Heat Recovery (MVHR)	Subsidy	Improve the quality of buildings and to apply efficiency measures
	Alternative technologies	Subsidy	Heat pumps and renewables (ST or PV)
	Austrian Institute of Construction Engineering (OIB) Guideline 6	Guideline	Requirement on space heating demand and on the total energy efficiency factor (fGEE path), and other choice is EEB path which is defined as stricter requirements on space heating and on final energy demand.
Canada	Carbon Neutrality	Strategy	To be carbon neutral by 2050
	Market Transformation Roadmap	Roadmap	Framework for an increased adoption of high efficiency mechanical systems needed to drive decarbonisation of the built environment
Italy	National Energy Strategy 2017	Strategy	Recommends increase of renewable energy penetration by means of heat pump usage.
	National Energy and Climate Plan	Scenario	Heat pumps will double their gross final consumption by 2030, with respect to 2017, reaching 5.6 Mtoe.
	Conto termico 2.0	Incentives	Small installations to produce thermal energy from renewable sources or to save primary energy
	Tax deductions	Incentives	65% - 50% tax deductions favoring Heat Pump usage in building refurbishments
	White Certificates or Energy Efficiency Certificates	Incentives	private companies employing novel energy savings solutions (compared to the baseline state-of-the-art technologies)

The Netherlands	Building regulations	Legislation	Forbidding the use of natural gas heating for new houses
	Energy Taxes	Incentives	Enhancing heat pump end-user with the energy taxes shifted from electricity to gas
	Investment Subsidy for Renewable Energy	Incentives	Covering up to several thousand Euro of the investment for heat pumps
Sweden	Fossil Free Sweden	Roadmap	Making Sweden climate neutral by 2045, 50% more efficient energy use by 2030, 100% power from renewable sources by 2040
	Carbon Tax	Incentives	2020 the tax is SEK 1190 (EUR 110) per tonne fossil CO ₂ emitted
	CEN HP Keymark	Energy Labeling	Raising consumer awareness and confidence about heat pumps
	Electricity Certificates	Incentives	Instrument to increase the production and use of renewable electricity
	Tax Reduction	Incentives	Micro producer of power from renewable sources can get a tax reduction
Turkey	Energy Efficiency Strategy (2012-2023)	Strategy	Reducing energy use in buildings and CO ₂ emissions, increasing share of renewables and sustainable buildings
	National Energy Efficiency Action Plan (2017-2023)	Strategy	Efficient regional heating and cooling, extension of renewables in buildings
	Energy Efficiency Law (5627)	Law	Requires efficient heating and cooling
	Renewable Energy Law (5346)	Law	Use of renewables for power generation
	Building Energy Performance (BEP TR)	Legislation	Efficient heating, use of renewables affects the class of the building
	Energy Efficiency Regulation	Legislation	Efficient heating, cooling, Requires use of renewables in buildings where possible
	Green Buildings	Legislation	Existing and new buildings
	Feed-in-Tariff	Incentive	
Green Tariff	Incentive	Consumers can choose to use electricity produced from renewables	

UK	Committee on Climate Change	Strategy	Legally binding target to achieve net zero greenhouse gas emissions from across the UK economy by 2050
	Renewable Heat Incentive (RHI)	Incentives	Lowering barriers to the take-up of low carbon heating and cooling and sustain a viable supply chain for heat pumps
	Future Homes Standard	Standard	New build home will not be able to use gas by 2025. Replacing an existing gas boiler in an existing home will be still allowed
USA	California Assembly Bill – AB2541 (2003)	Legislative	Encourage to incorporate energy storage into the electricity grid.
	Federal tax credits and other financial incentives	Incentives	Purchase and installation of electric heat pumps (ground and air source) and heat pump hot water heaters for residential, commercial and industrial buildings
	California Energy Commission	Strategy	Multitude of benefits for Energy, including supporting the integration of more renewable energy into the electric grid, deferring the need for new fossil-fueled power plants and transmission and distribution infrastructure, and reducing dependence on fossil fuel generation to meet peak loads.

Table 1 – Overview of important policy developments for CCBs. Taken from the ‘work package 1’ report of Annex 55. To be published summer 2021.

Another way of looking at the local market conditions for CCBs is formed by the 9 quality criteria discussed above. The figure 4 below gives an overview of the market status for each of the criteria in all participating countries.



Figure 4 – Status for each quality criterion regarding the CCB market.

From the overview of the quality criteria matrix, efficiency can be considered ‘done’. Much more effort should be focussed on making the market better accessible by providing affordable packages, with a compact and integral design.

There are large differences across participating countries in the perceived suitability of the available CCB systems on the market. Heat pump and storage manufacturers might benefit from a well-differentiated product line that acknowledges and serves the specific needs for each region.

And last but not least: smart controls and smart grid integration is still lacking, despite the fact that the hardware and control mechanisms are available.

Lessons learned

Heat pump and storage policy and research has traditionally mainly focussed on efficiency. This is very unfortunate, since efficiency is only one aspect that determines the success of CCB systems. Depending on the political goals, it could be much more fruitful to focus on other design goals, such as affordability (to reach a larger market), flexibility (to help uptake of renewable E-production) or compactness (to allow versatile placement in a range of housing situations).

Note on planning

At the time of writing this paper, the Annex work is in its final phase. The Annex group is working to produce research results from several projects looking into new technical solutions to integrate heat pumps and storage. The group is further working to compile recommendations for policy makers and better performance standards.

The final report from the Annex, including the topics above, is expected to be published in the summer of 2021 [1].

References

- [1] IEA Heat Pumping Technologies Collaboration Programme. Annex 55 Comfort and Climate Box, 2019 – 2021, <https://heatpumpingtechnologies.org/annex55/>

Carsten Wemhöner, Simon Büsser
Institut für Energietechnik, Ostschweizer Fachhochschule Ost

Integration von Wärmepumpen mit Solarkomponenten

Zusammenfassung

Bei gut gedämmten Gebäuden erhält der Warmwasseranteil am gesamten Wärmebedarf eine höhere Bedeutung. Zusätzlich tritt mit steigenden sommerlichen Aussentemperaturen auch im Wohnbau ein Kühlbedarf auf. Solare Komponenten werden zunehmend in die Gebäudehülle integriert und eignen sich auch als Wärmequelle für Wärmepumpen. Daher wurde untersucht, wie sich Systemkonfigurationen mit solarer Wärmequelle auf einen multifunktionalen Free-cooling-Betrieb erweitern lassen. Dazu wurden Prüfstandsmessungen an einem unabgedeckten selektiven Solarabsorber mit Wasserbenetzung durchgeführt. Je nach Wetterbedingungen ergeben sich Kühlleistungen bei klarem Nachthimmel von 200 – 250 W/m²_{abs} und von 75 – 150 W/m²_{abs} bei bedecktem Himmel. Im Rückkühlbetrieb mit höheren Übertemperaturen zur Umgebung wurden in der Spitze sogar 550 W/m²_{abs} gemessen. Systemsimulationen für unterschiedliche Gebäudetypen bestätigen gute Jahresarbeitszahlen der Wärmepumpe die je nach Absorberauslegung im Bereich von 3.5-4 liegen. Durch die hohe Effizienz der direkt-solaren Nutzung werden "Wärmeerzeuger"-nutzungsgrade inklusive direktsolarer Warmwassererzeugung und Freecooling-Betrieb bis 5.4 erreicht. Damit lässt sich auch ein zukünftiger Kühlbetrieb sehr effizient bereitstellen.

Abstract

For well insulated buildings the domestic hot water share of the total heat demand gains importance. Additionally, with increasing summerly outdoor air temperatures, a cooling demand will also occur in residential buildings. Solar components are increasingly integrated in the building envelope and are also suited as heat source for heat pumps. Therefore, it was investigated, how system configurations with solar heat source can be extended to a multifunctional freecooling operation. For this reason test rig measurement of a unglazed selectively coated solar absorber with water wetting have been accomplished. Depending on the weather condition cooling capacities of 100 – 250 W/m²_{abs} at clear night skies and of 75 – 150 W/m²_{abs} at cloudy sky have been evaluated. In recooling operation with higher excess temperature to the ambiance peak cooling capacities of even 550 W/m²_{abs} were measured. System simulations for different building types confirmed high seasonal performance factors of the heat pump in the range of 3.5 – 4 depending on the absorber design, and seasonal performance of the generator including direct solar hot water production and free cooling up to 5.4 by the high performance of the direct solar operation. Thereby, also an increasing future cooling demand can be covered at high efficiency.

Motivation

Bei modernen Gebäuden verschieben sich die Lasten von dem derzeitigen Schwerpunkt auf dem Heizbetrieb zu höheren Warmwasseranteilen am Gesamtwärmebedarf. Bei gut gedämmten Gebäuden kann der Warmwasseranteil bereits heute dominierend sein, wie in Bild 1 links für Gebäude mit unterschiedlichen Dämmstandards gezeigt ist [1]. Solarthermische Systeme sind insbesondere im Wohnbau für eine effiziente Trinkwarmwassererzeugung verbreitet. Zudem tritt neben Heiz- und Warmwasserbedarf zunehmend auch ein Kühlbedarf auf, der gegenwärtig in Wohngebäuden in der Schweiz noch selten mit einer aktiven Kühlung gedeckt wird. In Bürogebäuden besteht aufgrund höherer interner Gewinne aber bereits heute ein Kühlbedarf. Gerade die sehr warmen Sommer der letzten Jahre haben aber auch in Wohngebäuden die Nachfrage nach Kühlung erhöht. Neuere Studien kommen dementsprechend zu dem Ergebnis, dass aufgrund steigender Aussenlufttemperaturen und höheren Komfortanforderungen auch der Kühlbedarf von Wohngebäuden bis Mitte des 21. Jahrhunderts deutlich zunehmen wird.

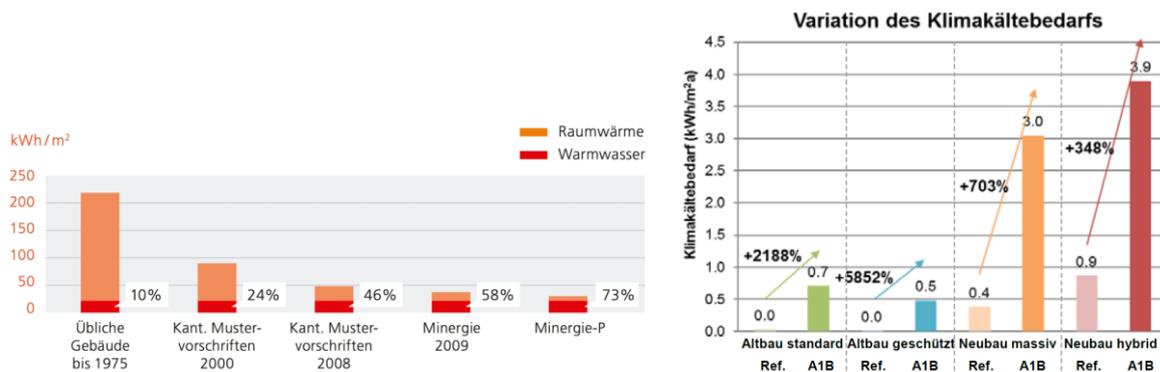


Bild 1: Warmwasseranteil am Gesamtwärmebedarf von unterschiedlichen Gebäudestandards (links [1]) und Entwicklung des Kühlbedarfs in Wohngebäuden in der Schweiz bis Mitte des Jahrhunderts (rechts, [2])

In der Studie Klimabau [2] wurde ein Anstieg des Kühlbedarfs in Wohngebäuden in der Schweiz von 300% bis 700% für das Referenzjahr 2060 durch Simulationen ermittelt, wie in Bild 1 rechts gezeigt ist. Da Gebäude einen langen Lebenszyklus haben, ist es deshalb wichtig, sich verändernde Randbedingungen bereits heute in der Planungsphase zu berücksichtigen. Neben rein passiven Massnahmen bei der Gestaltung der Gebäudehülle müssen auch effiziente Kühlverfahren entwickelt werden, um die Komfortbedingungen einzuhalten, aber gleichzeitig den elektrischen Aufwand für die Kühlung zu begrenzen. Global stellt der Kühl- bzw. Klimatisierungsbedarf nach der Industrieproduktion den Bereich mit der zweitgrössten Elektrizitätsverbrauchssteigerung dar [3].

Freecooling-Verfahren bieten durch Nutzung von Umgebungswärmesenken hohe Effizienzen für den Kühlbetrieb und sind bereits etabliert, allerdings hauptsächlich in Nicht-Wohngebäuden. In Wohngebäuden beschränken sich Freecooling-Verfahren oft auf eine Nachtlüftung mittels Fensteröffnung oder erdgekoppeltes Freecooling, wenn eine erdgekoppelte Wärmepumpe als Wärmeerzeuger eingesetzt wird.

Eine bisher wenig genutzte Möglichkeit des Freecooling in Wohngebäuden ist die Wärmeabfuhr durch thermisch aktivierte Aussenflächen der Gebäudehülle, z.B. mit solaren Komponenten mit thermischer Aktivierung. Diese primär auf Wärmeerzeugung ausgelegten Komponenten können im Nachtbetrieb auch Wärme an die Umgebung abgeben. Voraussetzung dafür ist eine gute thermische Anbindung zur Umgebung, was insbesondere bei ungedeckten Solarkomponenten der Fall ist.

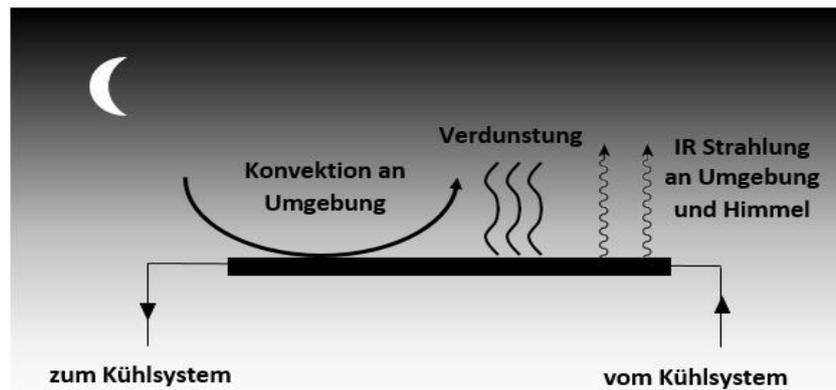


Bild 2: Kühlmechanismen an Gebäudeaussenflächen

Bild 2 zeigt die Kühlmechanismen, die zur nächtlichen Kühlung an den Aussenflächen von Gebäuden eingesetzt werden können. Neben der reinen Wärmeabgabe an die Aussenluft durch Konvektion wird die Wärmeabgabe durch Infrarotstrahlung an die Umgebung und insbesondere an den Himmel genutzt. Ein wolkenloser Nachthimmel weist eine deutlich niedrigere äquivalente Himmelstemperatur als die Aussenluft auf. Der Unterschied kann bis zu 20 K betragen. Die äquivalente Himmelstemperatur ist eine fiktive Temperatur des Himmels, bei welcher der realen atmosphärischen Gegenstrahlung entspricht.

Die Wärmeabgabe ist besonders geeignet für ungedeckte solare Komponenten, die in direktem Kontakt mit der Umgebung stehen und damit nachts als Aussenwärmetauscher fungieren können. Eine Erhöhung der Kühlleistung dieser Komponenten kann durch einen zusätzlichen Verdunstungskühleffekt erreicht werden, wenn die Oberfläche der Komponenten mit Wasser benetzt wird.

Unabgedeckte Solarkomponenten werden insbesondere für geringe Nutztemperaturen eingesetzt und eignen sich damit gut als Wärmequelle für eine Wärmepumpe. Häufig erfolgt die Integration über einen Quellspeicher, um konstantere Temperaturbedingungen und Quellenleistungen für die Wärmepumpe bereitstellen zu können. Eine Variante eines Quellspeichers sind Eisspeicher, die relativ konstante Temperaturbedingungen bereitstellen, aber auch Wasser-Glykolspeicher können als Quellspeicher eingesetzt werden. Der Quellspeicher wird durch die solare Wärmequelle regeneriert, wobei Aussenluft und Solarstrahlung genutzt werden.

Systemkonfiguration

Ziel des Projekts war die Untersuchung der Integration eines Freecooling-Betriebs in Wärmepumpensysteme mit solarer Wärmequelle, da sich hier gute Synergien der bereits vorhandenen Komponenten für einen multifunktionalen Einsatz für Heiz- und Kühlanwendung ergeben. Dazu wurden Messungen an einem unabgedeckten, selektiv beschichteten Solarabsorber für den Einsatz im Kühlbetrieb durchgeführt. Damit sollen die erreichbare Kühlleistung bei unterschiedlichen Wetterbedingungen charakterisiert werden, und darauf aufbauende Simulationen zur Ermittlung von Deckungsanteilen, Effizienzen und des erreichbaren Komforts durchgeführt werden. Bild 3 zeigt das Prinzipschema des Freecooling-Betriebs für die Systemkonfiguration mit solarer Wärmequelle. Dabei wird im Freecooling-Betrieb der Solarabsorber in der Nacht als Aussenwärmetauscher zur Umgebung betrieben.

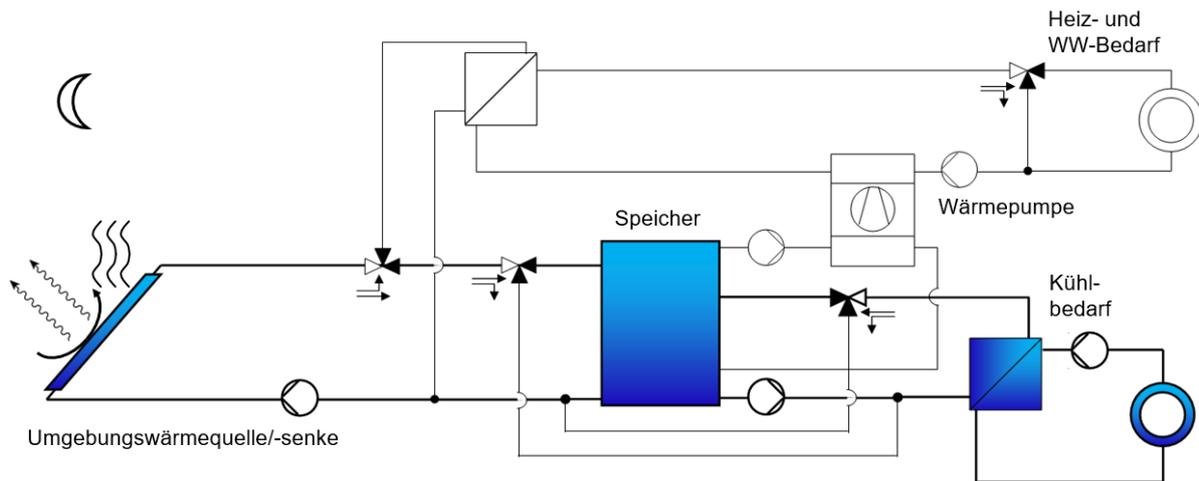


Bild 3: Integration des Freecooling-Betriebs in der Systemkonfiguration von Wärmepumpe mit solarer Wärmequelle

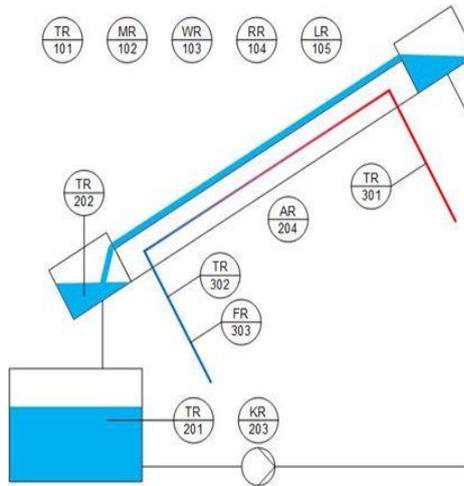
Ein allfälliger Quellenspeicher kann als Kältespeicher eingesetzt werden, der in der Nacht heruntergekühlt wird und am Tag die Kühlung für das Gebäude bereitstellen kann. Alternativ können auch wie bei erdgekoppeltem Freecooling raumintegrierte Speichermassen wie eine Fussbodenheizung oder eine Betonkernaktivierung (TABS) im Bürobau eingesetzt werden, um die Bauteile während der Nacht herunterzukühlen, um dann tagsüber die Kühllasten aufnehmen zu können.

Messung

Um den Raumkühlbetrieb mit Solarabsorber mittels Prüfstandsergebnissen weiter zu charakterisieren, wurden Messungen an einem selektiv beschichteten, unverglasten Solarabsorber auf dem akkreditierten Prüfstand des OST-Instituts SPF, dem Schweizer Testzentrum für solarthermische Kollektoren, durchgeführt. Bild 4 links zeigt den unverglasten Solarabsorberprototyp mit Wasserbenetzung auf dem Prüfstand und Bild 4 rechts eine Skizze des Messsystems inklusive einer Legende der Messpunkte. Um die Leistung des Absorbers im Freecooling-Betrieb zu bestimmen, werden die Ein- und Austrittstemperaturen des Absorberfluids gemessen. Mit dem gemessenen Volumenstrom kann die Enthalpieänderung auf der Fluidseite und damit die Kühlleistung berechnet werden. Das Absorberfluid ist wie für Solarkreise üblich ein Wasser-Glykol-Gemisch. Zusätzlich werden die Wetterrandbedingungen der langwelligen atmosphärischen Gegenstrahlung, der Umgebungstemperatur und der relativen Luftfeuchtigkeit sowie der Windgeschwindigkeit und des Niederschlags gemessen, um deren Einfluss auf die Kühlleistung zu ermitteln.

Als Aufwand für den Freecooling-Betrieb wird der Strombedarf der Pumpe gemessen. Für den Betrieb der Anlage kann ein kontinuierlicher oder ein zyklischer Betrieb eingestellt werden.

Im Dauerbetrieb wird die Absorberoberfläche kontinuierlich durch einen auf der Absorberoberfläche ablaufenden Wasserfilm benetzt. Im Taktbetrieb wird der Absorber nur in wählbaren Intervallen, z.B. 5 Minuten, für einen wählbaren Zeitraum, z.B. 10 Sekunden, mit dem Film benetzt, wodurch der Energieaufwand für die Pumpe reduziert wird.



Legende:

- TR – Temperatur
- MR – Relative Feuchte
- WR – Windgeschwindigkeit
- RR – langwellige Gegenstrahlung
- LR – Niederschlag
- FR – Massenstrom
- AR – Anstellwinkel
- KR – Betriebszeit

- 100 – Wetterbedingungen
- 200 – Wasserkreis
- 300 – Absorberkreis

Bild 4: Prototyp eines ungedeckten Absorbers mit Wasserbenetzung der Absorberoberfläche durch einen Wasserfilm auf dem Prüfstand am SPF (links) und Messpunkte zur Leistungsprüfung (rechts)

Resultate

In den folgenden Abbildungen ist die Kühlleistung für verschiedene Wetterrandbedingungen dargestellt. Bild 5 links zeigt die Temperaturen des nächtlichen Absorberbetriebs zur Kühlung. Die Eintrittstemperatur wird konstant auf 20 °C gehalten, was typischen Rücklauftemperaturen aus Flächenkühlsystemen entspricht. Durch den hohen Volumenstrom von 200 l/h in gezeigten Beispiel wird die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt auf 2 K begrenzt. Bei geringem Massenstrom kann die Temperaturdifferenz erhöht werden, die Leistung wird dadurch jedoch reduziert, da die mittlere Temperaturdifferenz zur (kälteren) Umgebung abnimmt. Es ist daher vorteilhaft, den Absorber so warm wie möglich zu betreiben. Die Temperatur des Tanks charakterisiert die Temperatur des Wasserfilms auf dem Absorber.

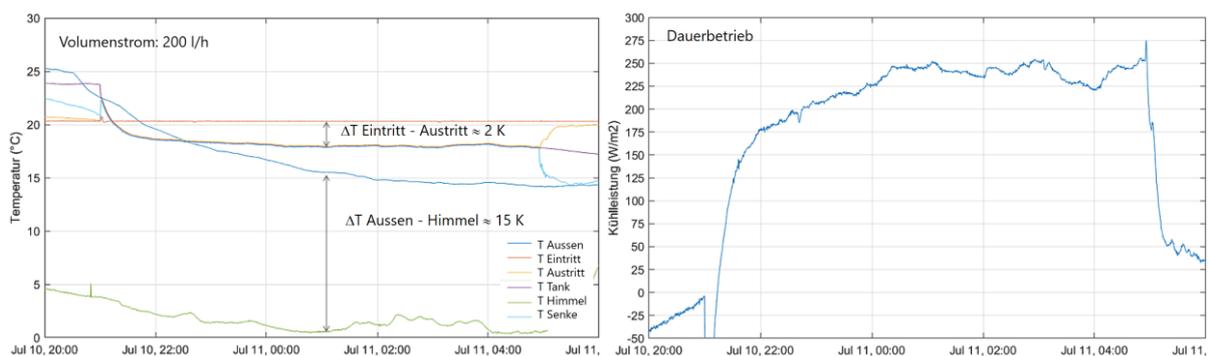


Bild 5: Temperaturen (links) und Kühlleistung (rechts) des ungedeckten Absorbers bei günstigen Wetterbedingungen eines klaren Himmels und moderater nächtlicher Aussentemperaturen

In Bild 5 sind die Ergebnisse für eine Nacht mit mässiger Umgebungstemperatur und klarem Himmel dargestellt. Dies ist an der Temperaturdifferenz zur (fiktiven) Himmelstemperatur zu erkennen, die wie oben beschrieben den langwelligen Strahlungsaustausch zwischen dem Absorber und dem Himmel charakterisiert.

Da der Wasserdampf der Wolken in der Atmosphäre Infrarotstrahlung absorbiert und als langwellige atmosphärische Gegenstrahlung zurückstrahlt, ist ein klarer Himmel eine günstigere Wetterbedingung als ein bewölkter Himmel. In Bild 5 rechts ist die Kühlleistung des Absorbers dargestellt. Bei den günstigen Bedingungen eines klaren Himmels wird eine Kühlleistung im Bereich von 200 - 250 W/m² erreicht. Bis etwa 22.00 Uhr liegt die Umgebungstemperatur noch über der durchschnittlichen Absorberrtemperatur, was die Kühlleistung begrenzt, da konvektive Gewinne der Abstrahlung entgegenwirken.

Dennoch übertrifft auch bei wärmeren Umgebungstemperaturen die Kühlleistung durch Strahlung und Verdunstung die konvektiven Gewinne durch die Umgebungstemperatur. Während der Nacht wird die Kühlleistung mit der Abnahme der Umgebungstemperatur erhöht, was mit der Abnahme der Temperaturen aus dem Gebäude bei Rückkühlung von massiven Bauteilen sowie der Vorlauftemperatur zum Absorber im realen Betrieb einhergeht.

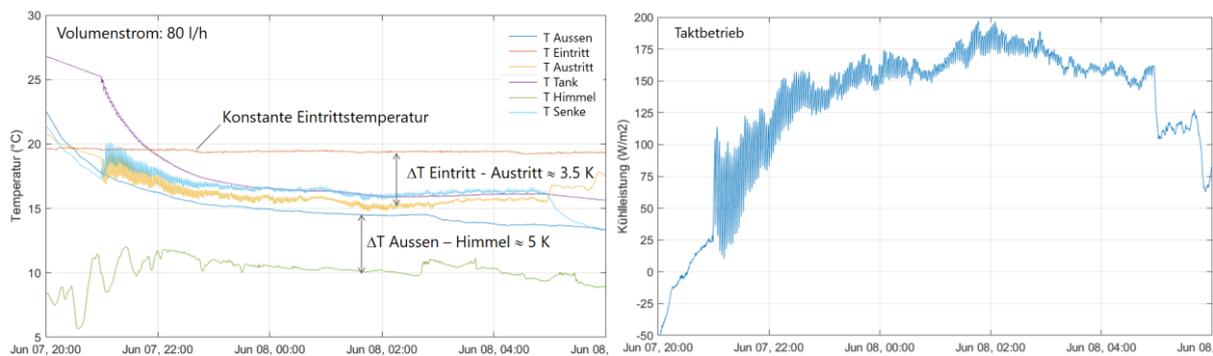


Bild 5: Temperaturen (links) und Kühlleistung (rechts) des ungedeckten Kollektors bei Wetterbedingungen eines bewölkten Himmels und moderater nächtlicher Aussentemperaturen

Bild 6 zeigt einen zyklischen Betrieb bei bewölktem Himmel und einem geringeren Massenstrom von 80 l/h, was dem Nennmassenstrom des Absorbers bei Heizbedingungen entspricht. In diesem Fall sinkt die Temperaturdifferenz zwischen der Umgebungs- und der Himmelstemperatur auf nur 5 K, was auf die höhere langwellige atmosphärische Gegenstrahlung vom Himmel zurückzuführen ist. Trotz der geringeren Kühlleistung, die in Bild 6 rechts dargestellt ist, wird aufgrund des geringeren Massenstroms eine Temperaturdifferenz von 3.5 K über dem Absorber erreicht.

Die Kühlleistung ist aufgrund des zyklischen Betriebs nicht konstant. Das Wasser auf der Absorberoberfläche verdunstet teilweise, was ebenfalls Einfluss auf die Strahlungseigenschaften hat, da der Absorber eine selektive Beschichtung aufweist.

Befindet sich Wasser auf dem Absorber, wird der langwellige Emissionsgrad im Infrarotspektrum ϵ_{IR} durch das Wasser auf Werte im Bereich von $\epsilon_{IR}=0.95$ erhöht. Verdunstet das Wasser jedoch, ändert sich der Emissionsgrad zu dem der selektiven Beschichtung, die einen Emissionsgrad um $\epsilon_{IR}=0.15$ besitzt. Dadurch verringert sich die Verdunstungs- und Strahlungskühlleistung an trockenen Teilen der Absorberfläche, was zu einer Abnahme der Kühlleistung im zyklischen Betrieb führt.

Damit lassen sich die Strahlungsverluste des Absorbers schalten: im Warmwasserbetrieb bei trockenem Absorber während des Tages können die Strahlungsverluste durch die selektive Beschichtung reduziert werden und damit die Warmwassernutztemperaturen erreicht werden, während durch die Benetzung mit Wasser die selektive Beschichtung im nächtlichen Kühlbetrieb aufgehoben wird und eine gute Abstrahlung an den Himmel, also hohe Strahlungsverluste des Absorbers ermöglicht werden.

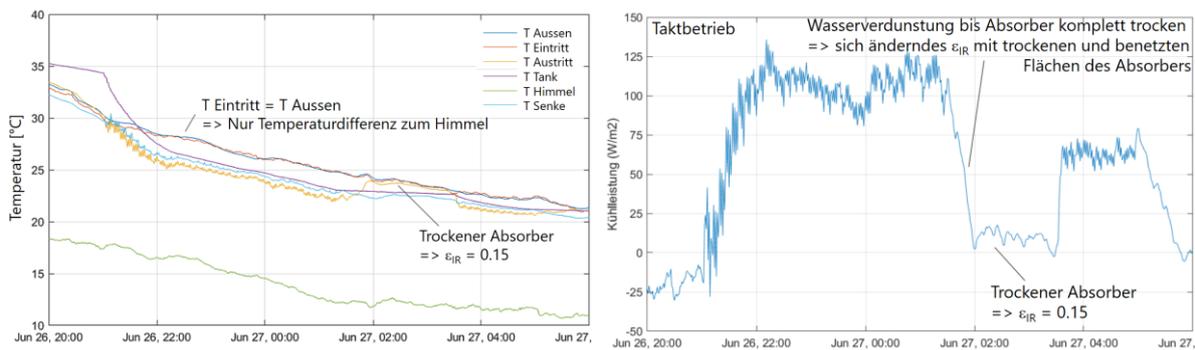


Bild 6: Temperaturdifferenzen (links) und Kühlleistung (rechts) bei benetztem und trockenem Absorber

Zu Beginn der Nacht ist das Wasser für die Benetzung des Absorbers noch warm, was zu den höheren Temperaturschwankungen führt. Das Schwingen wird sukzessive bis auf Differenzen von ca. $20 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$ reduziert. Dieser Effekt der selektiven Beschichtung ist in Bild 6 dargestellt. Bei dieser Messung wird zudem die Eintrittstemperatur in den Absorber an die Umgebungstemperatur angeglichen, was die konvektive Wärmeabgabe unterbindet, so dass die reine Strahlungs- und Verdunstungsleistung gemessen werden kann. Bis etwa 1:30 Uhr wird der Absorber benetzt. Dann wird die Benetzung für zwei Stunden bis 3:30 Uhr morgens gestoppt, und der Absorber trocknet vollständig. Beim Trocknungsprozess nimmt die Kühlleistung sukzessive ab, von anfänglich $125 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$ vor dem Trocknungsprozess auf Werte um $10 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$ bei vollständiger Trocknung der Absorberfläche. Damit wird die Wirkung der selektiven Beschichtung auf die Strahlungsverluste deutlich demonstriert.

Auf dem Prüfstand besteht auch die Möglichkeit, künstlichen Wind im Bereich von 1-3 m/s zuzuschalten. Der Ventilator ist direkt an der Längsseite des Absorbers angeordnet und in Bild 4 als weißer Kasten sichtbar. Da der Wind sowohl den konvektiven als auch den Wärmeübergang durch Verdunstung erhöht, wird bei künstlichem Wind eine signifikante Erhöhung der Kühlleistung gemessen. In Bild 7 links sind die Temperaturen und in Bild 7 rechts die Kühlleistung bei klarem Himmel und künstlichem Wind von 3 m/s dargestellt. Bei einer Umgebungstemperatur von 13 °C am Ende der Nacht und einer Temperaturdifferenz zum Himmel von 15 K wird eine Kühlleistung von bis zu $450 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$ gemessen.

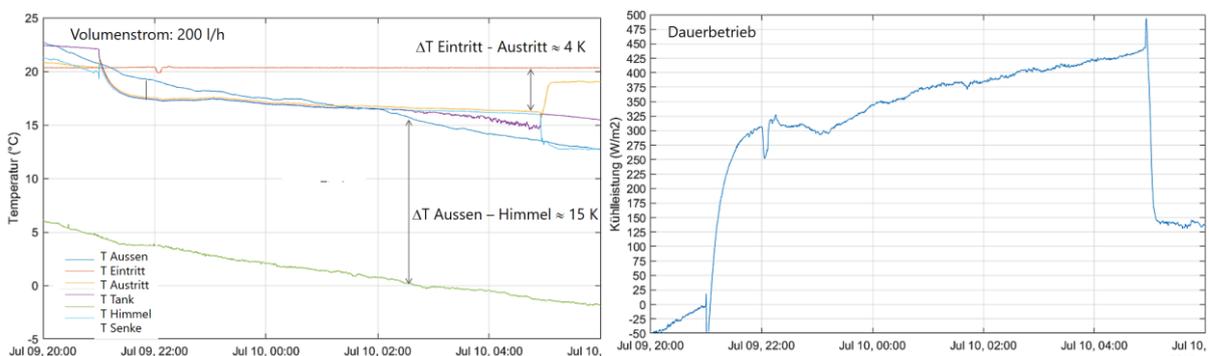


Bild 7: Temperaturen (links) und Kühlleistung (rechts) mit 3 m/s Windgeschwindigkeit an der Absorberoberfläche und klarem Himmel

Wie bei anderen Freecooling Verfahren, z.B. Nachtlüftung mit Aussenluft, ist die Kühlleistung auch beim Freecooling über den Absorber stark von den Umgebungsbedingungen abhängig. Bei ungünstigen Umgebungsbedingungen bzw. in Nächten mit hohen Aussentemperaturen, etwa Tropennächten, bei denen die Temperatur während der gesamten Nacht nicht unter 20 °C

fällt, und bewölktem Himmel mit verminderter Abstrahlung, kann die Kühlleistung stark reduziert oder die Kühlung sogar ganz verunmöglicht werden. Zur Überbrückung von ungünstigen Wetterbedingungen kann einerseits ein Kältespeicher in das System integriert werden, so dass bei zu geringer Kühlleistung am Absorber aus dem Kältespeicher gekühlt werden kann. Bei Systemen mit Quellspeicher kann dieser im Sommer als Kältespeicher betrieben werden.

Alternativ kann für solche Bedingungen der Absorber auch als Rückkühler für einen aktiven Kühlbetrieb über die Wärmepumpe im Umkehrbetrieb eingesetzt werden, was höhere Eintrittstemperaturen in den Absorber ermöglicht. Bild 8 zeigt die Absorberkühlleistung bei Eintrittstemperatur von jeweils 15 K über Umgebungstemperatur. In Bild 8 links ist die Kühlleistung mit geringer natürlicher Windgeschwindigkeit < 1 m/s dargestellt, wobei Kühlleistungen im Bereich von 350 - 450 $\text{W}/\text{m}^2_{\text{abs}}$ gemessen wurden. In Bild 8 rechts ist die Kühlleistung mit 3 m/s künstlichem Wind gegeben, die Wert bis 550 $\text{W}/\text{m}^2_{\text{abs}}$ erreicht.

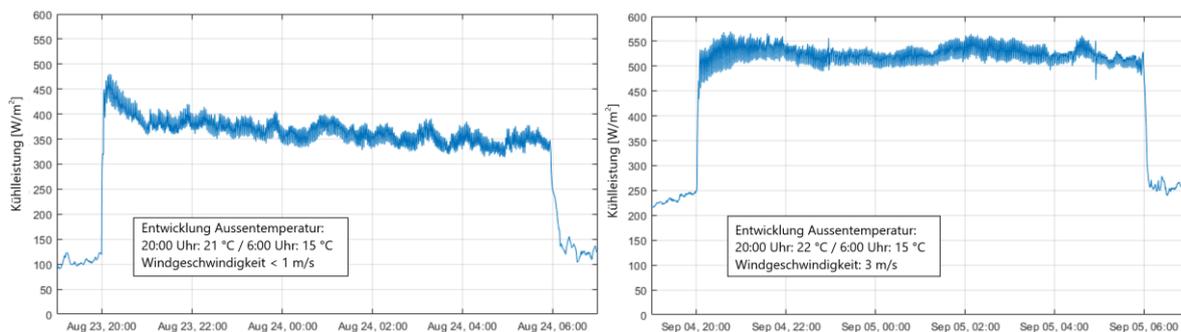


Bild 8: Kühlleistung bei Absorbereintrittstemperaturen von 15 K über Umgebungstemperatur mit geringer natürlicher Windgeschwindigkeit < 1 m/s (links) und mit 3 m/s Windgeschwindigkeit (rechts) an der Absorberoberfläche und klarem Himmel

Simulationen

Für Auswertungen der Effizienz der Systemkonfiguration in den einzelnen Betriebsmodi und der Gesamteffizienz wurden Simulationen für die unterschiedlichen Gebäudetypen Einfamilienhaus und Mehrfamilienhaus und jeweils entsprechend der Baustandards Neubau nach MuKEN 2014 [4] (was etwa MINERGIE® [5] entspricht) und MINERGIE-P® durchgeführt. Im Folgenden werden die Ergebnisse für das Einfamilienhaus dargestellt, dass zurzeit die verbreitetste Anwendung für Wärmepumpensysteme mit solarer Wärmequelle darstellt. Tabelle 1 fasst die wesentliche Gebäude- und Auslegungsdaten zusammen.

Das Einfamilienhaus weist eine Energiebezugsfläche von 200 m^2 auf. Der U-Wert der Aussenwände entspricht mit $U_{\text{AW}}=0.17$ $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ den Anforderungen der MuKEN 2014 an Einzelbauteile. Der Fensterflächenanteil beträgt 40% und ist gleichmässig in alle Fassadenausrichtungen angeordnet. Die Fenster sind dreifach verglast mit einem U_{g} -Wert des Glases von 1.0 $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ nach Anforderung der SIA 380/1:2016 [6]. Der Rahmenanteil ist mit 10% relativ niedrig, was eine höhere Kühllast bewirkt. Der g-Wert liegt mit 0.5 im typischen Bereich für Dreifachverglasungen. Als Variante wurde auch ein MINERGIE-P®-Einfamilienhaus mit reduziertem Heizwärmebedarf von 15 $\text{kWh}/(\text{m}^2_{\text{EBF}}\cdot\text{a})$ als typischer Wert für ein Passivhaus betrachtet.

Bei effizienter Gebäudehülle wird der Kühlbedarf in Wohnbauten wesentlich von der Verschattung beeinflusst, weshalb Varianten gerechnet wurden, die verschiedene Nutzerverhalten beschreiben. Bei optimaler Verschattung wird ab 200 W/m^2 Einstrahlung und einer Raumtemperatur von $23.5 \text{ }^\circ\text{C}$, z.B. durch eine automatisierte Verschattung, der Gesamtenergiedurchlass der stark bestrahlten Fenster auf einen Gesamt-g-Wert aus Verglasung und Verschattung von $g = 0.1$ reduziert. Als Varianten für die Abbildung von nicht optimaler Verschattung aufgrund eines anderen Nutzerverhalten werden erst Einstrahlungen ab 400 W/m^2 betrachtet. Für ein unverschattetes Gebäude ist der Grenzwert von 1000 W/m^2 gewählt worden, was maximalen Einstrahlungswerten entspricht und den höchsten Kühlbedarf verursacht. Für den Warmwasserverbrauch wurden 150 l oder 37.5 l/Person mit einer Nutztemperatur von $55 \text{ }^\circ\text{C}$ konstant über das ganze Jahr angesetzt, was einem Energieverbrauch von 2900 kWh bzw. $14.5 \text{ kWh}/(\text{m}^2_{\text{EBF}} \cdot \text{a})$ und damit sehr genau dem Standardwert nach SIA Merkblatt 2024 [7] von $13.9 \text{ kWh}/(\text{m}^2_{\text{EBF}} \cdot \text{a})$ entspricht. Für die Simulation wurden die vom SIA herausgegebenen Wetterdaten der Wetterstation Zürich Meteoschweiz nach SIA Merkblatt 2028:2010 [8] für ein mittleres Jahr zugrunde gelegt.

Die Gebäudetechnik besteht aus einem Solarabsorber, der an einen Wasser-Glykol-Quellenspeicher angeschlossen ist und als einzige Wärmequelle für die Wärmepumpe dient. Die Wärmepumpe arbeitet sowohl im Heiz- als auch im Warmwasserbetrieb. Wenn das Temperaturniveau des Solarabsorbers hoch genug ist, kann die Warmwassererzeugung auch auf den Absorber umgeschaltet werden und direkt mit dem Solarabsorber erfolgen. Als Absorber wird hier ein selektiver Absorber betrachtet, der durch die verminderte Abstrahlung im Sommerbetrieb die Warmwassertemperaturen erreichen kann. Zudem ist für den Heizbetrieb ein Pufferspeicher integriert. Im Kühlbetrieb wird der Quellenspeicher als Kältespeicher genutzt. Dann wird der Absorberkreis während der Nacht zur Wärmeabgabe betrieben und der Speicher abgekühlt. Bei Beladung des Speichers durch den Wärmeentzug über die Fussbodenheizung ist die Komfortgrenze der Fussbodenoberflächentemperatur von minimal $19 \text{ }^\circ\text{C}$ zu beachten. Da die Wärmepumpe direkt mit dem Quellenspeicher als einzige Wärmequelle verbunden ist, wird der Quellen- bzw. Kältespeicher im Warmwasserbetrieb durch die Wärmepumpe abgekühlt, wodurch automatisch ein Simultanbetrieb für Kühl- und Warmwasseranwendung realisiert wird.

Gebäude-/Systemparameter	Einfamilienhaus	Mehrfamilienhaus
Bewohner/Personen	4	50
Fensteranteil	40%	40%
Heizwärmebedarf [$\text{kWh}/(\text{m}^2_{\text{EBF}} \cdot \text{a})$]	25	15
Warmwasserbedarf [$\text{kWh}/(\text{m}^2_{\text{EBF}} \cdot \text{a})$]	14.5	19.5
Kühlbedarf [$\text{kWh}/(\text{m}^2_{\text{EBF}} \cdot \text{a})$]	4-6	4-6
Energiebezugsfläche (EBF) [m^2]	200	1500
Absorberfläche [m^2]	11 - 35	71 - 178
Quellen-/Kältespeicher [$\text{l}/\text{m}^2_{\text{EBF}}$]	5.0	3.3

Tabelle 1: Gebäude- und Systemparameter für das Ein- und Mehrfamilienhaus

Energetische Auswertung

In Bild 9 ist die Energie des Absorbers für die Nutzung als Wärmequelle für den Heizbetrieb, den Warmwasserbetrieb und den Freecooling-Betrieb veranschaulicht. Variierte Randbedingungen sind die Auslegung der Absorberfläche und die unterschiedlichen Verschattungen des Gebäudes. Als Auslegungsempfehlung für ein Einfamilienhaus werden von Herstellern eine Absorberfläche von 25 m² angegeben.

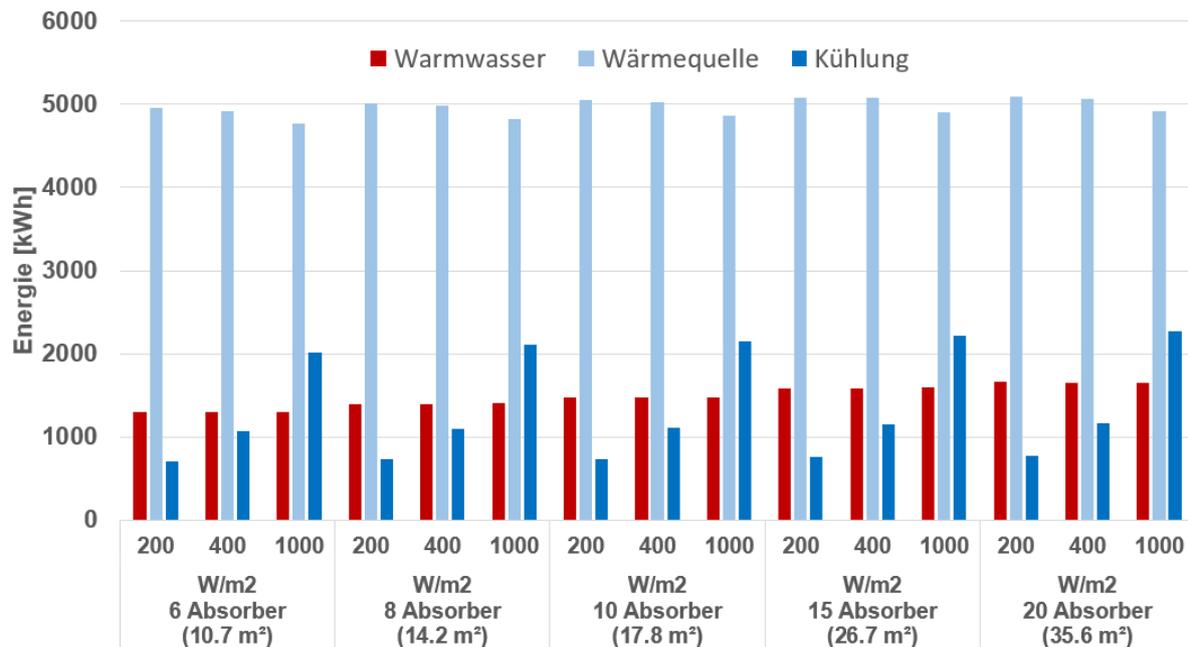


Bild 9: Energie des Absorbers in den Betriebsmodi als Wärmequelle, im direkten Warmwasserbetrieb und im Kühlbetrieb für unterschiedliche Absorbergrösse und Verschattung

Die Absorberfläche wirkt sich direkt auf den Warmwasserbetrieb aus, da mit steigender Absorberfläche mehr Warmwasser direkt mit dem Absorber produziert werden kann. Mit schlechterer Verschattung respektive höherer Aktivierungsgrenze sinkt die Quellenenergie etwas ab, da mehr solare Gewinne im Gebäude genutzt werden können. Der Einfluss der Verschattung auf den Freecooling-Betrieb wird in der vom Absorber gelieferten Energie für Kühlung sichtbar. Bei schlechterer Verschattung steigt die gelieferte Freecooling Energie von 600 kWh auf ca. 2000 kWh an und nimmt mit grösserer Absorberfläche leicht zu.

Bild 10 zeigt die Jahresarbeitszahl (JAZ) der Wärmepumpe für den Heiz- und Warmwasserbetrieb sowie den "Wärmeerzeuger"nutzungsgrad (WNG), der zusätzlich die Direktnutzung des Absorbers für Warmwassererzeugung im Tagbetrieb und Freecooling im Nachtbetrieb umfasst. Die JAZ von 3.5 bei kleinster Absorberauslegung steigt auf ca. 4 bei grösster Absorberauslegung an, da mit grösserer Absorberfläche höhere Temperaturen im Quellspeicher erreicht werden, wodurch sich die JAZ erhöht. Noch stärker wirkt sich jedoch der solare Direktnutzungsanteil des Absorbers auf den WNG aus, was durch die sehr hohen Effizienzen des direkt-solaren Warmwasserbetriebs und des Freecooling-Betriebs bedingt ist, da für beide Betriebsarten nur Energie für die Pumpe zur Umwälzung des Absorberkreises benötigt wird.

Bei optimaler Aktivierung der Verschattung ab 200 W/m² Einstrahlung steigt der WNG mit Zunahme der Absorberflächen von 4.1 auf 4.7, was durch den höheren Direktnutzungsanteil im Warmwasserbetrieb bedingt ist. Bei schlechterer Verschattung gewinnt zusätzlich der Free-

cooling-Betrieb einen grösseren Einfluss, so dass der WNG bei unverschattetem Gebäude und damit maximaler Kühlenergie mit Zunahme der Absorberfläche von 4.6 auf 5.4 steigt. Bei der Auslegung nach Empfehlung von Herstellern im Bereich von 25 m² erreicht der WNG einen Wert ohne Verschattung von 5.2. Allerdings ist ebenfalls zu berücksichtigen, ob die Kühlenergie mit Freecooling ausreicht, bei unverschattetem Gebäude den Komfort einzuhalten.

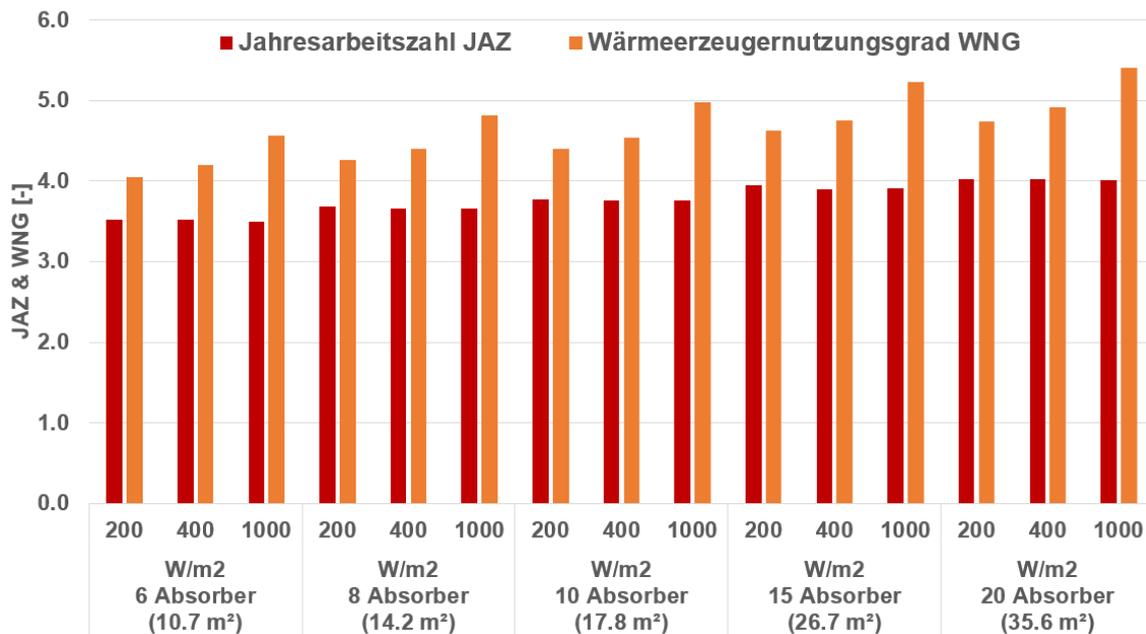


Bild 10: Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe für Heiz- und Warmwasserbetrieb und "Wärmeerzeuger"nutzungsgrad der Wärmepumpe und des Solarabsorbers in allen Betriebsmodi für unterschiedliche Absorberauslegungen und Verschattungen

Komfortbewertung

Die Komfortauswertung wird im Folgenden beispielhaft für den Fall mit 10 Absorbern dargestellt. Zur Komfortbewertung wird die Auswertung der operativen Temperaturen im Temperaturband nach SIA 180 [9] für klimatisierte Gebäude zugrunde gelegt, da mit dem Freecooling-Betrieb nur auf die Temperatur, nicht aber auf die Feuchte Einfluss genommen werden kann. Eine Entfeuchtung ist in Wohnbauten für Wetterbedingungen, die typisch für das Schweizer Mittelland sind, jedoch nicht notwendig. Da die Raumtemperaturen in der Heizperiode mit Temperaturen von 22 - 24 °C gut in Komfortband liegen, wird das Augenmerk auf den sommerlichen Komfort gelegt. Hierfür wird der Einfluss der Bedienung der Verschattung sowie des Freecooling-Betriebs ausgewertet.

In Bild 11 sind die Stundenmittelwerte der Raumtemperaturen im Komfortband nach SIA 180 für das gesamte Jahr dem gleitenden Mittelwert der Aussentemperatur zugeordnet. Die Temperaturen in der Heizperiode von 22 - 24 °C werden auch in Feldmessungen häufig gemessen und erreichen einen sehr guten Komfort. In Bild 11 oben links sind die Raumtemperatur als Referenz für den Fall ohne Verschattung und ohne Kühlung dargestellt. Es ist eindrücklich zu erkennen, dass heutige gut gedämmte Neubauten ohne adäquaten sommerlichen Wärmeschutz

eine deutliche Überhitzung mit Temperaturen bis 32 °C aufweisen. Durch eine optimale Verschattung (Aktivierung 200 W/m²) können die Raumtemperaturen auf eine Maximaltemperatur von 28 °C begrenzt werden, aber es treten trotzdem 340 Überhitzungsstunden ausserhalb des Komfortbandes auf, im Wesentlichen im Sommer. In Bild 11 unten links ist der Fall mit einem Freecooling-Betrieb ohne Verschattung (Aktivierung 1000 W/m²) abgebildet. Auch ganz ohne Verschattung können hierbei die Temperaturen ebenfalls auf Maximalwerte von 28 °C begrenzt werden, wobei sogar mit 260 Überhitzungsstunden weniger Komfortverletzungen auftreten, und davon ca. 150 Stunden in der Übergangszeit und nur noch ca. 110 Stunden im Sommer liegen.

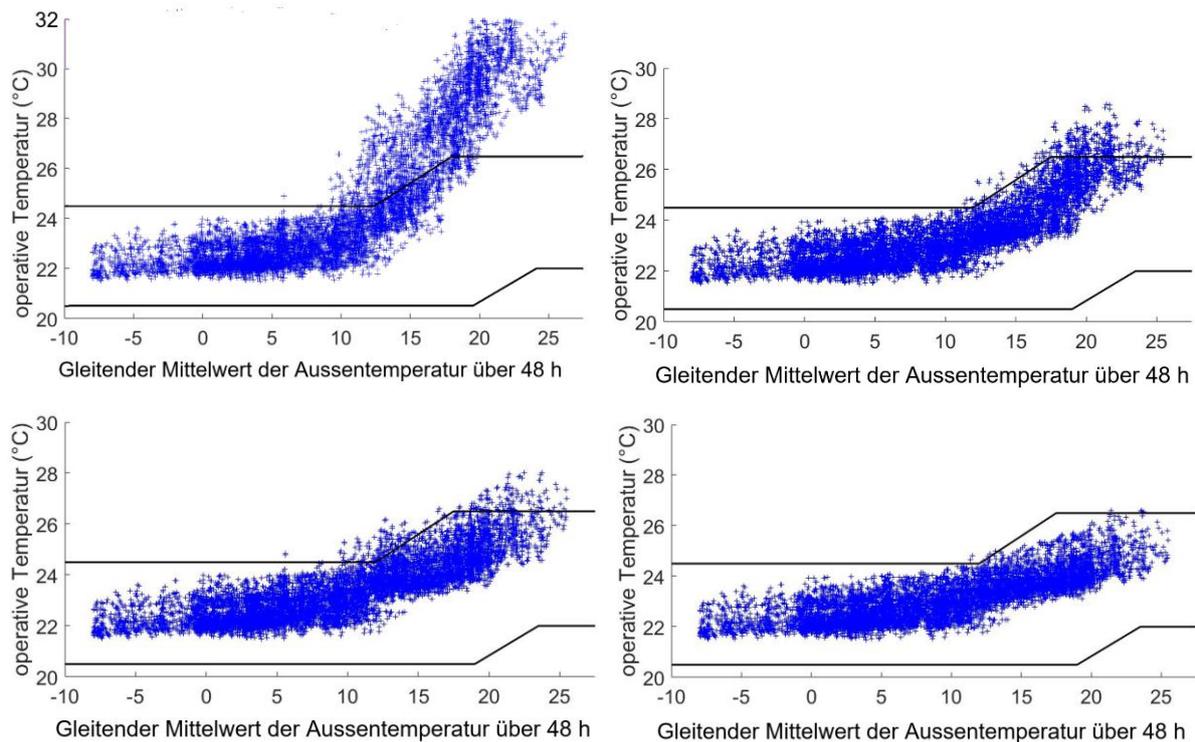


Bild 11: Operative Temperaturen ohne Verschattung und ohne Kühlung (links oben), mit Verschattung und ohne Kühlung (rechts oben), ohne Verschattung aber mit Kühlung (links unten) sowie mit optimaler Verschattung und Kühlung (rechts unten)

Die Überhitzungsstunden in der Übergangszeit deuten auf Optimierungspotenziale der Regelung hin, da die Kapazität des Absorbers bei noch kälteren Umgebungstemperaturen ausreichen sollte, um die Komfortverletzung zu vermeiden. Im Sommer treten weniger Überhitzungsstunden als bei optimaler Verschattung auf. Bild 11 unten rechts zeigt schliesslich das Komfortband bei optimaler Verschattung und Free-Cooling-Betrieb, womit die operative Temperatur vollständig im Komfortband gehalten werden kann und keine Überhitzungen mehr auftreten. Bis auf die sommerlichen Spitzentemperaturen besteht sogar noch Spielraum bis zur Komfortgrenze. Der Free-Cooling-Betrieb kann also eine nicht optimale Verschattung in Grenzen ausgleichen, auf eine Verschattung kann aber bei der zugrunde gelegten Auslegung nicht gänzlich verzichtet werden, insbesondere nicht bei hohen Aussentemperaturen.

Diskussion

Unabgedeckte Solarkomponenten mit gutem thermischen Kontakt zur Umgebung können für die Integration des Freecooling-Betriebs während der Nacht genutzt werden, bei dem die Solarkomponente als Aussenwärmetauscher Wärme durch Konvektion, Strahlung und, wenn die Absorberfläche benetzt wird, auch durch Verdunstung abgibt. Bei einer selektiven Beschichtung des Absorbers können auch die Strahlungseigenschaften verändert werden und so schaltbare Eigenschaften der Solarkomponente für einen multifunktionalen Einsatz erzielt werden. Dabei hilft die selektive Beschichtung tagsüber, im Warmwasserbetrieb durch eine Reduktion der Strahlungsverluste eine höhere Temperatur zu erreichen, während in der Nacht bei Freecooling-Betrieb die Strahlungsverluste durch den hohen Emissionsgrad des Wassers bis 95% erhöht werden kann.

Am akkreditierten Prüfstand des Schweizer Solarprüfzentrums für solarthermische Anlagen am SPF der OST in Rapperswil wurden Prüfstandsmessungen an einem Prototyp mit Benetzung der Absorberoberfläche durchgeführt, die gute spezifische Kühlleistungen im Bereich von $100 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$ - $250 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$ Wetter je nach Umgebungsbedingungen bestätigen.

Wind auf der Absorberfläche verstärkt sowohl die konvektive als auch die Wärmeübertragung durch Verdunstung an die Umgebung und es wurden Werte bis zu $450 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$ bei einer Windgeschwindigkeit von 3 m/s auf der Kollektorfläche gemessen. Im Sommer herrschen jedoch nachts in der Regel niedrige Windgeschwindigkeiten vor, so dass das Potenzial für höhere Kühlleistungen durch natürlichen Wind begrenzt ist.

Bei ungünstigen Wetterbedingungen, also in warmen und bewölkten Nächten, kann über Speicher oder Back-Up-Betrieb der Komfort garantiert werden. Wird der Absorber als Rückkühler für einen aktiven Kühlbetrieb eingesetzt, lassen sich auch bei warmen Aussenbedingungen Übertemperaturen zur Umgebung erzielen. Bei 15 K Übertemperatur wurden bei mässiger Windgeschwindigkeit kleiner als 1 m/s Kühlleistungen zwischen $350 - 450 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$ gemessen, bei Windgeschwindigkeiten von 3 m/s am Absorber sogar bis $550 \text{ W/m}^2_{\text{abs}}$, so dass im Rückkühlbetrieb die Kühlleistungen nochmals deutlich gesteigert werden können.

Ausblick

Als Wasserquelle für einen Freecooling-Betrieb kommt Regenwasser in Frage, dass allfällig aus Retentiongründen sowieso am Gebäude gesammelt wird und damit direkt auf dem Dach an der Solarkomponente zur Verfügung steht. So können Kalk-Ablagerungen auf den Absorbern reduziert werden.

In Zusammenarbeit mit dem Institut für Ecopreneurship der Fachhochschule Nordwestschweiz FHNW ist im Rahmen des Swiss Competence Centre of Energy Research Effizienz industrieller Prozesse (SCCER-EIP) im Work Package 4 "Dezentrale Abwasseraufbereitung" auch die Verwendung von aufbereitetem Grauwasser als nachhaltige Wasserquelle für den Raumkühlbetrieb untersucht worden. Die Ergebnisse bestätigen, dass Fouling und Scaling auf der Absorberfläche durch die Wasseraufbereitung in einem dezentralen Membranbioreaktor (MBR) Wasseraufbereitungsprozess wirksam vermieden werden können und die Kühlkapazitäten nicht beeinträchtigt werden. Kritisch zu betrachten sind Kalkablagerungen bei hartem Wasser, was jedoch durch die Integration einer Enthärtung in den Aufbereitungsprozess ebenfalls entschärft werden

kann. Auch hygienische Anforderung an das Bakterienwachstum, insbesondere Legionellen, können durch eine Desinfektion nach der Wasseraufbereitung hinsichtlich der Anforderungen an die Verdunstungskühlung erfüllt werden, so dass das behandelte Abwasser eine nachhaltige Wasserquelle für Freecooling-Anwendungen mit Verdunstungskühlung sein kann.

Eine weitere Solarkomponente, die auch für einen nächtlichen Kühlbetrieb geeignet ist, sind photovoltaisch-thermische (PV/T)-Kollektoren, die ebenfalls eine thermische Aktivierung der Gebäudehülle darstellen, aber eine zusätzliche Elektrizitätserzeugung ermöglichen. Hier liegt keine selektive Beschichtung wie bei den untersuchten Solarabsorber vor, was niedrigere Temperaturen für die Wärmeerzeugung bedingt, aber durch die Glasabdeckung des Photovoltaikteils einen hohen langwelligen Emissionsgrad im Bereich von $\epsilon_{IR}=0.85$ ermöglicht. Auch bei PV/T Kollektoren könnte durch Benetzung und damit zusätzliche Verdunstung die Kühlleistung gesteigert werden.

Allgemein können Gebäudeaussenflächen damit auch für Kühlanwendungen genutzt werden, insbesondere als integriertes System mit Heizanwendungen, wie dies bei Erdwärmesonden schon häufig praktiziert wird. Eine Systemintegration kann so insbesondere auch für Wohngebäude mit derzeit begrenztem Kühlbedarf und ohne Anbindung an das Erdreich eine günstige Freecooling-Möglichkeit erschliessen.

Das Forschungsprojekt wurde finanziell von der Schweizer Innovationsagentur Innosuisse unterstützt und war ein Beitrag zum Swiss Competence Center for Energy Research SCCER EIP.

Quellen

- [1] BFE (Hrsg.): Effiziente Warmwassersysteme – Eine Übersicht für engagierte Bauherren, EnergieSchweiz
- [2] Settembrini et al.: KlimaBau – Planen angesichts des Klimawandels, Schlussbericht BFE Forschungsprogramm Gebäude und Städte, Hochschule Luzern Technik und Architektur, Horw, 2017
- [3] Internationale Energie Agentur. The future of cooling - Opportunities for energy-efficient air conditioning, Technologiebericht, Mai 2018
- [4] Konferenz der kantonalen Energiedirektoren (EnDK): Mustervorschriften der Kantone im Energiebereich (MuKE), Ausgabe 2014, Nachführung 2018 - aufgrund geänderter Normen, Konferenz der kantonalen Energiedirektoren EnDK, Bern, 2018
- [5] Verein MINERGIE: Produktreglement zur Nutzung der Marke MINERGIE, Bern, 2021
- [6] Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverband: SIA 380/1:2016 Heizwärmebedarf, Zürich, 2016
- [7] Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverband: SIA Merkblatt 2024:2015. Raumnutzungsdaten für die Energie- und Gebäudetechnik, Zürich, 2015
- [8] Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverband: SIA Merkblatt 2028:2010: Klimadaten für Bauphysik, Energie- und Gebäudetechnik, Zürich, 2010
- [9] Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverband: SIA 180:2014. Wärmeschutz, Feuchteschutz und Raumklima in Gebäuden, Zürich, 2014

Enrico Da Riva, HEIG-VD (Haute École d'Ingénierie et de Gestion du Canton de Vaud)
Nicole Calame, Fabrice Rognon, CSD Ingénieurs SA

Medium Evaporating Temperature and High Efficiency Butane Heat Pump

Abstract

A water/water Heat Pump (HP) capable of evaporating at 35°C has been designed and manufactured by using components already available on the market. The heating power is 7~8 kW using only 450 g of n-butane. Beside the environmental advantages, as compared to synthetic refrigerants, butane allows higher COP, lower operating pressures and less demanding conditions for compressor cooling. With a 43°C heat source, the demonstrator can provide hot water from 47°C up to 65°C, with a COP of about 8 to 5. This kind of HP could be used in low temperature (~40°C) district heating networks to efficiently raise the temperature, if needed, up to the level required by each building. Conventional HPs allow only low evaporating temperatures and would require a cooling recirculation loop at the heat source side. The demonstrator has been compared with a high efficiency conventional HP (COP 5 at B0W35), which evaporator water inlet temperature is limited to ~ 20°C, showing 60% higher COP.

Zusammenfassung

Eine Wasser/Wasser-Wärmepumpe (WP), die bei einer Verdampfungstemperatur von 35°C arbeiten kann, wurde unter Verwendung von bereits auf dem Markt erhältlichen Komponenten entworfen und hergestellt. Die Heizleistung beträgt 7~8 kW bei Verwendung von nur 450 g n-Butan. Zusätzlich zu den Vorteilen für die Umwelt ermöglicht Butan im Vergleich zu synthetischen Kältemitteln einen höheren COP, niedrigere Drücke und weniger anspruchsvolle Bedingungen für die Verdichterkühlung. Mit einer Wärmequelle von 43°C kann der Demonstrator Warmwasser von 47°C bis 65°C bereitstellen, mit einem COP von etwa 8 bis 5. Diese Art von Wärmepumpe könnte in einem Niedertemperatur-Fernwärmenetz (~40°C) eingesetzt werden, um die Temperatur bei Bedarf effizient auf das von jedem Gebäude benötigte Niveau anzuheben. Konventionelle Wärmepumpen erlauben nur eine niedrige Verdampfungstemperatur und würden eine Kühlkreislaufschleife auf der Wärmequellenseite erfordern. Der Demonstrator wurde mit einer hocheffizienten konventionellen Wärmepumpe (COP 5 bei B0W35) verglichen, deren Verdampferwasser-Eintrittstemperatur auf ~20°C begrenzt ist. Der COP des Demonstrators ist 60% höher.

Résumé

Une Pompe à Chaleur (PAC) eau/eau capable d'opérer à une température d'évaporation de 35°C a été conçue et fabriquée en utilisant des composants déjà disponibles sur le marché. La puissance de chauffage est de 7~8 kW en utilisant seulement 450 g de n-butane. Au-delà des avantages environnementaux, par rapport aux réfrigérants synthétiques, le butane permet un COP plus élevé, des pressions plus faibles et des conditions moins exigeantes pour le refroidissement du compresseur. Avec une source de chaleur à 43°C, le démonstrateur peut fournir de l'eau chaude de 47°C à 65°C, avec un COP d'environ 8 à 5. Ce type de PAC pourrait être utilisée dans un réseau de chauffage urbain à basse température (~40°C) afin d'élever efficacement la température, si nécessaire, jusqu'au niveau requis par chaque bâtiment. Les PAC conventionnelles ne permettent qu'une faible température d'évaporation et nécessiteraient une boucle de recirculation de refroidissement du côté de la source thermique. Le démonstrateur a été comparé à une PAC conventionnelle à haut rendement (COP 5 à B0W35), dont la température d'entrée de l'eau à l'évaporateur est limitée à ~ 20°C, montrant un COP 60% plus élevé.

Introduction

In order to maximize the energy efficiency of a Heat Pump (HP), the refrigerant evaporating temperature should be as close as possible to the actual heat source temperature, as well as the refrigerant condensing temperature should be as close as possible to the temperature actually required by the heat distribution system.

The maximum allowed evaporating temperature for small/medium capacity HPs available on the market nowadays is in the order of 20°C. Such limitation is mainly due to certified operating conditions envelope of compressors. The HP industry is historically a secondary development of the refrigeration industry, and the compressor technology has been primarily developed for cooling applications. High evaporating temperatures can give rise to electrical motor cooling problems (as well as to the cooling of the compressor in general) since in the (hermetic) compressors nowadays available on the market this task is ensured by the inflow of the cold refrigerant vapour coming from the evaporator outlet. Besides, any variation of the evaporating temperature impacts the solubility between the refrigerant and the lubrication oil and, as a consequence, the actual viscosity of the oil, which must be kept inside a proper range in order to assure an acceptable compromise between mechanical friction reduction and high-to-low-pressure sealing effect.

To some minor extent, maximum evaporating temperature limitations are also due to the lack of testing and certification by the compressor manufacturers, simply because of the lack of market demand. On the other hand, by analogy with the chicken or the egg dilemma, there is no market for medium/high evaporating temperature HP applications because of the lack of suitable compressors.

HPs applications exploiting heat sources with available temperatures around 20°C and above do exist. However, in order to overcome the evaporating temperature limitation of the conventional HPs employed, a cooling recirculation loop is often used to reduce the heat source temperature just before entering the evaporator. Otherwise, a small enough flow rate can be set, thus reducing the water outlet temperature. In both cases, the actual refrigerant evaporating temperature is “artificially” reduced well below the heat source temperature. As a result, from a mere energy balance point of view, the task of absorbing the thermal energy available in the heat source is indeed accomplished, but the electrical consumption of the HP is higher than theoretically needed.

The availability of HPs capable of operating at medium/high evaporating temperature would therefore be extremely important in order to properly exploit non-conventional heat sources such as geothermal heat and waste heat in general, thus promoting a greater and more efficient use of renewable resources.

In particular, the availability of small capacity and modular HPs capable of evaporating at around 35°C is essential for the technical feasibility, the energy efficiency and the economic profitability of Low Temperature District Heating (LTDH) networks. In this concept, hot water is produced and distributed at around 40°C in order to directly fulfil, through a heat exchanger, low-temperature heat needs such as space heating by means of floor heating systems; higher temperature heating needs, such as domestic hot water or space heating with conventional radiator systems, are locally fulfilled by means of the integration of small HPs dedicated to locally raise the temperature up to the actual needs of each building.

HEAT/LOCH project

This paper reports the main results of the research project HEAT / LOCH (High Evaporation Temperature / LOw Charge of Hydrocarbon) [1] funded by the Swiss Federal Office of Energy. Based on the motivation explained in the introduction, the main objective of this project was the design, manufacturing and testing of a medium-evaporating-temperature HP in order to demonstrate the technical feasibility of this kind of machine and fill a gap in market products that are truly suitable for medium-temperature heat sources, in particular aiming at Low Temperature District Heating (LTDH) applications.

Besides, in order to further improve the environmental sustainability of the solution proposed, it has been chosen to adopt a hydrocarbon as refrigerant. As a consequence, the minimization of the total refrigerant charge in the system has been considered as a major objective, in order to reduce any safety risk and installation limitation.

The main HP design targets were the following:

- Water-water compact HP;
- Heating capacity ~10 kW;
- Evaporating temperature ~35°C;
- Condensing temperature 50°C to 70°C;
- Natural refrigerant (hydrocarbon);
- Refrigerant charge minimization;
- Adoption of currently available technology (even if not yet certified).

Refrigerant choice

The use of hydrocarbons as refrigerants allows to achieve high energy efficiency thanks to their excellent thermodynamic and heat transfer properties, while at the same time having null Ozone Depletion Potential (ODP), and largely negligible Global Warming potential (GWP) as compared to the hydrofluorocarbons (HFC) currently used. Besides, contrary to other natural refrigerants such as CO₂ or ammonia, hydrocarbons can be used with the current compressors and expansion devices technology developed for HFCs and other synthetic refrigerants.

The chemical industry is now marketing a new generation of synthetic refrigerants based on hydrofluorolefins (HFO) with almost null GWP, whose potential negative environmental effects cannot be assured given the fact that these are new synthetic molecules. As a matter of fact, all the previous generation of synthetic refrigerants (CFC, HCFC and HFC) were considered environmentally safe based on the knowledge available at the moment, and the negative environmental effects could be discovered only well after their introduction in the market.

The natural refrigerant chosen for this project is the hydrocarbon normal-butane (R600). Besides environmental reasons, this choice also provides several very important technical advantages. The expected refrigeration cycle at the design operating conditions (i.e. 35°C evaporating temperature, 70°C condensing temperature) has been theoretically calculated under the further assumptions of 60% compressor isentropic global efficiency, 5 K evaporator superheating and null condenser subcooling. The results with butane (R600) have been compared to the expected results with the commonly used HFC refrigerant R134a and a refrigerant of the new HFO generation (i.e. R1234yf).

Heating power [kW]	10		
Evaporating temperature [°C]	35		
Condensing temperature [°C]	70		
Compressor global isentropic efficiency [-]	0.6		
Evaporator superheating [K]	5		
Condenser subcooling [K]	0		
Fluid	n-Butane (R600)	R134a	R1234yf
Refrigerant type	natural	HFC	HFO
GWP	4	1430	<1
ODP	0	0	0
Safety group	A3	A1	A2L
COP [-]	5.37	4.93	4.63
Evaporating pressure [bar]	3.3	8.9	9.0
Condensing pressure [bar]	8.1	21.2	20.4
Compressor discharge temperature [°C]	80	87	80
Refrigerant mass flow rate [g/s]	30	67	89
Aspiration volumetric flow rate [m ³ /h]	13.6	5.8	6.6

Table 1: Theoretical comparison between R600, R134a and R1234yf at 35/70°C evaporating/condensing temperature and 0.6 compressor efficiency.

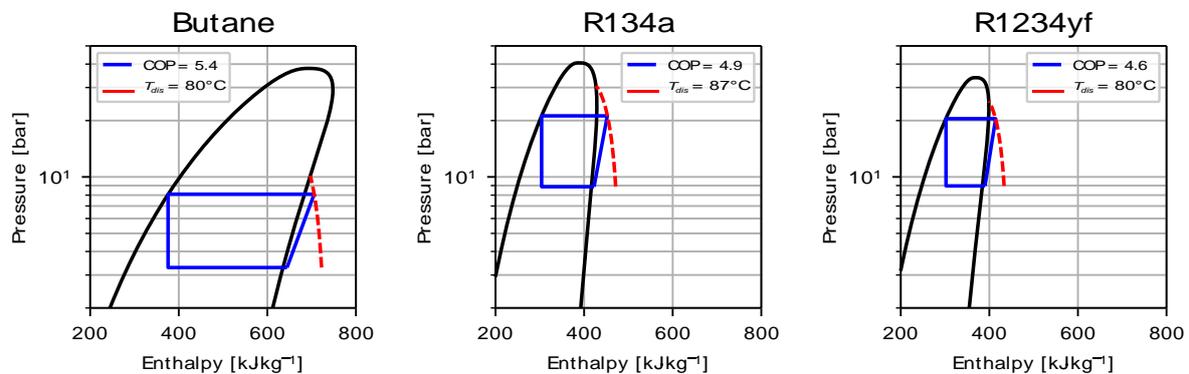


Figure 1: Thermodynamic cycle comparison at the same operating conditions as Table 1.

The main design and efficiency results are reported in Table 1, while a representation of the thermodynamic cycles in a pressure-enthalpy diagram is shown in Figure 1. As one can see, butane displays the highest expected COP, much lower operating pressures (i.e. condensing pressure 8 bar as compared to around 20 bar for R134a and R1234yf) and, thanks to the large specific latent heat, the lowest required refrigerant mass flow rate.

In order to avoid oil carbonization, the compressor discharge temperature should be as low as possible. The expected discharge temperature with butane is the same as R1234yf (i.e. 80°C), and, compared to the 70°C condensing temperature, much lower than with R134a (i.e. 87°C). If a conventional refrigeration cycle design analysis was performed, the only drawback of butane would be the required compressor aspiration volumetric flow rate, which is roughly the double as compared to the two synthetic refrigerants. This means that the compressor is twice bigger in terms of compression chamber volume (ex. piston displacement), which is not favourable if aiming at reducing the size of the machine. However, this is indeed an advantage when dealing with possible compressor cooling issues, since it implies easier heat dissipation.

Heat pump design

Generally speaking, if dealing with possible electrical motor cooling and compressor lubrication issues due to high evaporating temperatures, oil-free open compressors would be a solution to this technological challenge, however such kind of technology is much more suitable for large capacity applications. Small oil-free centrifugal refrigerant compressors can nowadays be manufactured, however this technology is not yet fully mature nor cost-effective, at least in the 10 kW heating capacity range considered.

One of the main objectives was the use of currently available technology, but not yet on the market or certified, to demonstrate the technical and economic feasibility of the proposed concept. The selected compressor is a modified version of the semi-hermetic reciprocating pistons compressor HEX251CS (see technical data in Figure 2) provided by the project industrial partner “*Officine Mario Dorin S.p.A*”. This compressor is already part of the current product line and displays an ATEX certification (i.e. machine usable at explosive atmosphere conditions). Taking into account the low power demand as compared to the displacement, due to the use with butane, the electric motor is oversized, which is favourable to limit potential cooling problems.

Based on the previous experience of the industrial partner [2], the oil selected is the CP-1516-68 from the manufacturer “*CPI Fluid Engineering*”. It is a mixture of PAG (polyalkylene glycol) oils and additives, specifically developed to limit solubility with hydrocarbons.

Technical data

No. cylinders	2	
Bore	44	[mm]
Stroke	44	[mm]
Displacement @ 50 Hz	11,64	[m ³ /h]
Displacement @ 60 Hz	13,97	[m ³ /h]
Suction valve	18 s.	[mm]
Discharge valve	16 s.	[mm]
Oil charge	1,0	[kg]
Net weight	41	[kg]

Overall dimensions [mm]

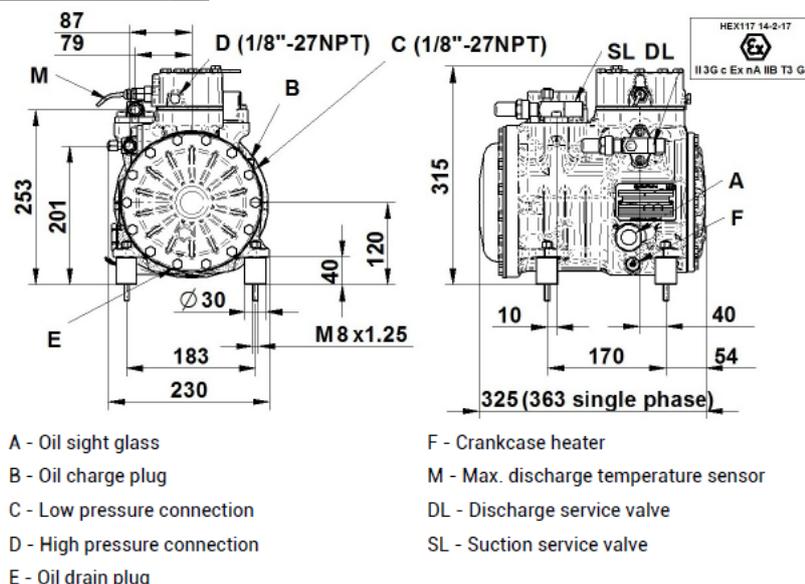


Figure 2 : Compressor technical data (source: *Officine Mario Dorin*).

Heating power	8.2 kW
Water inlet/outlet	45/50°C
R600 subcooling	0 K
Condensing temperature	52°C
Volume R600 side	0.45 L
Dimensions [mm]	94 x 324 x 59
Number of plates	34

Table 2: Condenser sizing.

Cooling power	7.4 kW
Water inlet/outlet	40/35°C
R600 superheating	5 K
Inlet vapour quality	0.12
Evaporating temperature	33°C
Volume R600 side	0.73 L
Dimensions [mm]	95 x 325 x 115
Number of plates	54

Table 3: Evaporator sizing.

The refrigerant charge inside the heat exchangers, especially in the condenser, is not negligible. Since the bigger the heat exchanger is, the lower the refrigerant-to-water temperature difference is, the sizing of these devices is a compromise between maximisation of the COP and minimization of the total charge of refrigerant.

Dedicated heat exchanger designs, such as shell-and-tubes employing minichannels have shown to provide better potential for charge minimization as compared to brazed plate heat exchangers [3], however such kind of solutions are not competitive in terms of cost effectiveness as well as total weight. For this reason, conventional plate heat exchangers have been adopted. The sizing operating conditions and dimensions are reported in Table 2 and Table 3. As one can see, the refrigerant side volume is 0.45 L for the condenser and 0.73 L for the evaporator; the relatively low heat transfer surface implies an expected difference between the refrigerant saturation temperature and the water outlet temperature in the order of 2 K which slightly worsen the COP. However, charge minimization is fundamental for a flammable refrigerant and high COP values are anyhow guaranteed by the low cold-to-hot-source temperature difference, as well as the favourable thermodynamic properties of R600.

The sizing of the electronic expansion device for this application must take into account the unusual pressure ratio roughly varying from 1.5 up to 2.5.

The HP refrigerant circuit (see Figure 3), as well as the control and data acquisition system, has been realized by the industrial partner “ZERO-C / Climat Gestion SA”.

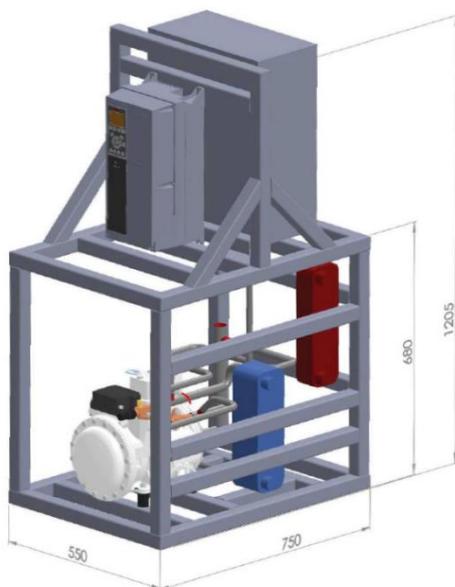


Figure 3: 3D drawing of the HP with overall dimensions and picture of the refrigeration circuit without thermal insulation (source: ZERO-C).

Refrigerant charge

The HP has been charged with the minimum amount of n-butane (R600) allowing the operation of the machine. The measured value was 450 g for a heating power of 7~8 kW. According to EN378, such value would allow the installation in unrestricted general occupancy spaces, but safety measures would be required.

Even if synthetic refrigerants were designed for an easier development of the refrigeration industry, it is worth emphasizing how almost all the domestic refrigerators sold in Europe nowadays use iso-butane (R600a). Thanks to the low cooling power, refrigerant charge is extremely low, which provides robust intrinsic safety; besides, based on the legislation derived from the IEC 60335-2-89 standard, no safety measures are required at all if the charge is lower than 150 g. This limit has been increased up to 500 g in 2019 [4,5] (imposing certain limitations in terms of surface area of the installation room). The integration and harmonization with existing legislation is a long and unknown process, besides this standard does not directly concern HPs, nevertheless, it is possible that the value of 500 g will *de facto* become the limit for the realisation of hydrocarbon HPs not requiring any safety measure in the next years.

Experimental results

The HP has been tested at an evaporating temperature of 35°C and a condensing temperature of 50°C to 70°C. The evaporator and condenser water flow rates were chosen in order to achieve an inlet-to-outlet temperature difference of approximately 5 K. The average evaporator outlet superheating was ~5 K.

Experimental results of heating power, total electrical power (without pumps) and COP are reported in Figure 4. The COP measurement uncertainty can be estimated in the order of 10%. The demonstrator displays a slightly oversized (nominal power 3 kW) inverter, but all the results reported here have been obtained at 50 Hz. The COP computed neglecting the estimated electrical power consumption of the inverter (i.e. ~100 W) would be roughly 10% higher.

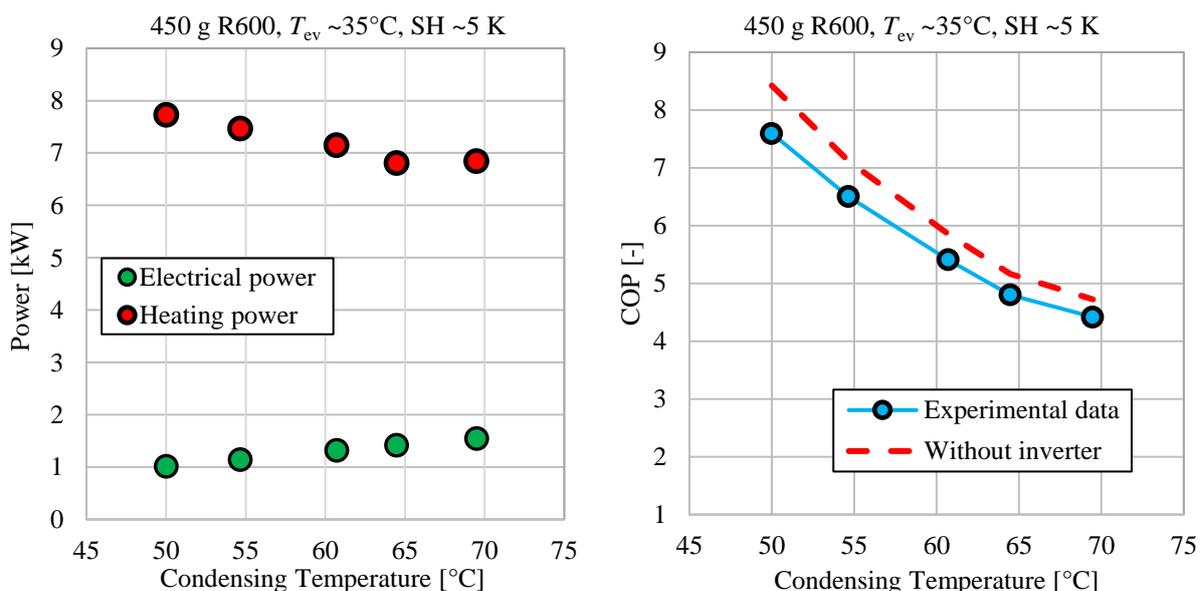


Figure 4: Experimental measurements of heating power, electrical power and COP.

Low temperature district heating networks

The technical feasibility, as well as the energy efficiency and the economic profitability of new generation Low Temperature District Heating (LTDH) networks relies on the availability of compact and modular HPs such as the present demonstrator.

A simplified schematic of a LTDH network is shown in Figure 5. This concept best fits to new residential areas where most of the heating needs are represented by low-temperature space heating, such as floor heating systems. Water is produced at the central plant at around 40°C and the low-temperature needs are fulfilled through heat exchangers as in a conventional network. However, some higher temperature heating needs, such as space heating by means of conventional radiators or, possibly, industrial applications, would very likely still be present. Besides, even if LTDH networks best fits instant production of Domestic Hot Water (DHW) at temperature <40°C without any storage (in such a way to avoid any need to reach 65°C because of the legionella risk), 65°C DHW storage may still be required. In all the latter cases, compact and modular HPs must be used in order to locally increase the temperature up to the actual and instantaneous needs of each building and application, to avoid the distribution temperature being dependent on the consumer with the most temperature-demanding needs and thus increasing the global energy efficiency of the network.

Thanks to the lower distribution temperature, LTDH allows the use of high efficiency HPs at the central thermal power plant, reduces distribution heat losses and expands the possibilities of integrating waste heat and other renewable energy sources.

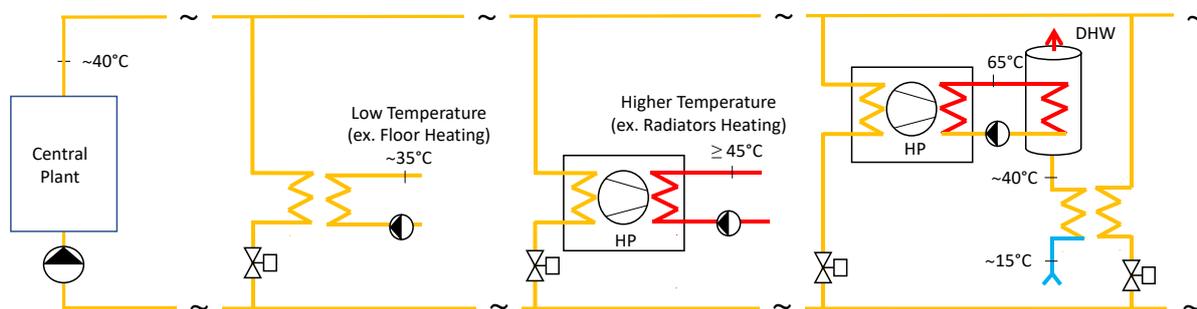


Figure 5: Schematic of a Low Temperature District Heating (LTDH) network.

Comparison with a conventional heat pump

The thermal performance of a conventional R410A geothermal HP was experimentally measured for comparison with the demonstrator. The main characteristics of this HP are as follows:

- Refrigerant: R410A (2.4 kg)
- Compressor: hermetic scroll
- Declared performance at B0W35:
 - Heating capacity: 10.36 kW
 - Electrical power: 2.07 kW
 - COP: 5.01

The HP has been tested at the same condenser water inlet and outlet temperatures as the butane demonstrator. According to manufacturer data, the HP can operate with an evaporator water inlet temperature up to 25°C. However, during the experimental tests the heat source inlet temperature had to be lowered to 20°C so that the heat pump control system could allow the

start-up with 45°C hot water production. This could be explained by the fact that the pressure ratio at W20W45 would have been too low and outside of the operating envelope of the scroll compressor and the expansion valve.

All the experimental tests have therefore been run at fixed 19°C evaporator inlet temperature (an additional degree lower than 20°C just to avoid possible stops during the tests). Such conditions can be considered representative of the actual operating conditions if a conventional HP would be used in a LTDH network. In this case, a possible technical solution in order to allow the operation would be indeed the realisation of a mixing loop to cool the heat source down to 19°C before entering the evaporator, as shown in Figure 6.

This implementation does provide a minor hydraulic advantage since it reduces the water flow rate demanded to the network, but clearly has a major negative impact on the COP. As one can see in Figure 7, at the working conditions corresponding to Figure 6, the experimental COP of the butane demonstrator is about 60% higher than that of the conventional R410A HP.

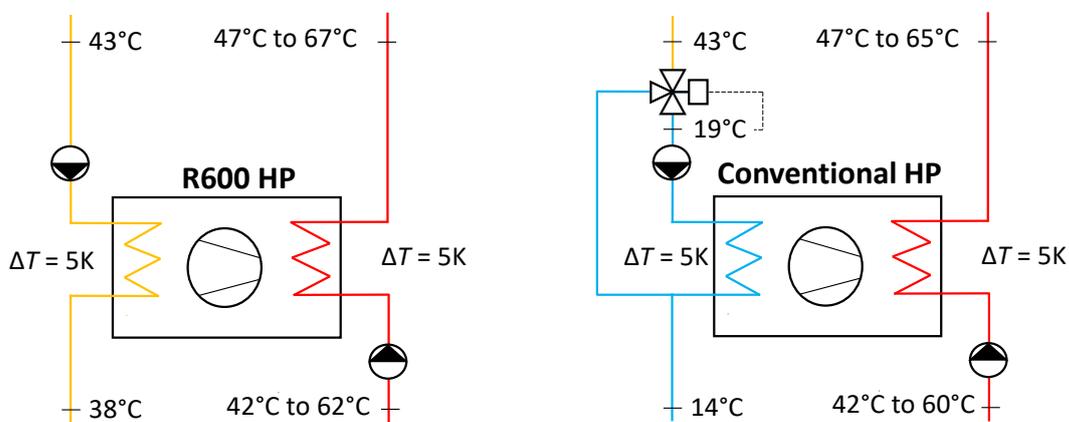


Figure 6: Hydraulic integration of the butane demonstrator (left) and a conventional low-evaporating-temperature heat pump (right) in the case of a 43°C heat source.

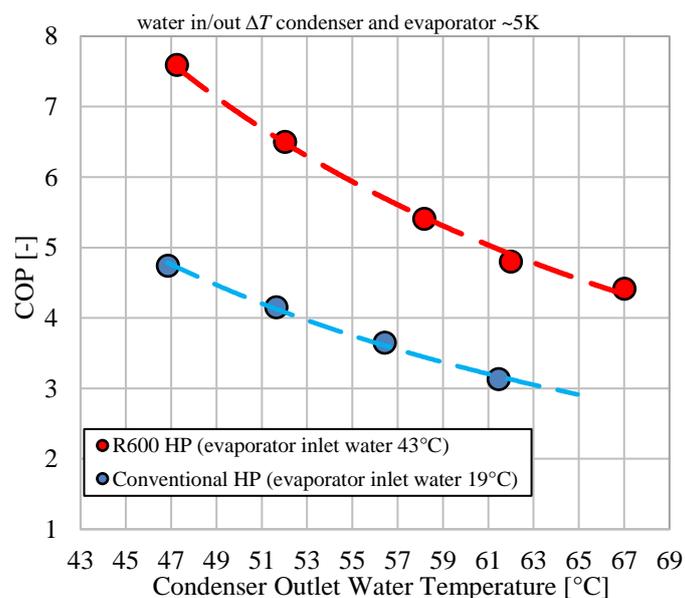


Figure 7: COP as a function of the hot water supply temperature, comparison between the butane demonstrator and a conventional low-evaporating-temperature R410A HP.

Potential for higher temperature heating production

Lubricant oil carbonisation due to excessive compressor discharge temperature is the main technological reason for the limitation of the maximum achievable supply temperature of a HP. The discharge superheating (compared to the condensing temperature) mainly depend on the compressor efficiency, the compression ratio and the thermodynamic properties of the refrigerant. A thermographic picture of the semi hermetic reciprocating compressor of the R600 demonstrator, operating at 35°C evaporation temperature, 65°C condensation temperature, and ~8 K suction superheating is shown in Figure 8. The average surface temperature is in the order of ~60°C. In the left picture, a hotspot in the order of ~65°C can be seen corresponding to the electric motor. In the right picture, a strong temperature gradient can be seen at the piston head, with its right part corresponding to the discharge side at around 78°C; the same temperature can be read on a portion of non-insulated discharge line.

Experimental values of compressor discharge temperature for the same data points as Figure 7 are reported in Figure 9. At the same hot water supply temperature, the scroll compressor of the conventional HP displays much higher discharge temperatures, which can be partially explained by the less favourable thermodynamic properties of R410A at the given working conditions, but is also in large extent due to the lower evaporator water inlet temperature (19°C vs 43°C) which implies higher compression ratios.

At the maximum allowable heat supply temperature of the conventional HP (i.e. 65°C) the discharge temperature is ~95°C. By extrapolating in Figure 9 the five data points for the R600 HP, the same discharge temperature is expected to be obtained at 85°C hot water production.

In conclusions, according to available data, the R600 demonstrator shows a very interesting potential for supply temperatures much higher than 65°C. Such capability looks interesting in the context of a LTDH network, since it allows to further increase its flexibility, for example fulfilling possible industrial heating needs (or high-temperature compact DHW storage) without affecting the main distribution temperature and the energy efficiency of the central plant. It must be stressed that the actual discharge temperature limit for avoiding oil carbonisation is, as a very first approximation, in the order of 120°C. 115°C water supply temperature at 127°C discharge temperature has already been obtained in a propane-butane two stages cascade cycle using a similar piston compressor by the same manufacturer [2].

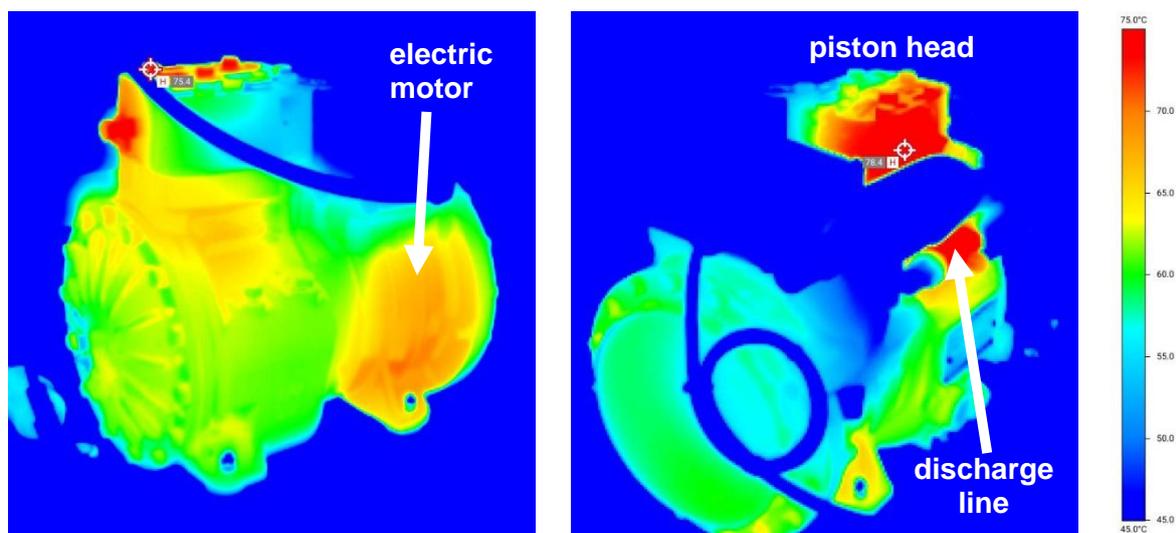


Figure 8: Thermographic pictures of the semi hermetic reciprocating compressor of the R600 demonstrator ($T_{ev} \sim 35^\circ\text{C}$, $T_{cond} \sim 65^\circ\text{C}$, aspiration SH ~8 K).

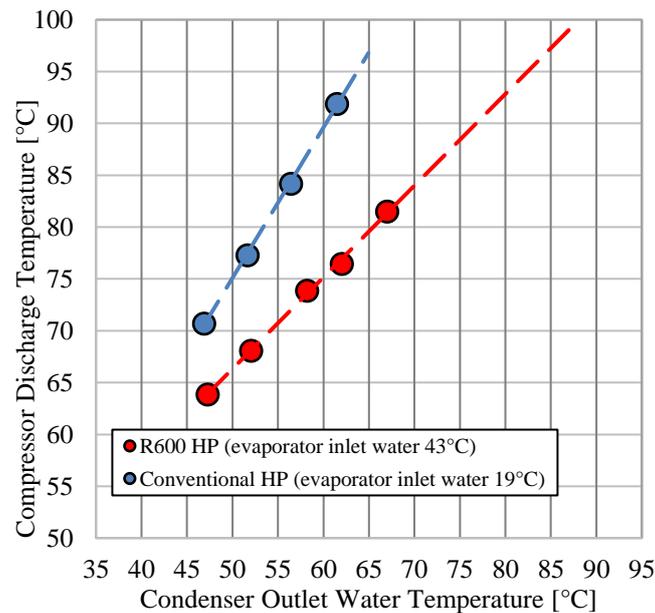


Figure 9: Experimental discharge temperature, comparison between the piston compressor of the R600 demonstrator and the scroll compressor of the conventional R410 HP.

Conclusions and future perspectives

The main conclusions can be summarized as follows:

- Most refrigerant compressors do not allow high evaporating temperatures, mostly because of possible electrical motor and compressor cooling issues and lubrication issues;
- Due to the compressors evaporating temperature limitation, small/medium capacity HPs do not accept water inlet temperatures higher than around 20°C at the heat source side;
- If using conventional HPs with medium temperature heat sources, a recirculation loop must be used in order to reduce the evaporator inlet temperature, which worsen the COP;
- A 7~8 kW HP capable of evaporating at 35°C and condensing at 50°C to 70°C has been designed and manufactured using components already available on the market;
- The HP uses 450g of n-butane; besides the environmental reasons, this refrigerant allows low operating pressures, high COP and less demanding conditions for compressor cooling;
- With a 43°C heat source, the HP can provide hot water from 47°C up to 65°C, with a COP of about 8 to 5.
- This HP could be used in a low temperature (~40°C) district network, where the low-temperature needs (ex. floor heating) are fulfilled by direct heat transfer, while delocalized HPs are used to provide the actual needs for higher heating temperature and domestic hot water where required.
- If used in a ~40°C district heating network, the COP would be about 60% higher as compared to a conventional HP with heat source inlet temperature limited to ~20°C.

Based on the present results the following future perspectives can be identified:

- In order to definitively validate the technical feasibility of the proposed concept, a lifetime test should be carried out on the compressor;
- Much higher hot water supply temperatures (~85°C) are expected to be achievable.

Acknowledgements

The Swiss Federal Office of Energy (SFOE) is acknowledged for the financial support of the project “HEAT/LOCH” (SI/501824-01).

The project industrial partner “*Officine Mario Dorin*” is acknowledged for its technical support and for providing the semi-hermetic reciprocating compressor and the lubricant oil.

The project industrial partner “*ZERO-C / Climat Gestion*” is acknowledged for its technical support and for manufacturing the demonstrator and the control system.

Dr. Vinicio Curti of SUPSI (*Scuola Universitaria Professionale della Svizzera Italiana*) is acknowledged for his collaboration.

“*Viessmann*” is acknowledged for the supply of the conventional R410A heat pump.

References

- [1] N. Calame, V. Curti, E. Da Riva, F. Rognon, HEAT / LOCH, Étude et caractérisation d’une pompe à chaleur à très faible charge de réfrigérant naturel et haute efficacité avec évaporation à moyenne température et démonstrateur en laboratoire, Rapport final, Projet OFEN SI/501824-01.
- [2] Bamigbetan O., Eikevik T.M., Neksa P., Bantle M., Schlemminger C., Dallai M., Experimental Investigation of a hydrocarbon piston compressor for high temperature heat pumps, 24th International Compression Engineering Conference at Purdue, 2018.
- [3] Cavallini, A., Da Riva, E., Del Col, D., Performance of a large capacity propane heat pump with low charge heat exchangers, International Journal of Refrigeration 33, 242-250, 2010.
- [4] IEC 60335-2-89:2019 Household and similar electrical appliances - Safety - Part 2-89: Particular requirements for commercial refrigerating appliances and ice-makers with an incorporated or remote refrigerant unit or motor-compressor
- [5] Danfoss, IEC 60335-2-89 flammable refrigerant limit change:
<https://www.danfoss.com/en/about-danfoss/our-businesses/cooling/refrigerants-and-energy-efficiency/refrigerant-faq-iec/> consulted on 12.04.2021

Veronika Wilk, Franz Helminger, Bernd Windholz, Andreas Sporr, Michael Lauermann,
Thomas Fleckl, AIT Austrian Institute of Technology GmbH

Wärmerückgewinnung für Trocknungsprozesse mit Hochtemperatur-Wärmepumpen

Zusammenfassung

Trocknungsprozesse haben mit 12 – 25 % einen bedeutenden Anteil am nationalen industriellen Energiebedarf entwickelter Länder. Mit Hochtemperatur-Wärmepumpen können diese Prozesse durch Wärmerückgewinnung deutlich effizienter betrieben werden. Dazu werden hohe Wärmenutzungstemperaturen benötigt. Im Projekt DryFiciency wurden Hochtemperatur-Wärmepumpen entwickelt, die bis zu 160 °C liefern können und in einem Ziegelrockner, sowie einem Stärketrockner demonstriert werden. Die erste Betriebsergebnisse haben gezeigt, dass die Wärmepumpe im stationären Betrieb ohne Schwankungen der Wärmequelle oder der Wärmesenke Wärmenutzungstemperaturen von 120 – 160 °C bereitstellt. Dabei werden COP von 2,7 – 4,7 erreicht. Überträgt man die Betriebsergebnisse der DryFiciency Anlagen auf Trocknungsprozesse im Allgemeinen, können bereits jetzt Energiekostensenkungen von bis zu 58 % erzielt werden, basierend auf durchschnittlichen aktuellen österreichischen Energiepreisen. Auch im Hinblick auf zukünftig steigende CO₂-Kosten ist die Wärmepumpe ein zukunftssicheres Wärmeversorgungssystem für Trocknungsanlagen. Bei höheren CO₂-Preisen sind Energiekostensenkungen von bis zu 75 % möglich.

Résumé

Avec 10 à 25 %, les processus de séchage représentent une part importante des besoins énergétiques industriels. Avec des pompes à chaleur à haute température, ces processus peuvent être exploités beaucoup plus efficacement grâce à la récupération de la chaleur. Pour cela, des températures élevées d'utilisation de la chaleur sont nécessaires. Au cours du projet DryFiciency, des pompes à chaleur à haute température capables de fournir jusqu'à 160°C ont été développées et ont fait l'objet d'une démonstration dans un séchoir à briques et un séchoir à amidon. Les premiers résultats ont montré que la pompe à chaleur fonctionne en régime permanent sans fluctuations de la source de chaleur et sans chute en-dessous de la plage de température de 120 à 160°C. Des COP de 2,7 à 4,7 ont été atteints. Si les résultats du système DryFiciency sont appliqués aux processus de séchage en général, des réductions de coûts jusqu'à 58 % peuvent déjà être réalisées sur la base des prix moyens actuels de l'énergie en Autriche. Compte tenu de l'augmentation future des coûts du CO₂, la pompe à chaleur est un système d'approvisionnement en chaleur d'avenir pour les installations de séchage. Avec des prix du CO₂ plus élevés, des réductions des coûts énergétiques jusqu'à 75 % sont possibles.

Einleitung

Die Dekarbonisierung industrieller Prozesse ist ein Schlüsselement, um die Klimaziele der Europäischen Union zu erreichen. Dies erfordert eine drastische Reduktion des Energieverbrauchs und der CO₂-Emissionen sowie die Umstellung auf eine erneuerbare Energieversorgung. Eine Studie der IEA [1] zeigt die erforderlichen Maßnahmen und technologische Umbrüche auf: Energieeffizienz (Verringerung des Bedarfs, Verbesserung der Performance), Elektrifizierung, Einsatz von Wasserstoff, Bioenergie und anderen Erneuerbaren, sowie die Abscheidung, Nutzung und Speicherung von CO₂ (CCUS). In den nächsten zwei Jahrzehnten werden Energieeffizienzmaßnahmen und der Einsatz erneuerbare Energien zusammen etwa 70 % der erforderliche CO₂-Emissionseinsparungen leisten können. [1]

Die Europäische Industrie war im Jahr 2018 für 21 % der Treibhausgasemissionen in der EU27 verantwortlich. [2] Betrachtet man den Endenergieeinsatz für die verschiedenen industriellen Anwendungen, zeigt sich deutlich, dass Wärme eine wesentliche Rolle spielt, da lediglich 19 % der Endenergie nicht thermisch genutzt wird. Neben Raum- und Prozesskühlung, sowie Raumwärme macht Prozesswärme mit 66 % des Endenergiebedarfes den größten Teil aus. Davon entfallen 11% auf Prozesse, die Temperaturen unter 100 °C benötigen, und 26 % auf Prozesse mit Temperaturen zwischen 100-200 °C [3]. Marina et al. (2021) stellen den Prozesswärmebedarf und die Verfügbarkeit von Abwärme in den Sektoren Papier, Chemie, Raffinerie und Lebensmittel gegenüber. Der Prozesswärmebedarf <150 °C beläuft sich auf 745 PJ/a (EU28). Bei Temperaturen > 100 °C nimmt der Wärmebedarf in allen Branchen deutlich zu, dies wird auf den Dampfbedarf zurückgeführt. Es wurden 1039 PJ/a Abwärme <150 °C ermittelt. Davon fällt der Großteil in allen Sektoren im Temperaturbereich von 40-100 °C an (ca. 70 %). Bei den Wärmequellen handelt es sich um feuchte Abluftströme und Kondensate, die weiter genutzt werden können. [4]

Eine österreichische Studie von Geyer et al. (2019) behandelt die Frage, wie die österreichische Industrie vollständig mit erneuerbarer Energie versorgt werden kann. Wärmepumpen spielen dabei als Basistechnologie zur Rückgewinnung von Abwärme und Steigerung der Energieeffizienz eine große Rolle. Sie werden nicht nur zur Bereitstellung von Niedertemperaturwärme, sondern auch zur Dampferzeugung und für Industrieöfen, vor allem in Trocknungsprozessen eingesetzt. Je nach Szenario werden mehr als 60 % elektrische Energie zur Versorgung der Industrie eingesetzt. [5]

Trocknungsprozesse gehören zu den wichtigsten Prozessschritten in der Lebensmittelindustrie, der Zellstoff- und Papierindustrie sowie der chemischen Industrie. In diesen Prozessen wird Wasser aus einem Produkt entfernt, um beispielsweise Verderb vorzubeugen, Produkteigenschaften zu verbessern, die Lagerfähigkeit zu erhöhen und die Transportkosten zu minimieren. Sie sind in hohem Maße energieintensiv und machen Schätzungen zufolge 12-25 % des nationalen industriellen Energieverbrauchs in entwickelten Ländern aus [6-8]. Trocknungsprozesse werden üblicherweise fossil beheizt, z.B. mit Gasbrennern. Bei der Trocknung entsteht feuchte Abluft, welche die ausgetriebene Feuchte aus dem Produkt aufgenommen hat. Dabei liegen Taupunkttemperaturen je nach Anwendung und Betriebsführung im Bereich von 40-80 °C. Dieses Abwärmepotential kann mit Hochtemperatur-Wärmepumpen sehr gut erschlossen werden, weil damit Wärme auf einem höheren Temperaturniveau bereitgestellt wird und so in den Prozess zurückgeführt werden kann.

Bild 1 zeigt einen Überblick über die erforderlichen Lufttemperaturen zur Trocknung verschiedener Lebensmittel, die üblicherweise zwischen 100-200 °C liegen. Die Lufttemperatur hängt von der Art des Trockners ab und ist zumeist höher als die Temperatur des Trocknungsgutes. Hochtemperatur-Wärmepumpen, die Wärmenutzungstemperaturen von über 100 °C liefern können, ermöglichen eine teilweise oder vollständige Erwärmung der Trocknungsluft. Durch die Nutzung von Abwärme können sehr effiziente Trocknungsprozesse realisiert werden, die eine dekarbonisierte Produktion ermöglichen.

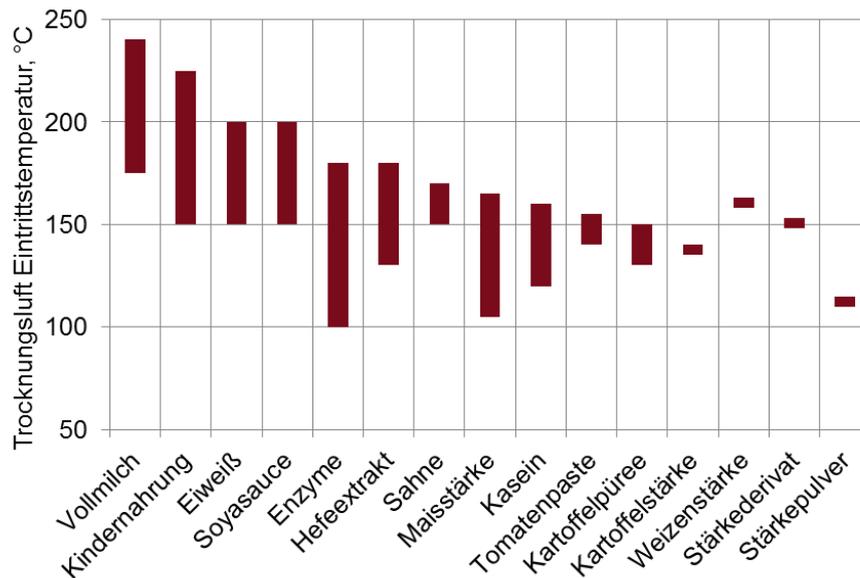


Bild 1: Trocknungstemperaturen verschiedener Lebensmittel, nach [9]

Demonstrationsprojekt DryFiciency

Der Fokus des H2020-Projekts DryFiciency liegt auf der Entwicklung und Demonstration von Hochtemperatur-Wärmepumpen für industrielle Trocknungs- und Dehydrierungsprozesse. Die Wärmepumpen nutzen industrielle Abwärme als Wärmequelle und liefern Heißwasser mit bis zu 160 °C. Zwei Prototypen der Wärmepumpen wurden in Trocknungsprozessen für Stärke und Ziegel integriert, die im Folgenden näher beschrieben werden.

Stärketrocknung:

Die Agrana Stärke GmbH betreibt in ihren 54 Zucker- und Stärkefabriken zahlreiche Trockner zur Produkt- und Nebenprodukt-trocknung. In Pischelsdorf (Österreich), an ihrem integrierten Bioethanol- und Weizenstärkeproduktionsstandort, wurde ein Stärketrockner mit einer Hochtemperatur-Wärmepumpe ausgestattet. Der Stärketrocknungsprozess ist ein kontinuierlicher Prozess in einem Flugstromtrockner. Die Trocknungsluft wird dabei in einem Wasser-Luft-Wärmeübertrager mit Warmwasser aus einem Wärmerückgewinnungskreis vorgewärmt. Der Wärmerückgewinnungskreis wird aus Abwärme anderer Trocknungsprozesse gespeist. Danach folgt ein zweiter Wärmeübertrager, wo die Trocknungsluft mit Dampf auf ca. 160 °C erwärmt wird. Der Dampf wird in einem erdgasbefeuerten Kraftwerk bereitgestellt.

Bild 2 zeigt die Integration der Wärmepumpe. Nach der Vorwärmung der Trocknungsluft wird der Wärmerückgewinnungskreis mit einer Temperatur von ca. 70 °C auch als Quelle für den

Verdampfer der Wärmepumpe genutzt. Im Kondensator wird die Wärme über einen Wasser-Zwischenkreislauf und einen Wasser-Luft-Wärmeübertrager an die Trocknungsluft übertragen. Die Wärmepumpe liefert Wärme mit bis zu 160 °C. Mit der Wärmepumpe kann der Einsatz von Dampf im nachfolgenden Wärmeübertrager je nach gewählter Vorlauftemperatur der Wärmepumpe reduziert werden oder ganz entfallen. Dadurch kann der Wärmerückgewinnungskreis in größerem Umfang genutzt und der Einsatz von Erdgas reduziert werden. Die feuchte Abluft des Trocknungsprozesses hat am Austritt des Flugstromtrockners 48 % relative Feuchte und eine Temperatur von 52 °C. Die feuchte Abluft wurde nicht als Wärmequelle für den Demonstrator herangezogen, weil der Wärmerückgewinnungskreis eine höhere Temperatur aufweist und damit einen effizienteren Betrieb ermöglicht.

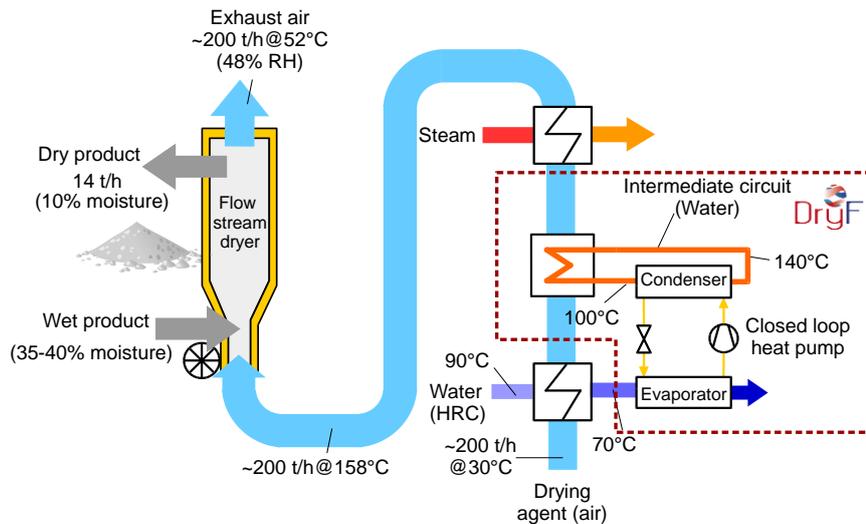


Bild 2: Stärketrocknungsprozess mit Hochtemperatur-Wärmepumpe (die angegebenen Temperaturen des Zwischenkreises und der Trocknungsluft zeigen den Auslegungsbetriebspunkt für die DryFiciency-Wärmepumpe)

Ziegel Trocknung:

Die Wienerberger AG, der größte Ziegelproduzent der Welt, betreibt rund 200 Ziegel Trockner. Im Ziegelwerk in Uttendorf (Österreich) wurde eine Hochtemperatur-Wärmepumpe integriert, die Wärme für den Trocknungsprozess liefert. Bei der Ziegelproduktion werden die Ziegel zunächst geformt, getrocknet und anschließend gebrannt. Der Trocknungsprozess findet in einem kontinuierlichen Tunnel Trockner statt, der in Bild 3 dargestellt ist. Dazu wird Luft im Gegenstrom durch den Trockner bewegt. Die Ziegel treten mit 28 % Feuchtigkeit in den Trockner ein und werden auf 2 % getrocknet. Die Trocknungsluft im Tunnel wird durch interne Wärmeübertragerflächen erwärmt, die über einen Wärmerückgewinnungskreis mit 90 °C heißem Wasser versorgt werden. Es handelt sich um eine thermisch angetriebene Wärmepumpe, welche die heiße Luft des Ofens als thermischen Antrieb und die feuchte Luft des Trockners als Wärmequelle nutzt. Die DryFiciency Hochtemperatur-Wärmepumpe nutzt diesen Wärmerückgewinnungskreis als Wärmequelle, der Verdampfer ist vor den Wärmeübertragern angeordnet. Sie liefert Heißluft über einen Wasserzwischenkreis, in dem Vorlauftemperaturen von bis zu 160 °C erreicht werden. Die Heißluft wird in die Austrittszone des Tunnel Trockners geleitet, wo die höchsten Temperaturen zum Trocknen benötigt werden. Die DryFiciency Wärmepumpe hat also die Wirkungsweise eines Nachheizers (engl. Booster) für die thermisch angetriebene Wärmepumpe, deren Vorlauftemperatur auf 90 °C beschränkt ist.

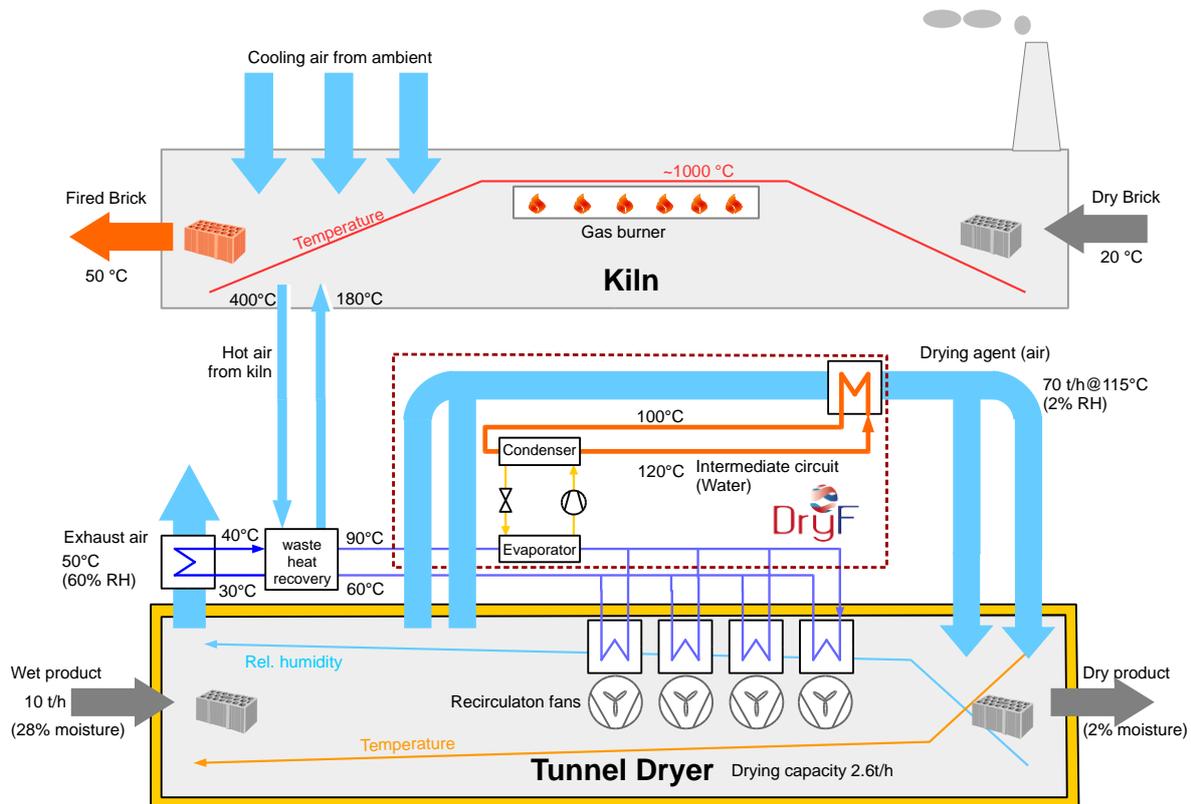


Bild 3: Ziegel Trocknung mit Hochtemperatur-Wärmepumpe (vereinfachte Darstellung, die angegebenen Temperaturen des Zwischenkreises und der Trocknungsluft zeigen den Auslegungsbetriebspunkt für die DryFiciency-Wärmepumpe, die dünne rote Linie im Ofen zeigt das Temperaturprofil im Ofen, die dünnen blauen und orangen Linien das Temperatur- und Feuchteprofil der Luft im Tunneltrockner).

Design und Ausführung der Hochtemperatur-Wärmepumpen

Die Wärmepumpen sind als geschlossene Kompressionswärmepumpen mit einer Heizleistung von rund 400 kW ausgelegt. Als Kältemittel wird R1336mzz(Z) verwendet, das am AIT bereits erfolgreich in einem Wärmepumpen-Prototyp im Labormaßstab getestet wurde [10]. Es wird von Chemours unter dem Handelsnamen OpteonMZ vermarktet und ist ein synthetisches Kältemittel auf Basis von HFO (Hydrofluor-Olefin), das für Hochtemperaturanwendungen bis 160°C entwickelt wurde. Es hat einen niedrigen GWP-Wert von 2 (Global Warming Potential). Für die Wärmepumpen-Prototypen werden zwei verschiedene Verdichtertypen eingesetzt, die für den Einsatz bei den hohen Temperaturen adaptiert wurden: Schraubenverdichter von Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH und Kolbenverdichter von Heaten AS (zuvor Viking Heat Engines AS). Die Fuchs Schmierstoffe GmbH hat für beide Kompressoren einen geeigneten Schmierstoff entwickelt, der alle notwendigen Anforderungen hinsichtlich Schmierung und Viskosität erfüllt und bei hohen Temperaturen und in Anwesenheit des Kältemittels chemisch und thermisch stabil ist.

Ein vereinfachtes Schema der Wärmepumpen zeigt Bild 4, sie sind zweikreisig ausgeführt, wobei sich in jedem Kreis ein Verdichtermodule befindet. Bei den insgesamt zwei Schraubenverdichtern handelt es sich um einen Verdichter mit einem Fördervolumen von $300 \text{ m}^3/\text{h}$ bei 60 Hz , bei den insgesamt acht Kolbenverdichtern sind vier Verdichter mit jeweils $55 \text{ m}^3/\text{h}$ bei 60 Hz in einem Modul angeordnet. Die Kondensatoren sind in Serie, die Verdampfer parallel angeordnet. Dadurch wird der Temperaturhub für den in Bild 4 gelb dargestellten Kreis etwas reduziert und etwa die Hälfte der Heizleistung kann so bei einem höheren COP bereitgestellt werden. Die zweikreisige Ausführung ist wegen der geringeren Kältemittelmenge in den Kreisen auch vorteilhaft in Bezug auf Sicherheit, Inbetriebnahme und Genehmigungen. Beide Kreise verfügen auch über einen internen Wärmeübertrager, um das Sauggas des Verdichters ausreichend zu überhitzen und so eine bei R1336mzz(Z) mögliche Verdichtung ins Zweiphasengebiet zu verhindern (Gefahr von Verdichterschäden).

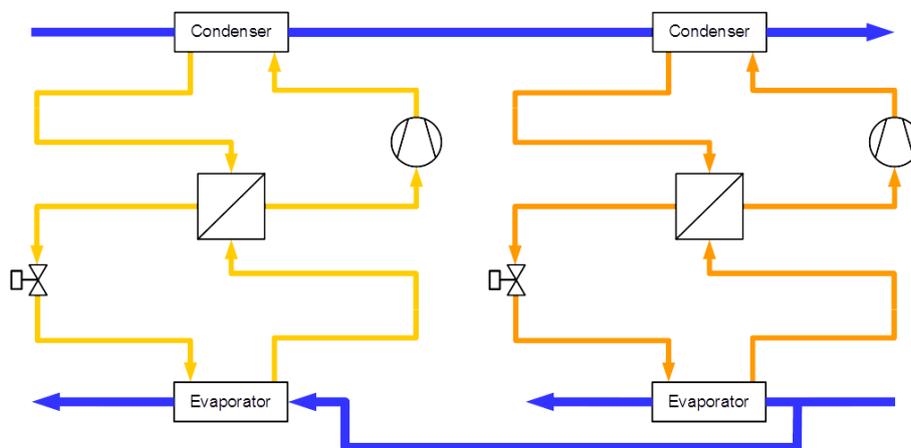


Bild 4: Vereinfachtes Schema der Wärmepumpen (twin cycle)

Die Wärmepumpen sind in Containern mit ca. 8 m Länge und 3 m Höhe und Breite untergebracht. Sie sind mit acht Torflügeln auf drei Seiten ausgestattet, um einen einfachen Zugang und, falls erforderlich, einen Austausch von Komponenten der Wärmepumpen zu ermöglichen. Sie enthalten alle Rohrleitungen und sonstigen Anschlüsse, die benötigt werden, um die Wärmepumpen mit dem Trocknungsprozess zu verbinden. Bild 5 zeigt einen der Wärmepumpencontainer von außen und mit geöffneten Toren.



Bild 5: Außenansicht des Wärmepumpencontainers für die Ziegel Trocknung vor dem Einbau (links), Blick in den Container vor den Isolierungsarbeiten (rechts)

Die Wärmepumpen selbst bestehen aus Hunderten von Einzelteilen:

- Komponenten des Kältekreises wie Verdichter, Kondensator, Verdampfer usw.
- Komponenten für die Wasserverteilung für die Wärmequelle und Wärmesenke einschließlich Regel- und Sicherheitsventile, Metallbalgkompensator usw.
- Gehäuse (Container) einschließlich Kältemaschinenraum-Ausrüstung wie Belüftung, Leckage-Erkennungssystem und Warneinrichtungen
- Steuerungssystem einschließlich Schaltschrank, programmierbarem Regler, Frequenzumrichtern, elektrischen Sicherungen, Steuertransformator, Visualisierung, Datenprotokollierung und Datenübertragungseinrichtungen für umfassendes Monitoring
- Messeinrichtungen

Erste Betriebsergebnisse

Bei der Inbetriebnahme der DryFiciency Wärmepumpe für die Ziegelrocknung bei Wienerberger wurden verschiedene Betriebszustände ausgiebig getestet, um den Nachweis der Betriebssicherheit und Funktionsfähigkeit zu erbringen. Dieser Probetrieb ist eine wichtige Voraussetzung für die anschließende Betriebsphase. Es wurde nachgewiesen, dass die Wärmepumpe im stationären Betrieb ohne Schwankungen der Wärmequelle oder Wärmesenke über den gesamten Bereich der Wärmenutzungstemperaturen von 120 - 160 °C arbeitet. Bei einer Wärmenutzungstemperatur von 120 °C betrug die Leistungszahl 4,7. Bei 160 °C lag sie bei 2,7. Eine Übersicht über den Versuchsbetrieb findet sich in Tabelle 1.

Betriebspunkt	Quelleneintrittstemp., °C	Senkeneintrittstemp., °C	Wärmenutzungstemp., °C	COP	Heizleistung, kW
1	88.3	95.8	120.9	4.65	281.7
2	88.4	110.7	140.9	3.71	254.0
3	88.4	120.7	150.9	3.18	221.2
4	88.6	130.7	160.7	2.66	195.9

Tab. 1: Betriebsdaten DryFiciency Wärmepumpe zur Ziegelrocknung bei Wienerberger, [11]

Bild 6 zeigt das log(p)-h-Diagramm für beide Kreise für Betriebspunkt 4 (160 °C). Der Abschnitt 1-2 findet im Verdichter statt, 2-3 im Kondensator, 3-4 im Unterkühler, 4-5 auf der heißen Seite des internen Wärmeübertragers, 5-6 im Expansionsventil, 6-7 im Verdampfer und 7-1 auf der kalten Seite des internen Wärmeübertragers. Durch den Unterkühler kann dem industriellen Prozess mehr Wärme zugeführt werden. Der Unterkühler wurde zwischen dem Kondensator und dem internen Wärmeübertrager integriert (nicht in Bild 4 dargestellt). In beiden Kreisen beträgt die Verdampfungstemperatur 78 °C. Wie der Punkt 7 zeigt, ist das Kältemittel am Austritt des Verdampfers überhitzt. Der interne Wärmeübertrager verschiebt Wärme von der Hochdruckseite auf die Niederdruckseite der Wärmepumpe und führt zu einer weiteren Überhitzung in Punkt 1. Der interne Wärmeübertrager ermöglicht so eine hohe Verdampfungstemperatur bei gleichzeitig hoher Überhitzung (COP steigt). Punkt 1 und 2 zeigen die zufriedenstellende Funktion der Überhitzungsregelung, die sicherstellt, dass die Verdichtung nicht ins Zweiphasengebiet führt. Die Kondensationstemperaturen betragen 152 °C im Kreis 1 und 158 °C im Kreis 2. Die Wärmenutzungstemperatur von 160,7 °C wird durch die Überhitzung des Kältemittels am Verdichteraustritt möglich. Die Serienschaltung der beiden Kondensatoren verringert die Kondensationstemperatur im Kreis 1 um 6 K, was zu einem höheren COP führt.

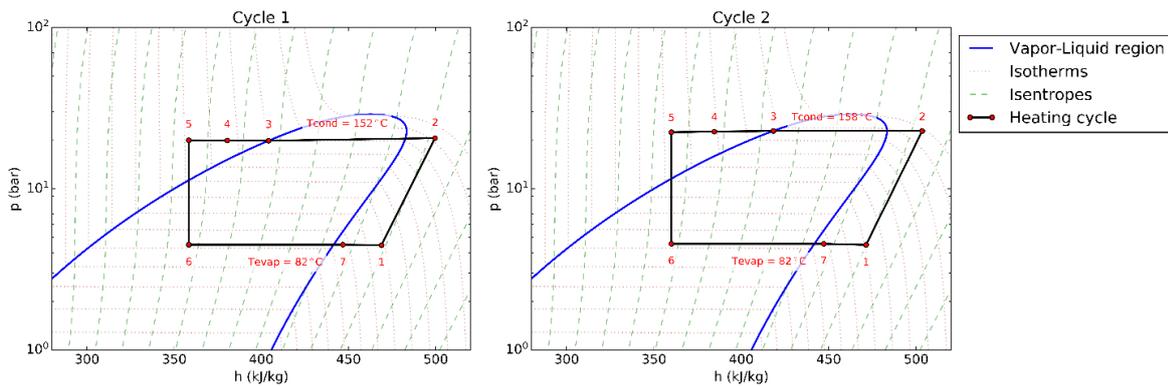


Bild 6: Log (p), h Diagramm von Betriebspunkt 4 (Wärmenutzungstemperatur 160°C), [11]

In Bild 7 wird die DryFiciency-Wärmepumpe mit verschiedenen anderen industriellen Hochtemperatur-Wärmepumpen verglichen, deren COP Werte von Arpagaus et al. (2018) [12] erhoben wurden. Die Daten umfassen Wärmepumpen verschiedener Hersteller, wie Kobelco, Viking Heat Engines, Ochsner, Friotherm, Combitherm, GEA, Star Refrigeration, usw. Alle diese Wärmepumpen haben Wärmenutzungstemperaturen von mehr als 90 °C und decken den gesamten Bereich der Heizleistungen von 30 kW bis zu mehr als 10 MW ab. Die Linien in Bild 7 zeigen den COP einer Wärmepumpe mit Wärmenutzungstemperaturen von 120 °C und 160 °C, die 50 % des COP des idealen Carnot-Prozesses erreicht. Der COP der DryFiciency-Wärmepumpe liegt im Vergleich mit den anderen industriellen Wärmepumpen im Bereich der höheren Effizienzwerte. Der Gütegrad der DryFiciency-Wärmepumpe liegt im Bereich von bis zu 50 % - ein zufriedenstellender Probebetrieb.

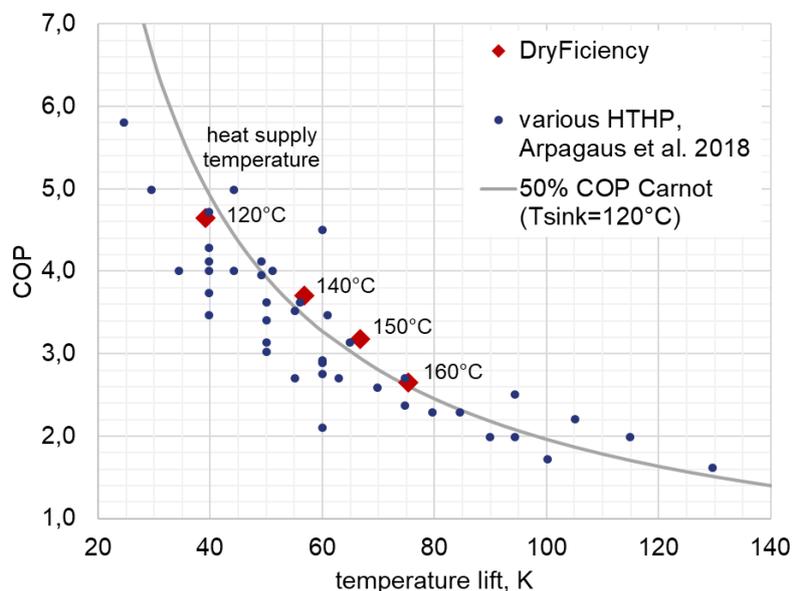


Bild 7: DryFiciency Wärmepumpe im Vergleich mit anderen Industriewärmepumpen, [11]

Einsparungspotentiale für Trocknungsprozesse

Aufbauend auf den Betriebsergebnissen der DryFiciency Wärmepumpe werden nachfolgend Einsparungspotentiale für Trocknungsprozesse im Allgemeinen berechnet, wenn Wärmepumpen an der Stelle von Gasbrennern eingesetzt werden. Die Betriebsergebnisse in Bild 7 umfassen Wärmenutzungstemperaturen zwischen 120 und 160 °C bei der Nutzung einer

Wärmequelle, die von 88 °C um 3 - 6,5 K abgekühlt wird. Der Temperaturhub zwischen Wärmequelle und -senke beträgt 40 - 75 K, der COP liegt zwischen 2,7 und 4,7. Um diese Ergebnisse zu verallgemeinern, wird nun auch die Nutzung anderer Wärmequellen als die der Demonstratoren berücksichtigt. Die wichtigste Wärmequelle dabei ist die feuchte Abluft des Trocknungsprozesses, die bei jedem Trocknungsprozess zur Verfügung steht. Geht man von Taupunkten zwischen 40-60 °C aus, wird sich die Quellenaustrittstemperatur auf rund 40°C verringern. Damit steigt der Temperaturhub auf rund 120 K, wenn die maximale Wärmeeinsatztemperatur von 160 °C beibehalten wird. Bei einem Gütegrad von 50 % verringert sich der COP auf 1,8. Die folgenden Einsparungspotentiale werden daher mit einem minimalen COP von 1,8 und einem maximalen COP von 4,7 berechnet. Der Gasbrenner, der als Vergleichsprozess dient, hat einen thermischen Wirkungsgrad von 90 %.

CO₂eq Emissionen:

Derzeit werden bei der Nutzung von elektrischer Energie in Österreich 258 g/kWh CO₂eq emittiert, bei der Nutzung von Erdgas 271 g/kWh. [13] Die österreichische Stromerzeugung hat bereits einen sehr hohen Anteil an erneuerbaren Energieträgern, welcher im Jahr 2018 75 % betrug und überwiegend durch Wasserkraft (60 % der Bruttostromerzeugung) bereitgestellt wurde. [14] Für die Zukunft sind die Ziele für die erneuerbare Energieversorgung noch ambitionierter. In der aktuellen Klima- und Energiestrategie hat sich Österreich das Ziel gesetzt, im Jahr 2030 100 % des gesamten nationalen Stromverbrauchs aus erneuerbaren Energieträgern zu decken [15]. Für die CO₂eq Emissionen für elektrische Energie im Jahr 2030 wird daher der Wert für das Umweltzeichen „Grüner Strom“ mit 16 g/kWh herangezogen. [13]

In der EU werden aktuell 275 g/kWh bei der Nutzung von elektrischer Energie emittiert. Um bis 2030 eine Netto-Reduktion der Treibhausgase um 55 % zu erreichen, müssen die Emissionen auf 75,49 g/kWh – 96,81 g/kWh CO₂eq sinken. Für die CO₂eq Emissionen für elektrische Energie im Jahr 2030 werden demnach 75,49 g/kWh gewählt. [16]

Bild 8 zeigt, dass heute CO₂eq Einsparungen von rund 50 – 80 % durch den Einsatz von Wärmepumpen möglich sind, die mit zunehmendem Anteil erneuerbarer Energieträger zur Stromerzeugung im Jahr 2030 weiter gesteigert werden. Mit grünem Strom kann der Prozess beinahe vollständig dekarbonisiert werden (-99 %).

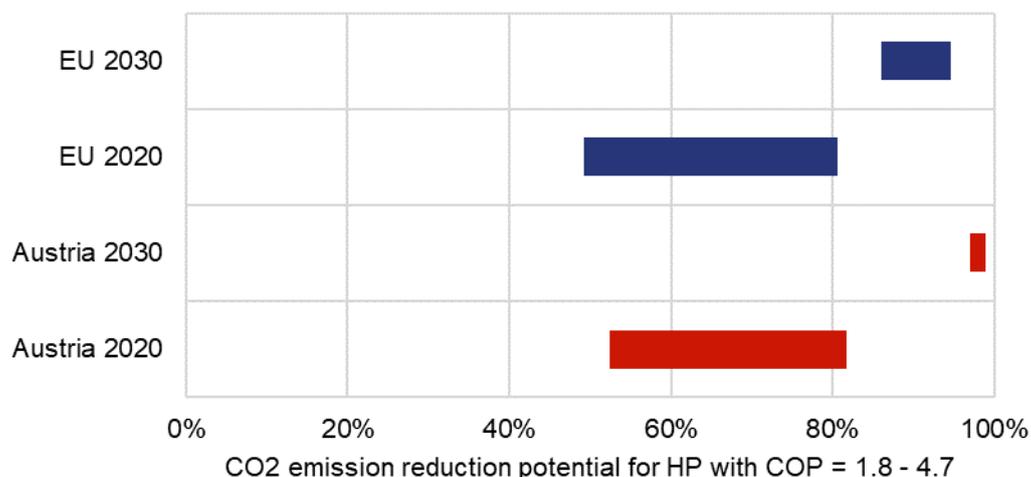


Bild 8: Reduktionspotential für CO₂eq Emissionen für Trocknungsprozesse

Energiekosten:

Zur Berechnung der Energiekosteneinsparung werden aktuelle Durchschnittswerte für die österreichische Industrie im 2. Halbjahr 2020 herangezogen: 9,86 ct/kWh für Strom für Nicht-Haushaltskunden mit einem Bezug von 70.000 MWh/a - 150.000 MWh/a [17] und 4,069 ct/kWh für Erdgas für Nicht-Haushaltskunden mit einem Bezug von 2.778 MWh/a - 5.595 MWh/a [18]. In Zukunft wird auch der CO₂ Preis einen Einfluss auf die Energiekosten haben. Dazu wird der aktuelle CO₂ Preis von 54,74 €/t CO₂ berücksichtigt [19], sowie eine angenommene Steigerung des CO₂ Preises im Jahr 2030 auf 110 €/t, was dem heutigen CO₂ Preis in Schweden entspricht [20].

Mit den aktuellen Energiepreisen in Österreich sind nur Wärmepumpen mit einem COP > 2,25 wirtschaftlich. Sind höhere Temperaturhübe erforderlich, sind daher auch hybride Systeme denkbar, um den Hub der Wärmepumpe klein zu halten und mit einem Gasbrenner nachzuheizen. Berücksichtigt man allerdings den aktuellen CO₂ Preis in den Kosten für Erdgas, steigt der Gaspreis auf 5,6 ct/kWh. Damit hat die Wärmepumpe im gesamten Betriebsbereich geringere Energiekosten als der Gasbrenner, das Einsparpotential beträgt bis zu 68 %. Steigt der CO₂ Preis auf 110 €/t, erhöht sich das Einsparpotential auf bis zu 75 %.

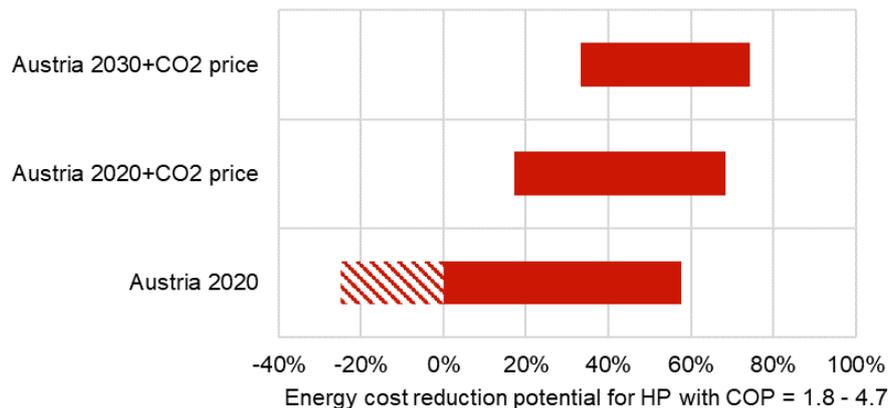


Bild 9: Reduktionspotential für Energiekosten für Trocknungsprozesse

Schlussfolgerungen

Im Projekt DryFiciency wurden Hochtemperatur-Wärmepumpen entwickelt und in einem Ziegeltrockner und einem Stärketrockner demonstriert. Die erste Betriebsergebnisse haben gezeigt, dass die Wärmepumpe im stationären Betrieb ohne Schwankungen der Wärmequelle oder der Wärmesenke Wärmenutzungstemperaturen im Bereich von 120 - 160 °C liefert. Dabei werden COP Werte von 2,7 - 4,7 erreicht, im Vergleich zu anderen industriellen Hochtemperatur-Wärmepumpen gehört die DryFiciency Wärmepumpe damit zu den effizientesten Anlagen.

Trocknungsprozesse haben mit 12 - 25 % einen bedeutenden Anteil am industriellen Energiebedarf, durch die Integration von Hochtemperatur-Wärmepumpen können hier große Energie-sparpotentiale realisiert werden. Auch im Hinblick auf zukünftig steigende CO₂-Kosten ist die Wärmepumpe ein zukunftsicheres Wärmeversorgungssystem für Trocknungsanlagen. Basierend auf den aktuellen durchschnittlichen Energiepreisen in Österreich können jetzt schon Kostensenkungen von bis zu 58 % erzielt werden. Bei höheren CO₂-Preisen sind Energiekostensenkungen von bis zu 75 % möglich.

Quellen

- [1] IEA (2020), Energy Technology Perspectives 2020, IEA, Paris <https://www.iea.org/reports/energy-technology-perspectives-2020>
- [2] European Environmental Agency, <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/data/data-viewers/greenhouse-gases-viewer>, Zugriff am 13.5.2021
- [3] R. de Boer, A. Marina, B. Zühlsdorf, C. Arpagaus, M. Bantle, V. Wilk, B. Elmegaard, J. Corberán, J. Benson. Strengthening Industrial Heat Pump Innovation – Decarbonizing Industrial Heat, 2020.
- [4] A. Marina, S. Spoelstra, H.A. Zondag, A.K. Wemmers, An estimation of the European industrial heat pump market potential, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 139, 2021.
- [5] R. Geyer, S. Knöttner, C. Diendorfer, G. Drexler-Schmid. IndustRiES - Energieinfrastruktur für 100% Erneuerbare Energie in der Industrie, Vienna, https://www.klimafonds.gv.at/wp-content/uploads/sites/6/Studie_IndustRiES-2019_neu-1.pdf, 2019.
- [6] A.S. Mujumdar. 2007. Principles, Classification, and Selection of Dryers. In: Mujumdar, A. S. (Ed.): Handbook of industrial drying. Boca Raton, FL: CRC 2007
- [7] I.C. Kemp. 2012. Fundamentals of Energy Analysis of Dryers. In: Modern Drying Technology Volume 4: Energy Savings, First Edition. Tsotsas E. and Mujumdar A.S. (Edt.), Wiley-VCH.
- [8] V. Minea. 2011. Industrial Drying Heat Pumps. In: Larsen, M. E. (Edt.) Refrigeration. Theory, technology, and applications. Mechanical engineering theory and applications. New York: Nova Science Publishers 2011
- [9] D. Gehrman, G.J. Esper, H. Schuchmann. Trocknungstechnik in der Lebensmittelindustrie. Hamburg: Behr 2009
- [10] F. Helminger, K. Kontomaris, J. Pfaffl, M. Hartl, T. Fleckl. Measured Performance of a High Temperature Heat Pump with HFO-1336mzz-Z as the working fluid, ASHRAE 2016 Annual Conference, St. Louis, Missouri, 2016.
- [11] Wilk, V., Helminger, F., Lauer mann, M., Sporr, A., Windholz, B., High temperature heat pumps for drying – first results of operation in industrial environment, 13th IEA Heat Pump Conference, Korea, 2021.
- [12] C. Arpagaus, F. Bless, M. Uhlmann, J. Schiffmann, S. Bertsch, High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials, Energy (152), p.985-1010, 2018.
- [13] Umweltbundesamt, Berechnung von Treibhausgas (THG)-Emissionen verschiedener Energieträger, aktualisiert im Jänner 2020, <https://secure.umweltbundesamt.at/co2mon/co2mon.html>, Zugriff am 13.5.2021
- [14] E-Control 2019, Statistikbroschüre, https://www.e-control.at/documents/1785851/1811582/Statbro_deutsch_FINAL.pdf/19cfa4f2-e95b-cae5-22a7-d76479c0bfde?t=1571731897631, Zugriff am 02.05.2020
- [15] bmnt & bmvit, #mission2030, Bundesministerium für Nachhaltigkeit und Tourismus und Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie, Wien, 2018.

- [16] European Environmental Agency, https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/daviz/co2-emission-intensity-6#tab-googlechartid_googlechartid_googlechartid_googlechartid_chart_11111, Zugriff am 13.5.2021
- [17] eControl, Strompreisentwicklung, https://www.e-control.at/documents/1785851/1811618/MStOeN-2020_Preise.xlsx/d2d73f26-621a-08c6-565a-d1b157584991?t=1601530634668, Zugriff am 13.5.2021
- [18] eControl, Gaspreisentwicklung, <https://www.e-control.at/documents/1785851/1811627/MStErdGas-2020.xlsx/61831b6d-693a-875a-7f17-d0df028563aa?t=1601530664237>, Zugriff am 13.5.2021
- [19] Ember Price Viewer, <https://ember-climate.org/data/carbon-price-viewer/>, Zugriff am 13.5.2021
- [20] Carbon pricing dashboard, https://carbonpricingdashboard.worldbank.org/map_data, Zugriff am 13.5.2021

Beat Wellig, Raphael Agner, Benjamin Ong, Jan Stampfli, Donald Olsen
Hochschule Luzern – Technik & Architektur (HSLU), Horw

Pierre Krummenacher
Haute Ecole d'Ingénierie et de Gestion du Canton de Vaud (HEIG-VD), Yverdon-les-Bains

Integration von Wärmepumpen und Speichern zur Effizienzsteigerung nicht-kontinuierlicher Prozesse

Zusammenfassung

Das Ziel des BFE-Projekts WPTES ist die Entwicklung einer praxistauglichen Methode zur Integration von Wärmepumpen (WP) und thermischen Energiespeichern (TES) in nicht-kontinuierliche Industrieprozesse. Dazu wurde ein Arbeitsablauf entwickelt, welcher sich nahtlos in die Pinch-Methodik einfügt. Auf Basis des Indirect Source Sink Profile (ISSP) wird eine neuartige Grand Composite Curve (GCC) erstellt. In dieser GCC wird neben dem Wärmeüberschuss und Wärmedefizit gezeigt, welche Auswirkungen die WP-Integration auf die Komplexität des Speichersystems hat. Je nach WP-Platzierung sind zusätzliche Temperaturniveaus (Schichten) im Speichersystem notwendig. Verschiedene Varianten von WPTES-Systemen können damit identifiziert und bewertet werden. Im vorliegenden Beitrag wird die Methode sowie deren Anwendung und Nutzen anhand eines einfachen Fallbeispiels vorgestellt. Der entwickelte Arbeitsablauf soll Ingenieuren und Planerinnen in der Praxis helfen, WP und TES systematisch und kostenoptimal in nicht-kontinuierliche Prozesse zu integrieren. Damit sollen die praktische Umsetzung von WPTES-Systemen gefördert und die vorhandenen Effizienzsteigerungspotenziale ausgeschöpft werden.

Abstract

The goal of the SFOE project “HPTES” is to develop a practical method for the integration of heat pumps (HP) and thermal energy storages (TES) into non-continuous industrial processes. To achieve this goal, a workflow has been developed that fits seamlessly into the pinch methodology. Based on the Indirect Source Sink Profile (ISSP), a novel Grand Composite Curve (GCC) is created. In addition to the heat surplus and heat deficit, this GCC shows the effects of HP integration on the complexity of the heat storage system. Depending on the HP placement, additional temperature levels (layers) are required in the storage system. Different variants of HP and TES systems can thus be identified and assessed. In this article, the method as well as its application and benefits are presented using a simple case study. The developed workflow is intended to help practicing engineers and planners to integrate a HP and TES systematically and cost-effectively into non-continuous processes. This approach will help to promote the practical implementation of such systems and to exploit the existing potential for increasing energy efficiency.

Einleitung

Ausgangslage und Motivation

Industrieunternehmen müssen heute vielfältige Anforderungen erfüllen. Die Prozesse sollen nicht nur maximale Wirtschaftlichkeit aufweisen, sondern auch so wenig Energie und Ressourcen wie möglich verbrauchen und geringe Emissionen erzeugen. Für energieintensive Betriebe ist die Erhöhung der Energieeffizienz für den Erhalt der Wettbewerbsfähigkeit unabdingbar. Die Industrie hat in den vergangenen Jahren grosse Anstrengungen im Bereich Energieeffizienz unternommen, trotzdem sind nach wie vor beträchtliche Effizienzsteigerungspotenziale vorhanden [1].

Die **Prozesswärme** steht im Fokus verschiedener Bemühungen, da sie mehr als die Hälfte des gesamten Energiebedarfs der Industrie ausmacht (56% im Jahr 2019, [2]). Klassische Ansätze der Energie-Optimierung konzentrieren sich meistens darauf, die Effizienz einzelner Apparate zu verbessern. Die Erfahrungen zeigen jedoch, dass die optimale Verknüpfung von Energieströmen im Gesamtsystem wesentlich grössere Effizienzsteigerungen bringen als die oft kostspielige Verbesserung der Wirkungsgrade einzelner Apparate. «**Prozessintegration**» ist der gebräuchliche Oberbegriff für solche systemorientierte und integrale Methoden. Die «Pinch-Analyse» ist heute das wichtigste und am weitesten entwickelte Werkzeug der Prozessintegration [3-5]. Sie hilft, unter der Randbedingung von minimalen Kosten das optimale Anlagen-design zu finden und damit den Energieeinsatz zu optimieren und die Wirtschaftlichkeit zu verbessern. Aus den Ergebnissen der Analyse können Massnahmen zur **Wärmerückgewinnung (WRG) und verbesserten Energieversorgung** abgeleitet werden.

Durch die **Integration von Wärmepumpen (WP)** in industrielle Prozesse kann deren Effizienz weiter gesteigert und die Betriebskosten reduziert werden. Die Integration von WP ist eine nicht zu unterschätzende Herausforderung. Nur eine korrekt integrierte WP erhöht das WRG-Potenzial und senkt den Heiz- und Kühlbedarf des Prozesses.

Aus verschiedenen Gründen (unregelmässige Produktionszeitpläne, hoher Anspruch an Flexibilität, Produktwechsel, unterschiedliche Auslastungen, Unterbrüche für die Reinigung u.v.m.) laufen viele Industrieprozesse **nicht-kontinuierlich** ab. In Bild 1 ist beispielhaft das Gantt-Diagramm eines Milchverarbeitungsprozesses über 24 Stunden dargestellt.

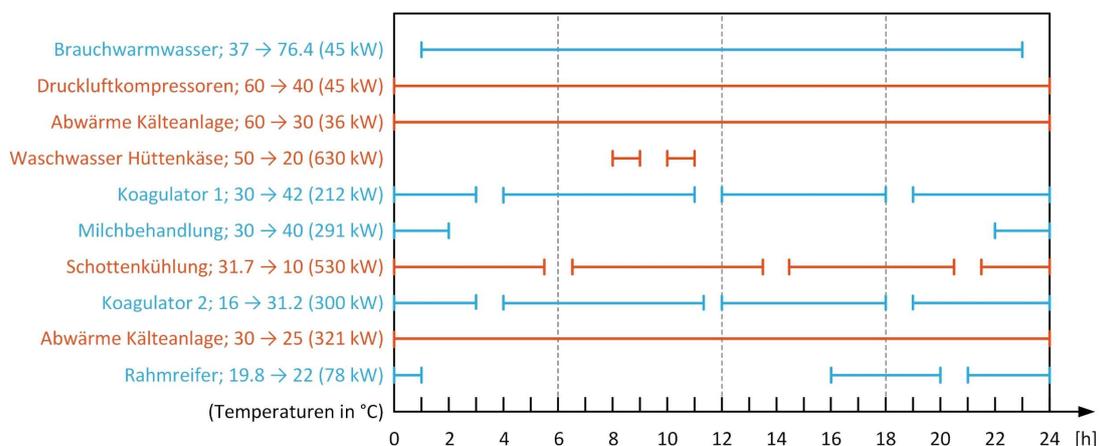


Bild 1: Gantt-Diagramm eines Teilprozesses aus einer Käseproduktion.

In solchen Prozessen ist eine **WRG mit thermischen Energiespeichern (TES)** oft die einzig mögliche Optimierungsstrategie. Der Einbau von Wärmespeichern erschliesst zusätzliches Einsparpotenzial: Überschüssige Wärme wird zwischengespeichert und zu einem späteren Zeitpunkt wieder verwendet. Mittels Pinch-Analyse kann bestimmt werden, ob eine Energiespeicherung technisch und wirtschaftlich möglich ist, welche Wärmequellen und -senken berücksichtigt und wie die Speicherkapazitäten und -temperaturen gewählt werden sollen.

In nicht-kontinuierlichen Prozessen liegt oft ein Wärmeüberschuss auf tiefem Temperaturniveau (Abwärme) und ein Wärmedefizit auf hohem Temperaturniveau (Heizbedarf) vor, jedoch nicht zeitgleich. Durch die **kombinierte Integration einer Wärmepumpe und thermischer Energiespeicher** kann weiteres Effizienzsteigerungspotenzial erschlossen werden: Abwärme wird gespeichert, auf ein höheres Temperaturniveau «gepumpt», gespeichert und zu Heizzwecken verwendet.

Die systematische Integration einer WP und TES in nicht-kontinuierliche Prozesse stellt eine grosse Herausforderung bezüglich konzeptionellem Design, Auslegung und Planung sowie für den Betrieb dar. Verschiedene Ansätze aus der Literatur sind sehr komplex und benötigen lange Rechenzeiten. Sie führen zwar zu optimalen, aber meist nicht umsetzbaren Ergebnissen, z.B. Anlagendesign mit sehr vielen Splits. Das BFE-Projekt «Integration von Wärmepumpen und thermischen Energiespeichern in nicht-kontinuierliche Industrieprozesse – WPTES» adressiert exakt diese Herausforderung.

Ziele

Im BFE-Projekt WPTES wird eine **praxistaugliche Methode** für die Integration von Wärmepumpen und thermischen Energiespeichern in nicht-kontinuierliche Industrieprozesse entwickelt. Der Fokus liegt dabei auf der praktischen Anwendbarkeit für Ingenieure und Planerinnen aus Ingenieurbüros und Industrieunternehmen. Weiter werden Regelungskonzepte zur Sicherstellung eines zuverlässigen und effizienten Betriebs des WPTES-Systems erarbeitet. Die Integrationsmethode und Regelungsstrategien werden in Fallbeispielen aus der Schweizer Industrie angewendet und getestet. Im vorliegenden Beitrag wird die Methode sowie deren Anwendung und Nutzen anhand eines einfachen Fallbeispiels vorgestellt.

Stand der praktischen Anwendung der Pinch-Analyse

Prinzip der Pinch-Analyse

«Targets before Design» ist die grundlegende Philosophie der Pinch-Analyse: Die Bestimmung der Energie- und Kostenziele erfolgt *vor* dem Design der Anlage [3-5]. Die aufzuwärmenden und abzukühlenden Prozessströme werden in zwei Verbundkurven (Composite Curves, CCs) zusammengefasst. Die «kalte Verbundkurve» spiegelt den Wärmebedarf und die «warme Verbundkurve» das Wärmeangebot wider (Bild 2, links). Im überlappenden Bereich ist WRG möglich. Durch horizontales Verschieben der CCs ändert sich die minimale Temperaturdifferenz ΔT_{min} zwischen den Kurven, das WRG-Potenzial und die benötigte Heiz- und Kühlleistung (Hot Utility HU, Cold Utility, CU). Mit der Zielsetzung minimaler jährlicher Gesamtkosten erhält man die optimale Temperaturdifferenz $\Delta T_{min, opt}$ (Bild 2, rechts). Je grösser ΔT_{min} , umso kleiner ist der überlappende Bereich und damit das Potenzial für WRG. Gleichzeitig wird mehr Heiz- und Kühlleistung benötigt, was zu höheren Betriebskosten führt. Gerade umgekehrt verhalten sich die Investitionskosten für die WRG: Diese sinken mit steigendem ΔT_{min} , da kleinere Wärmeübertrager benötigt werden.

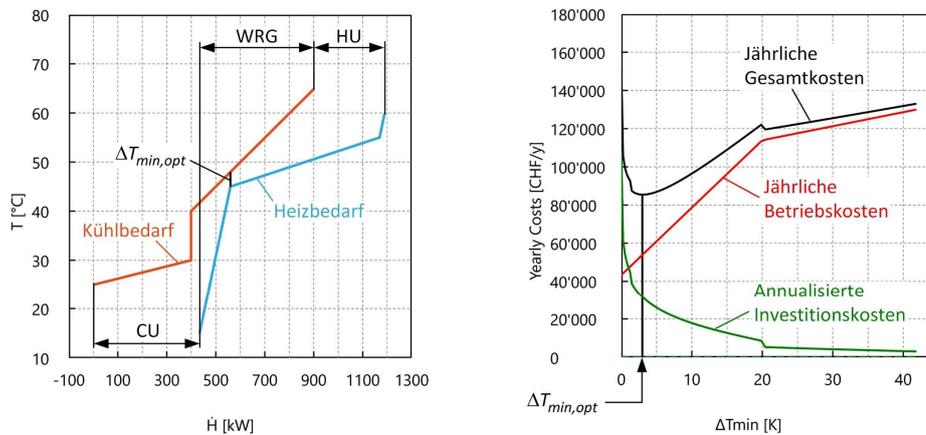


Bild 2: Verbundkurven und Kostenkurven (Beispiel Metallverarbeitungsbetrieb).

Anschliessend erfolgt das Design des Wärmeübertrager-Netzwerks, mit welchem Energie- und Kostenziele aus den Verbundkurven unter Einhaltung von $\Delta T_{min, opt}$ möglichst gut erreicht werden. Dabei müssen folgende drei Hauptregeln («Golden Rules») beachtet werden: (1) keine Kühlung über dem Pinch, (2) keine Heizung unter dem Pinch und (3) kein Wärmetransfer über den Pinch. Die Pinch-Analyse führt systematisch zum Ziel einer energetisch und wirtschaftlich optimierten Anlage. Die Durchführung einer Pinch-Analyse lohnt sich bereits bei relativ «einfachen» Anlagen. Sobald komplexe Anlagen mit Dutzenden von Strömen im Spiel sind, ist die Pinch-Analyse das einzige praktikable Werkzeug für das Anlagendesign.

Integration von Wärmepumpen in kontinuierliche Prozesse

Wie integriert man eine Wärmepumpe in einen Prozess? – Bevor wir uns dieser Frage widmen, betrachten wir eine weitere charakteristische Kurve: die Gesamtverbundkurve (Grand Composite Curve, GCC, siehe Bild 3). Sie kann aus den CCs abgeleitet werden und zeigt auf, wieviel Netto-Wärmedefizit (Heizbedarf) und Netto-Wärmeüberschuss (Kühlbedarf) auf einem bestimmten Temperaturniveau vorhanden ist. Oberhalb des Pinchs herrscht ein Wärmedefizit, unterhalb ein Wärmeüberschuss, gerade beim Pinch-Punkt ist weder ein Defizit noch ein Überschuss vorhanden. Die aus der GCC abgelesenen Temperaturen entsprechen nicht den realen Temperaturen: Diese liegen oberhalb des Pinchs um $\Delta T_{min}/2$ höher und unterhalb des Pinchs um $\Delta T_{min}/2$ tiefer als die Temperaturen im Diagramm (siehe z.B. [3-5]).

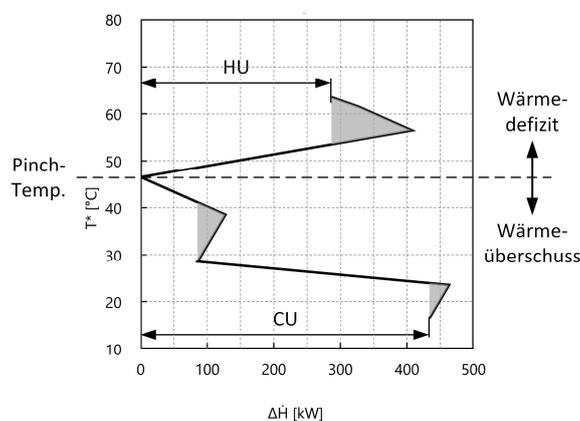


Bild 3: Gesamtverbundkurve (Beispiel Metallverarbeitungsbetrieb).

Aus den «Golden Rules» kann abgeleitet werden, dass eine WP Wärme unterhalb des Pinchs (wo ein Wärmeüberschuss besteht) aufnehmen und oberhalb des Pinchs (wo ein Wärmedefizit besteht) abgeben soll. Man sagt: «**Die Wärmepumpe arbeitet über den Pinch.**» (siehe Bild 4). Arbeitet eine Wärmepumpe nur unterhalb des Pinchs, wird der Wärmeüberschuss erhöht und die Verdichterleistung muss zusätzlich über die Cold Utility abgeführt werden. Die Integration einer Wärmepumpe nur oberhalb des Pinchs hat eine Reduktion der Hot Utility um die Verdichterleistung zur Folge – energetisch gesehen eine elektrische Heizung.

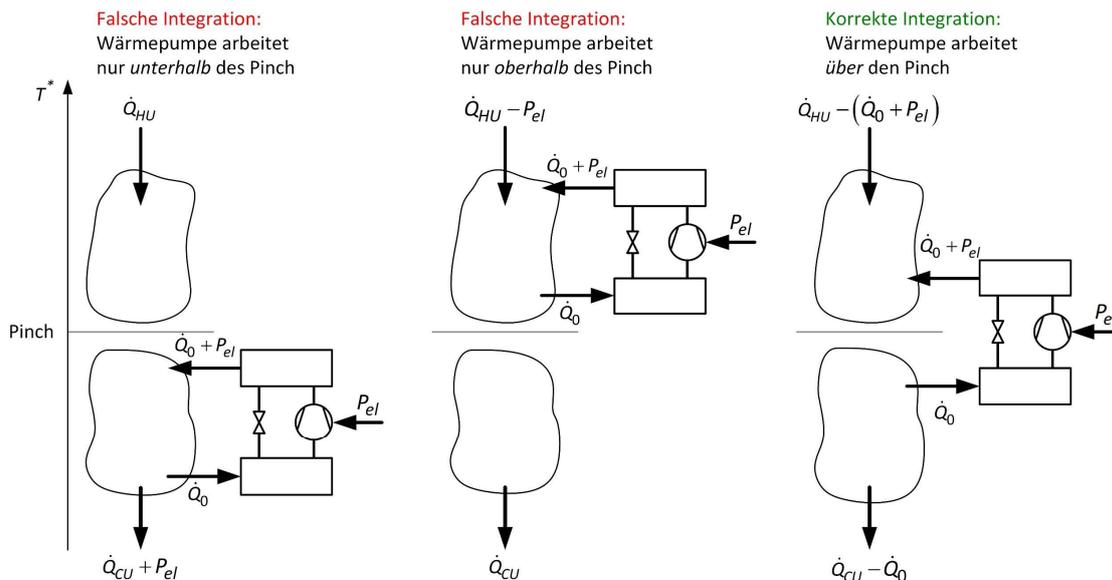


Bild 4: Integration einer WP in einen kontinuierlichen Prozess (adaptiert aus [6, 7]).

In der Praxis trifft man immer wieder auf Wärmepumpen, die nicht korrekt eingebunden sind. Aus der Lage des Pinch-Punkts und der Form der GCC erkennt man, ob die Integration einer Wärmepumpe sinnvoll ist bzw. ob eine bereits vorhandene Wärmepumpe korrekt in den Prozess integriert ist. Mit einer korrekt integrierten WP können *gleichzeitig* der Heiz- und Kühlbedarf und die damit verbundenen Energiekosten reduziert werden (Bild 5).

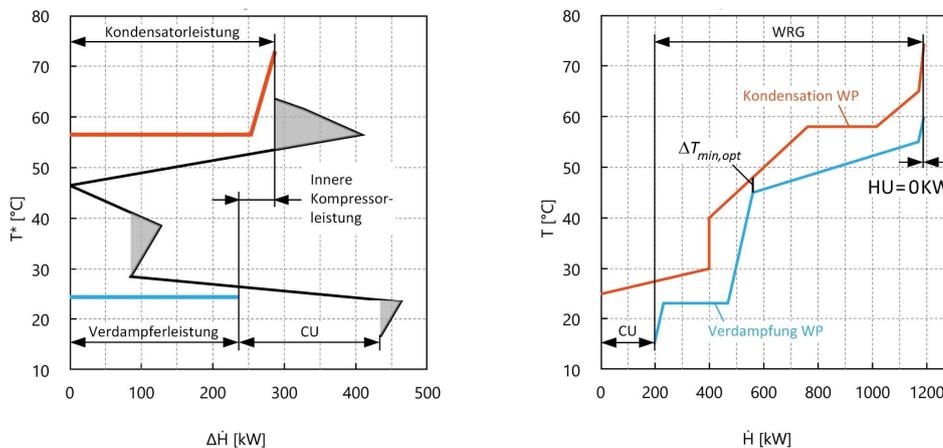


Bild 5: Wärmepumpen-Integration in Metallverarbeitungsbetrieb. Links: GCC mit Verdampfungs- und Kondensationstemperatur der WP. Rechts: CCs mit integrierter Wärmepumpe.

Integration von thermischen Energiespeichern

In diskontinuierlichen Prozessen treten Wärmequellen und -senken nicht gleichzeitig auf und die zeitliche Variabilität ist teilweise hoch. Eine WRG kann oft nur durch Integration von Wärmespeichern erreicht werden: Man spricht von «**indirekter WRG**».

Mit der Pinch-Analyse kann bestimmt werden, welche Wärmequellen und -senken berücksichtigt, wie die Speicherkapazitäten und -temperaturen gewählt werden sollen und ob die Speicherlösung wirtschaftlich ist. In der Praxis haben sich Werkzeuge bewährt, die auf zeitgemittelten Methoden basieren (**Time Average Model, TAM**). Im TAM wird jeweils eine repräsentative, sich wiederholende Zeitperiode des Prozesses betrachtet. Die thermische Leistung jedes Prozessstroms wird über diese Zeitperiode gemittelt, wodurch das maximale WRG-Potenzial unter Vernachlässigung zeitlicher Einschränkungen ersichtlich wird.

Das **Indirect Source Sink Profile (ISSP)** basiert auf dem TAM-Ansatz und erlaubt es, Speichersysteme in nicht-kontinuierliche Prozesse zu integrieren (siehe z.B. [8, 9]). Die ISSP-Methode stellt dabei sicher, dass das resultierende Speichersystem technisch umsetzbar, die Wärmebilanz gewährleistet und die Komplexität möglichst gering ist. Bild 6 zeigt ein Beispiel einer ISSP und des dazugehörigen TES-Systems. Die ISSP erinnert an die CCs, die thermischen Bedürfnisse sind jedoch als Wärmemenge (in kWh über die Zeitperiode) und nicht als Wärmeleistung (in kW) dargestellt. Der schwarze Linienzug zwischen dem roten Quellenprofil und dem blauen Senkenprofil zeigt die übertragene Wärmemenge (indirekte WRG) und Temperaturniveaus des Speichers bzw. der Zwischenkreisläufe. Die Methode ist gut etabliert, sie wird heute von Ingenieurinnen und Planern für die Dimensionierung von TES-Systemen mit der Software PinCH verwendet.

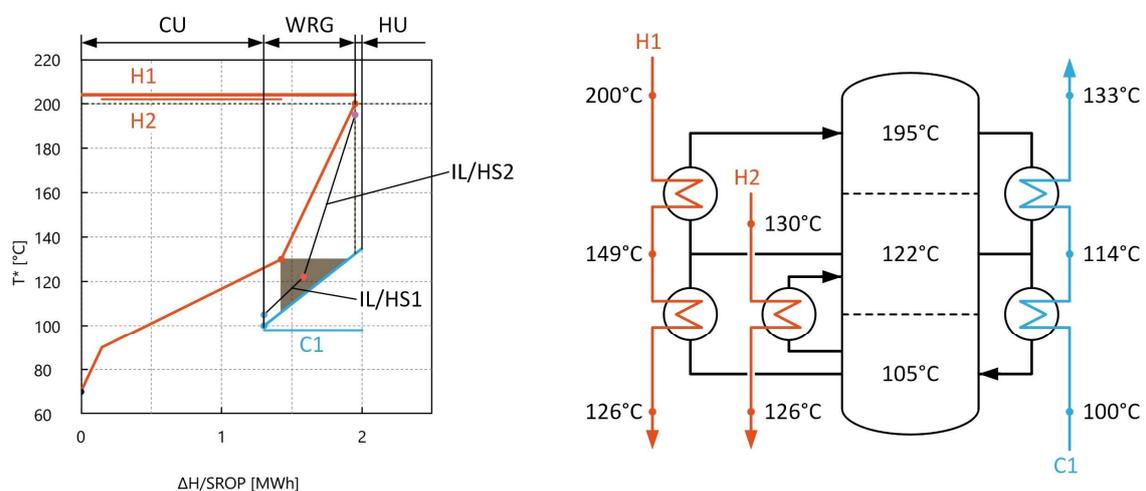


Bild 6: Speicher-Integration in nicht-kontinuierliche Prozesse mittels ISSP. IL = Intermediate Loop (Zwischenkreislauf), HS = Heat Storage (Wärmespeicher).

Kombinierte Integration einer Wärmepumpe und thermischer Energiespeicher

Die Kombination der WRG mit Wärmepumpe und der WRG mit Speichern bildet den Kern des BFE-Projekts WPTES. Es existierte bis anhin keine praxistaugliche Methode für diese Herausforderung. Im Projekt WPTES wird eine solche Methode entwickelt und anschliessend in der Praxis verbreitet, z.B. durch Implementierung in die Software PinCH und Schulung der Ingenieure und Planerinnen, welche Pinch-Analysen durchführen. Die Methodenentwicklung basiert auf einem früheren Projekt zur WPTES-Integration [10].

Methode

Einleitung

Der Kern des Forschungsprojekts WPTES ist die Entwicklung einer praxistauglichen Methode zur Integration einer Wärmepumpe und thermischer Energiespeicher in nicht-kontinuierliche Prozesse, wie sie in der Industrie häufig anzutreffen sind. Dabei wird zwischen zwei Arten von nicht-kontinuierlichen Prozessen unterschieden: (1) Multiple Operating Case Prozessen (MOC, Anlage mit verschiedenen Betriebsfällen, z.B. aufgrund von Produktänderungen, unterschiedlichen Auslastungen oder Reinigungszyklen) und (2) «klassischen» Batch-Prozessen, auch Chargen-Prozesse genannt.

Im WPTES-Projekt werden nur **Schichtspeicher** mit konstanten Temperaturen betrachtet. Die Schichtspeicher werden zu bestimmten Zeiten von Quellen (Hot Streams) geladen und zu anderen Zeiten von Senken (Cold Streams) entladen. Das Laden und Entladen erfolgt über Zwischenkreisläufe (Intermediate Loops, IIs, siehe Bild 6). In der überwiegenden Mehrheit wird Wasser als Speicher- und Kreislaufmedium verwendet. Die WP wird in die Zwischenkreisläufe integriert, d.h. es handelt sich um eine Wasser/Wasser-Wärmepumpe (W/W-WP).

Es wurde ein **Arbeitsablauf zur WPTES-Integration** entwickelt, welcher sich in die Pinch-Analyse, wie sie in der Schweizer Industrie angewendet wird, einfügt. Der Fokus liegt auf der Bestimmung der optimalen Temperaturniveaus der WP und damit der Speichertemperaturen, der Speicherkapazitäten sowie der Prozessstrom-Auswahl. Der Kompressor der WP wird bei konstanter Drehzahl betrieben (d.h. keine kontinuierliche Leistungsregelung). Ziel der darauffolgenden Optimierung ist, das Design mit minimalen Gesamtkosten, d.h. minimale jährliche Investitions- und Betriebskosten, zu finden. CO₂-Emissionen können mitberücksichtigt werden, auf diesen Aspekt wird an dieser Stelle jedoch nicht eingegangen.

Arbeitsablauf

Zur Ausschöpfung von indirektem WRG-Potenzial eignen sich TAM-basierte Methoden. Wie oben erwähnt wird im TAM eine repräsentative, sich wiederholende Zeitperiode des Prozesses betrachtet. Das TAM bildet eine obere Grenze für das direkte und indirekte WRG-Potenzial eines Prozesses. Das ISSP basiert auf dem TAM-Ansatz und erlaubt, TES in nicht-kontinuierliche Prozesse zu integrieren (siehe Bild 6). Das ISSP wird nun als Basis für die WP-Integration verwendet, was eine neue, praktische Methode darstellt. Der resultierende Arbeitsablauf lässt sich sehr gut in den bestehenden Arbeitsablauf einer Pinch-Analyse integrieren, wie er z.B. im BFE-Handbuch [3] beschrieben wird.

Der Arbeitsablauf ist in Bild 7 dargestellt. Der Grundgedanke ist, dass die Ingenieurin oder der Planer im Zentrum steht und sie/er die Lösung stets beeinflussen kann. Die Arbeitsschritte von der Datenextraktion bis und mit Design des indirekten WRG-Systems (dunkelblau hinterlegt) basieren auf bestehenden Werkzeugen, wie sie in der Software PinCH bereits implementiert sind. In den darauffolgenden Schritten wird analysiert, wie die WP in den Prozess integriert werden kann. Es gibt zwei Optionen:

1. **Integration der WP in das Speichersystem des Prozesses**
2. **Integration der WP in ein sekundäres (zusätzliches) Speichersystem**

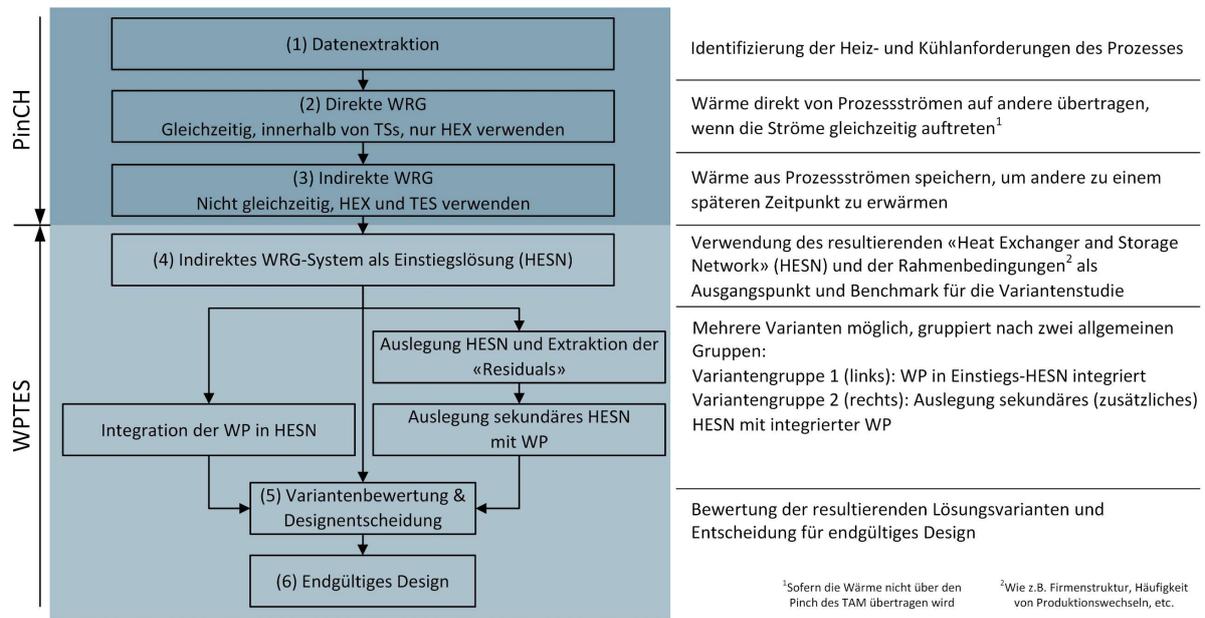


Bild 7: Arbeitsablauf für die WPTES-Integration in nicht-kontinuierliche Prozesse.

Die erste Option erlaubt es, die WP «näher» am Prozess zu betreiben, wodurch deren Betrieb effizienter sein kann. Es resultiert allerdings aufgrund der zusätzlichen Kopplung der Speicher eine Erhöhung der Komplexität. Die zweite Option führt zu separaten Speichersystemen mit geringerer Komplexität und dadurch einfacherer Regelbarkeit. Die Entscheidung, welche Option für einen spezifischen Prozess besser geeignet ist, ist vom Ingenieur bzw. der Planerin zu treffen. Als Vergleichsbasis dient immer das indirekte WRG-System ohne WP (Umsetzbarkeit, Komplexität, Wirtschaftlichkeit, usw.).

Das Kernelement beider Optionen ist die **Platzierung der WP mithilfe einer vom ISSP abgeleiteten GCC**. Vor allem bei der ersten Option (WP in primäres Speichersystem) ist nicht nur das aus der GCC ersichtliche Wärmedefizit bzw. der Wärmeüberschuss für die Platzierung der Wärmepumpe relevant. Es muss auch berücksichtigt werden, inwiefern sich das Speichersystem durch die Integration der WP verändert. Mit der Integration der WP werden zwei neue Ströme (Verdampfer und Kondensator) in das System eingeführt. Dies hat zur Folge, dass die Freiheitsgrade des resultierenden Speichersystems eingeschränkt werden bzw. dass dessen Komplexität u.U. erhöht wird. Dies muss nicht zwingend ein negativer Aspekt darstellen, da durch die Erhöhung der Komplexität eventuell eine höhere Rentabilität erreicht wird. Es besteht allerdings die Gefahr, dass die Regelung erschwert oder verunmöglicht wird, wodurch das Ziel der Effizienzsteigerung verfehlt würde.

Zur Entschärfung dieser Problematik wurde auf Basis des so genannten «Assignment Zone Algorithm» [9] die Auswirkung der WP-Platzierung auf das Speichersystem untersucht. Der Algorithmus dient zur Bestimmung der minimal benötigten Anzahl Schichten (d.h. Temperaturniveaus) für eine gegebene Konfiguration von indirekter WRG und WP. Das Resultat dieser Analyse ermöglicht es, eine Auswahl an relevanten Lösungen für die weitere Ausarbeitung zu bestimmen. Diese Auswahl bildet die Grundlage für die Variantenstudie und Festlegung des finalen WPTES-Designs.

Fallbeispiel

In diesem Abschnitt wird die vorgestellte Methode zur WPTES-Integration an einem einfachen Fallbeispiel aufgezeigt. Der betrachtete **Batch-Prozess** besteht aus drei Prozessströmen: zwei müssen erwärmt (Cold Streams C1 und C2) und einer muss gekühlt (Hot Stream H1) werden. Sie treten jeweils nur während einer gewissen Zeitperiode von t_{start} bis t_{end} auf. Es handelt sich um drei Wasserströme, die spezifische Wärmekapazität (c_p) und der Wärmeübergangskoeffizient (α) werden als konstant angenommen. Die Prozessanforderungen sind in Tabelle 1 zusammengefasst und das Gantt-Diagramm in Bild 8 dargestellt.

Strom	T_a [°C]	T_w [°C]	\dot{m} [kg/s]	c_p [kJ/(kg K)]	t_{start} [h]	t_{end} [h]	α [W/(m ² K)]
H1	35	25	7.2	4.2	0	2	2'000
C1	15	20	5.7	4.2	2	4	2'000
C2	35	55	2.4	4.2	1	3	2'000

Tabelle 1: Prozessstromtabelle des Batch-Prozesses.

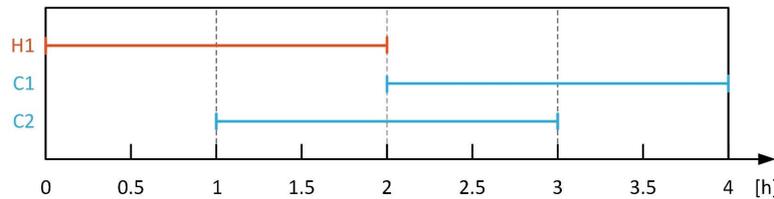


Bild 8: Gantt-Diagramm des Batch-Prozesses über einen Batch (4 h).

Es werden 1'500 Batches pro Jahr durchgeführt. Vereinfachend wird angenommen, dass diese Zyklen an einem Stück abgearbeitet werden. Vor der Optimierung werden die Prozessströme mit «Utilities» gekühlt bzw. geheizt, es ist keine WRG vorhanden. Als Hot Utility (HU) steht Heisswasser (80 CHF/MWh) und als Cold Utility (CU) Grundwasser (20 CHF/MWh) zur Verfügung. Die Kosten für elektrischen Strom betragen 120 CHF/MWh. Mit diesen Angaben betragen die jährlichen Energiekosten im Ausgangszustand gerundet 97'000 CHF pro Jahr (siehe Tabelle 2). Kosten für Unterhalt usw. werden vernachlässigt.

Strom	HU		CU		C_{En} [CHF/a]
	[kW]	[MWh/a]	[kW]	[MWh/a]	
H1	-	-	302.4	907.2	18'144
C1	120	378	-	-	30'240
C2	201.6	604.8	-	-	48'384
Total					96'768

Tabelle 2: Jährliche Energiekosten des Batch-Prozesses.

Zur Berechnung der Investitionskosten werden typische Kostenfunktionen für Wärmeübertrager (WÜ), thermische Energiespeicher (TES) und Wärmepumpe (WP) verwendet:

WÜ	TES	WP
$8\text{kCHF} + 17.5\text{kCHF} \cdot \left(\frac{A}{40\text{m}^2}\right)^{0.67}$	$1.5 \frac{\text{kCHF}}{\text{m}^3} \cdot V_{Sp}$	$148\text{kCHF} \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{WP,Heiz}}{100\text{kW}}\right)^{0.42}$

Tabelle 3: Verwendete Kostenfunktionen (Investitionskosten inkl. Installationsfaktor von 3).

Arbeitsablauf

Wie in Tabelle 2 ersichtlich benötigt der Prozess ohne WRG eine beträchtliche Energiemenge. Die Datenextraktion (*Schritt 1* im Arbeitsablauf) ist mit der Aufstellung der Tabelle 1 bereits erfolgt. Der Prozess weist aufgrund seines Zeitplans kein Potenzial für direkte (zeitgleiche) WRG auf (*Schritt 2*). Mit den vorhandenen Werkzeugen zur Speicherintegration mittels ISSP kann der Prozess jedoch optimiert werden (*Schritt 3*). Das ISSP in Bild 9 zeigt, dass mit einem Schichtspeicher 240 kWh Wärme pro Batch zurückgewonnen werden, was einer Energiekosteneinsparung von 36'000 CHF/a entspricht.

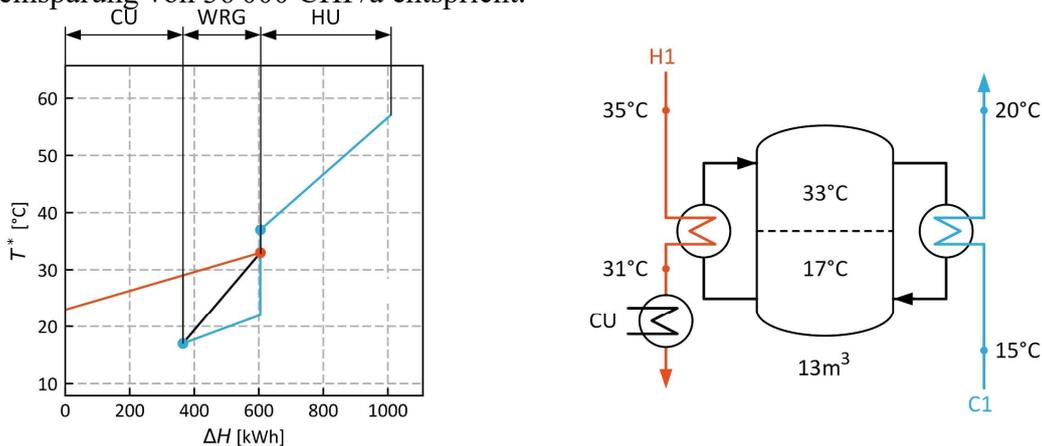
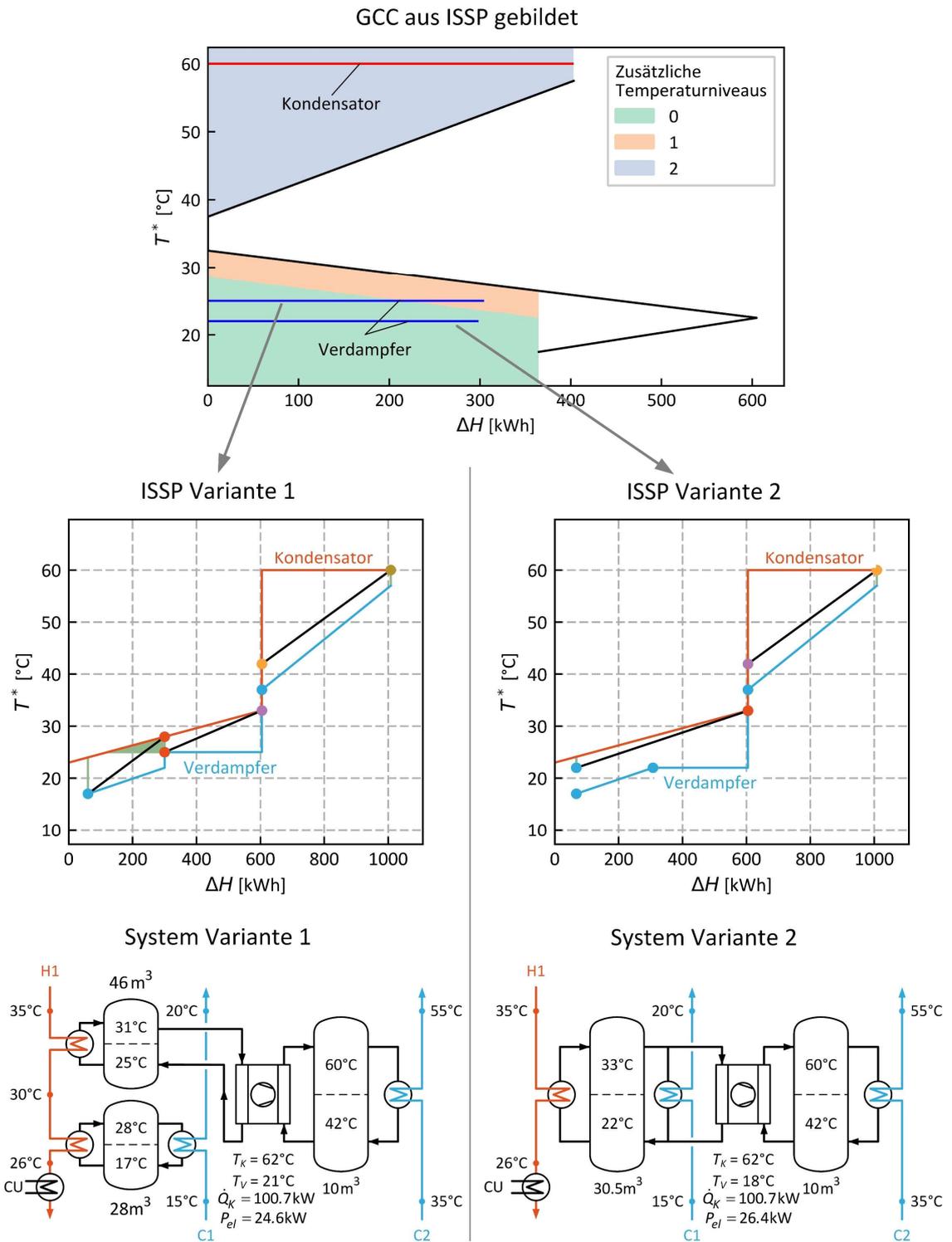


Bild 9: Links: ISSP mit 240 kWh indirekter WRG pro Batch; die Ströme sind um 2 K geshiftet. Rechts: resultierendes TES-System; man nennt dieses System «Heat Exchanger and Storage Network (HESN)».

Das in Bild 9 dargestellte System bildet die Grundlage für die WP-Integration (*Schritt 4*). Wir fokussieren uns auf den linken Pfad im Ablaufdiagramm: Die WP wird in das HESN für die indirekte WRG integriert (Bild 9, rechts). **Auf Basis der ISSP wird nun eine GCC erstellt.** Diese GCC basiert auf demselben Prinzip wie diejenige für die «herkömmliche» Pinch-Analyse. Allerdings ist bei der WP-Integration in ein Speichersystem darauf zu achten, dass je nach WP-Platzierung zusätzliche Temperaturniveaus im Speichersystem vorhanden sein müssen. Diese führt dazu, dass u.U. mehrere Speicher integriert werden müssen oder dass in Schichtspeichern mehr als zwei Schichten notwendig werden.

In der neuartigen GCC wird deshalb nicht nur das Wärmedefizit und der Wärmeüberschuss des Prozesses aufgezeigt, sondern es wird auch eine **Information zur Auswirkung der WP-Integration auf die Komplexität des Speichersystems** dargestellt (siehe Bild 10, oben). Die GCC zeigt mit farbigen Bereichen an, wie viele zusätzliche Temperaturniveaus (Schichten) im Speichersystem nötig sind, wenn die WP bei einer bestimmten Temperatur und mit einer bestimmten Wärmemenge pro Batch integriert wird.

Es ist ersichtlich, dass zur Platzierung des Kondensators oberhalb des Pinches in jedem Fall zwei neue Temperaturniveaus notwendig sind, da in der Anfangslösung oberhalb des Pinches kein Speicher benötigt wird (es sind dort keine Wärmequellen vorhanden). Unterhalb des Pinches ist die Situation eine andere: Abhängig von der Verdampfungstemperatur und der Verdampfer-Wärmemenge pro Batch wird ein zusätzliches Temperaturniveaus benötigt oder nicht. (Zusatzbemerkung, welche für den Anwender nicht entscheidend ist: Die Bereiche in der GCC werden mit dem Assignment Zone Algorithmus [9] bestimmt.)



*Bild 10: Integration der Wärmepumpe in das Speichersystem (Schritt 4, linker Pfad):
Oben: Aus der ISSP gebildete GCC. Die Bereiche, welche zu zusätzlichen Temperaturniveaus
(Schichten) im Speichersystem führen, sind farbig gekennzeichnet.
Mitte: ISSP mit integrierter WP für die zwei Varianten.
Unten: Resultierende WPTES-Systeme für die zwei Varianten.*

Der Vergleich der Varianten (*Schritt 5*) zeigt folgendes Bild:

In *Variante 1* ragt die Verdampferlinie in das Gebiet hinein, in welchem auf der kalten Seite ein zusätzliches Temperaturniveau (Schicht) im Speichersystem benötigt wird. Mit der Platzierung des Kondensators über dem Pinch kommen zwei Temperaturniveaus dazu. In Variante 1 ist der Temperaturhub kleiner und damit die WP-Effizienz grösser, das System ist jedoch relativ komplex.

In *Variante 2* befindet sich die Verdampferlinie nur im grünen Bereich, d.h. ist es kein zusätzliches Temperaturniveau auf der kalten Seite notwendig. Auf der warmen Seite kommen, wie in Variante 1, zwei Temperaturniveaus hinzu. Der Temperaturhub ist grösser und es muss eine Effizienzreduktion in Kauf genommen werden. Das Speichersystem hingegen ist mit je zwei Schichten auf der kalten und warmen Seite wesentlich einfacher.

Fazit: Der Verdampfer kann bei geeigneter Wahl der Verdampfungstemperatur ohne die Einführung eines neuen Temperaturniveaus (Schicht) integriert werden. Für die Bestimmung der minimalen Investitionskosten einer bestimmten Lösung wird eine Optimierungsrechnung durchgeführt, auf welche hier nicht näher eingegangen wird. In Tabelle 4 ist der Vergleich des Energiebedarfs sowie der Betriebs- und Investitionskosten zu finden. Die Variante 2 mit zwei Speichern ist aufgrund der besseren Wirtschaftlichkeit und geringeren Komplexität vorzuziehen.

System	Bestehende Anlage	Nur indirekte WRG (Bild 9)	Variante 1: WPTES mit 3 Speichern	Variante 2: WPTES mit 2 Speichern
Elektr.-Bedarf WP [MWh]	-	-	147.6	158.4
HU-Bedarf [MWh]	964.8	604.8	-	-
CU-Bedarf [MWh]	907.2	547.2	90.6	101.4
Investition WP [CHF]		-	148'000	148'000
Investition HESN [CHF]	-	57'000	161'000	138'000
Gesamt-Investition	-	57'000	309'000	286'000
Kosten Elektr. [CHF/a]	-	-	17'712	19'008
Kosten HU [CHF/a]	77'184	48'384	-	-
Energiekosten CU [CHF/a]	18'144	10'944	1'812	2'028
Energiekosten Total [CHF/a]	95'328	59'328	19'524	21'036
Statischer Payback		1.6	4.1	3.8
Jährliche Gesamtkosten	95'328	67'072	61'507	59'894

Tabelle 1: Vergleich von Energiebedarf, Kosten und Wirtschaftlichkeit der Varianten.

Mit diesem Arbeitsablauf ist die Ingenieurin bzw. der Planer in der Lage, die verschiedenen möglichen Varianten zur WP-Integration zu identifizieren und evaluieren. Die Wirtschaftlichkeit ist ein zentrales Kriterium, jedoch nicht das einzige. Die Komplexität, Regelbarkeit und weitere Kriterien müssen in die Evaluation einbezogen werden.

Schlussfolgerungen und Ausblick

Die in der Schweizer Industrie durchgeführten Pinch-Analysen zeigen die grossen Potenziale für die Wärmepumpen-Integration auf. Für nicht-kontinuierliche Prozesse fehlte bis anhin eine praxistaugliche Auslegungsmethode. Mit dem BFE-Projekt WPTES wird diese Lücke geschlossen. Die existierenden Methoden der Prozessintegration werden um einen wichtigen Baustein erweitert. Der entwickelte Arbeitsablauf soll Ingenieuren und Planerinnen in der Praxis helfen, Wärmepumpen und thermische Energiespeicher systematisch und kostenoptimal in nicht-kontinuierliche Prozesse zu integrieren. Mit WPTES-Systemen kann ein nicht zu unterschätzender Beitrag zur Dekarbonisierung von Industrieprozessen geleistet werden.

Der entwickelte Arbeitsablauf fügt sich nahtlos in die Pinch-Methodik ein, wie sie in der Schweiz von Ingenieurbüros und Industrieunternehmen angewendet wird. Insbesondere hervorzuheben ist, dass mit der Ableitung einer Grand Composite Curve auf Basis des Indirect Source Sink Profile eine Möglichkeit gefunden wurde, die Wärmepumpe so zu platzieren, dass sie die nach der indirekten Wärmerückgewinnung übrig bleibenden Wärmeüberschüsse und -defizite abdeckt. Der Einfluss der Wärmepumpe-Integration auf das Speichersystem wird in der GCC vor Augen geführt: Man erkennt unmittelbar, welche Konfigurationen die Komplexität des Speichersystems erhöhen.

Schon das einfache Fallbeispiel zeigt, dass die Integration einer Wärmepumpe in einen nicht-kontinuierlichen Prozess systematisch anzugehen ist. Bei einer ungünstigen Platzierung der Wärmepumpe wird das System unnötig «verkompliziert», was ohne diesen systematischen Ansatz kaum zu erkennen ist. Die Methode wurde natürlich auch auf reale, komplexe Prozesse aus Schweizer Industrieunternehmen angewendet (z.B. Prozess in Bild 1). Diese Anwendungen sind im Schlussbericht des BFE-Projekts dokumentiert [11].

Ein weiterer essentieller Punkt, der aus Platzgründen in diesem Beitrag nicht behandelt werden kann, umfasst die Regelung des WPTES-Systems. Im Projekt wurde das dynamische Verhalten des WPTES-Systems bei schwankenden Prozessstrombedingungen analysiert. Unter anderem wurde untersucht, ob und wie die Temperaturen für die Verdampfung und Kondensation sowie die Temperaturen im Speicher bei typischen Prozessstrom-Variabilitäten eingehalten werden können. Entsprechende Regelungskonzepte für den robusten Betrieb wurden erarbeitet und im Schlussbericht beschrieben [11].

Zukünftige Forschungsaktivitäten könnten beispielsweise die Erweiterung der Methode auf noch komplexere Prozesse wie «Multi-Product/Multi-Purpose»-Anlagen umfassen. Weiter könnten andere Speicher-Technologien wie z.B. mit Phasenwechselmaterialien (PCM) untersucht werden. Die Integration von PCM-Speichern wäre insbesondere bei kleinen Temperaturspreizungen interessant.

Dank

Das Autorenteam dankt dem Bundesamt für Energie und der Hochschule Luzern herzlich für die finanzielle Unterstützung sowie den Mitgliedern der Begleitgruppe (Elimar Frank, Anna Sophia Wallerand, Ludger Fischer, Jörg Worlitschek) und Vertretern des BFE (Carina Alles, Stephan Renz, Denis Billat) für die wertvollen Inputs zum Projekt.

Quellen

- [1] M.J.S. Zuberi, M. Santoro, A. Eberle, N. Bhadbhade, S. Sulzer, B. Wellig, M.K. Patel: A detailed review on current status of energy efficiency improvement in the Swiss industry sector, *Energy Policy*, 111162, 2019
- [2] Kemmler, T. Spillmann, “Analyse des schweizerischen Energieverbrauchs 2000 - 2019 nach Verwendungszwecken,” Bundesamt für Energie BFE, 2020
- [3] F. Brunner, P. Krummenacher: Einführung in die Pinch-Methode – Handbuch für die Analyse von kontinuierlichen Prozessen und Batch-Prozessen, 2. Auflage, Bundesamt für Energie BFE, 2017
- [4] I.C. Kemp: Pinch Analysis and Process Integration: A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy, Butterworth-Heinemann, Second Edition, 2006
- [5] R. Smith: Chemical Process Design and Integration, John Wiley & Sons, Second Edition, 2016
- [6] Grüniger, P. Liem, D. Olsen, L. Gitz, B. Wellig: Integration von Wärmepumpen in industrielle Prozesse mit Hilfe der Pinch-Analyse, 20. Wärmepumpentagung vom 25. Juni 2014, S. 1–12, 2014
- [7] D. Olsen, Y. Abdelouadoud, P. Liem, S. Hoffmann, B. Wellig: Integration of heat pumps in industrial processes with pinch analysis, *Proceedings of the 12th IEA Heat Pump Conference*, Rotterdam, May 15-18, 2017
- [8] D. Olsen, P. Liem, Y. Abdelouadoud, B. Wellig: Thermal energy storage integration based on pinch analysis – methodology and application, *Chemie Ingenieur Technik*, 89 (5), 2017
- [9] Y. Abdelouadoud, E. Lucas, P. Krummenacher, D. Olsen, B. Wellig: Batch process heat storage integration: A simple and effective graphical approach, *Energy*, 185, 804-818, 2019
- [10] J.A. Stampfli, M. Atkins, D. Olsen, B. Wellig, M. Walmsley: Practical heat pump and storage integration into non-continuous processes: a hybrid approach utilizing insight based and nonlinear programming techniques, *Energy*, 182, 236-253, 2019
- [11] R. Agner, B. Ong, E. Lucas, J.A. Stampfli, D. Olsen, P. Krummenacher, B. Wellig: Integration von Wärmepumpen und thermischen Energiespeichern in nicht-kontinuierliche Industrieprozesse – WPTES», Schlussbericht, Bundesamt für Energie BFE, erhältlich im Herbst 2021

Abkürzungsverzeichnis

Die im Bereich Wärmepumpe meist gebrauchten Abkürzungen sind nachfolgend 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
FKW	Fluor-Kohlen-Wasserstoffe (Kältemittel)
FWS	Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz
HFO	Hydro-Fluor-Olefine (Kältemittel)
HFKW	teilhalogenierte Fluor-Kohlen-Wasserstoffe
HPT	Heat Pumping Technologies (IEA Collaboration Programme)
Hzg.	Heizung
IEA	Internationale Energie Agentur
JAZ	Jahresarbeitszahl (AZ über ein Jahr oder eine Heizperiode gemessen)
L/W	Luft/Wasser
LZ	Leistungsziffer, siehe AZ
Min.	Minimum
Max.	Maximum
PV	Photovoltaik
RL	Rücklauf
S/W	Sole/Wasser
SP	Technischer Speicher
Temp.	Temperatur
th	thermisch
VL	Vorlauf
WA	Wärmeabgabe (meist Radiatoren oder Fussbodenheizung)
WP	Wärmepumpe
WW	Warmwasser (gleich wie BWW)
W/W	Wasser/Wasser

Adressen Referenten und Referentinnen

Thibaut Abergel

IEA International Energy Agency
Sustainability, Technology and Outlooks
9 rue de la Fédération
F-75739 Paris Cedex 15
Thibaut.ABERGEL@iea.org

Jonas Schönenberger

Frigo-Consulting AG
Lerzenstrasse 8
8953 Dietikon
j.schoenenberger@frigoconsulting.ch

Markus Rütli

Genossenschaft Migros Luzern
Industriestrasse 2
6036 Dierikon
markus.ruetti@migrosluzern.ch

Guillaume Cuvillier

CSD Ingenieurs
Chemin de Montelly 78
1000 Lausanne 16
g.cuvillier@csd.ch

Thomas Nowak

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

David Zogg

Smart Energy Engineering GmbH
Fliederstrasse 10
5417 Untersiggenthal
david.zogg@smart-energy-engineering.ch

Paul Friedel

BDH Business Development Holland
Stationsplein 128
NL-3844 KR Harderwijk
friedel@bdho.nl

Carsten Wemhöner

Ostschweizer Fachhochschule Ost
Institut für Energietechnik
Oberseestrasse 10
8640 Rapperswil
carsten.wemhoener@hsr.ch

Enrico Da Riva

Haute Ecole d'Ingénierie et de Gestion
du Canton de Vaud HEIG-VD
Institut de Génie Thermique (IGT)
Avenue des sports 20
1400 Yverdon-les-Bains
enrico.dariva@heig-vd.ch

Veronika Wilk

AIT Austrian Institute of Technology
Giefinggasse 2
A- 1210 Vienna
veronika.wilk@ait.ac.at

Beat Wellig

Hochschule Luzern – Technik & Architektur
CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik
Technikumstrasse 21
6048 Horw
beat.wellig@hslu.ch

Adressen Organisationsteam

Bundesamt für Energie BFE (www.bfe.admin.ch)

Stephan Renz

Leitung Forschungsprogramm
Wärmepumpen und Kältetechnik
des Bundesamts für Energie
c/o
Beratung Renz Consulting
Elisabethenstrasse 44
4010 Basel
Tel. 061 271 76 36
info@renzconsulting.ch

Carina Alles

Bundesamt für Energie BFE
Sektion Energieforschung und Cleantech
3003 Bern
Tel. 058 462 43 43
carina.alles@bfe.admin.ch

Rita Kobler

Bundesamt für Energie BFE
Sektion Erneuerbare Energien
3003 Bern
Tel. 058 463 30 14
rita.kobler@bfe.admin.ch

Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz FWS (www.fws.ch)

Stephan Peterhans
Geschäftsführer

Informationsstelle Wärmepumpen
Steinerstrasse 37
3006 Bern

Claudia Müller
Leitung Informationsstelle

Tel. 031 350 40 65
claudia.mueller@fws.ch; stephan.peterhans@fws.ch

Centre d'information pour les pompes à chaleur
Chemin de Tabac-Rhône 12
1893 Illarsaz
info@pac.ch

Centro d'informazione per le pompe di calore
c/o Associazione TicinoEnergia
Via San Giovanni 10
6500 Bellinzona
milton.generelli@ticinoenergia.ch

**DIE ZEIT DER
FOSSILEN
IST LÄNGST
VORBEI**

**Wärmepumpen von
alpha innotec –
geschaffen für ein
besseres Klima.**

