



# Wärme für Ihr Heim: im Kreislauf mit der Natur.

Die BKW fördert die Entwicklung und den Einsatz von Wärmepumpen seit langer Zeit und setzt sich für ökologische und energieeffiziente Systeme ein. Dabei unterstützen wir unsere Kunden wie auch die Fachpartner.

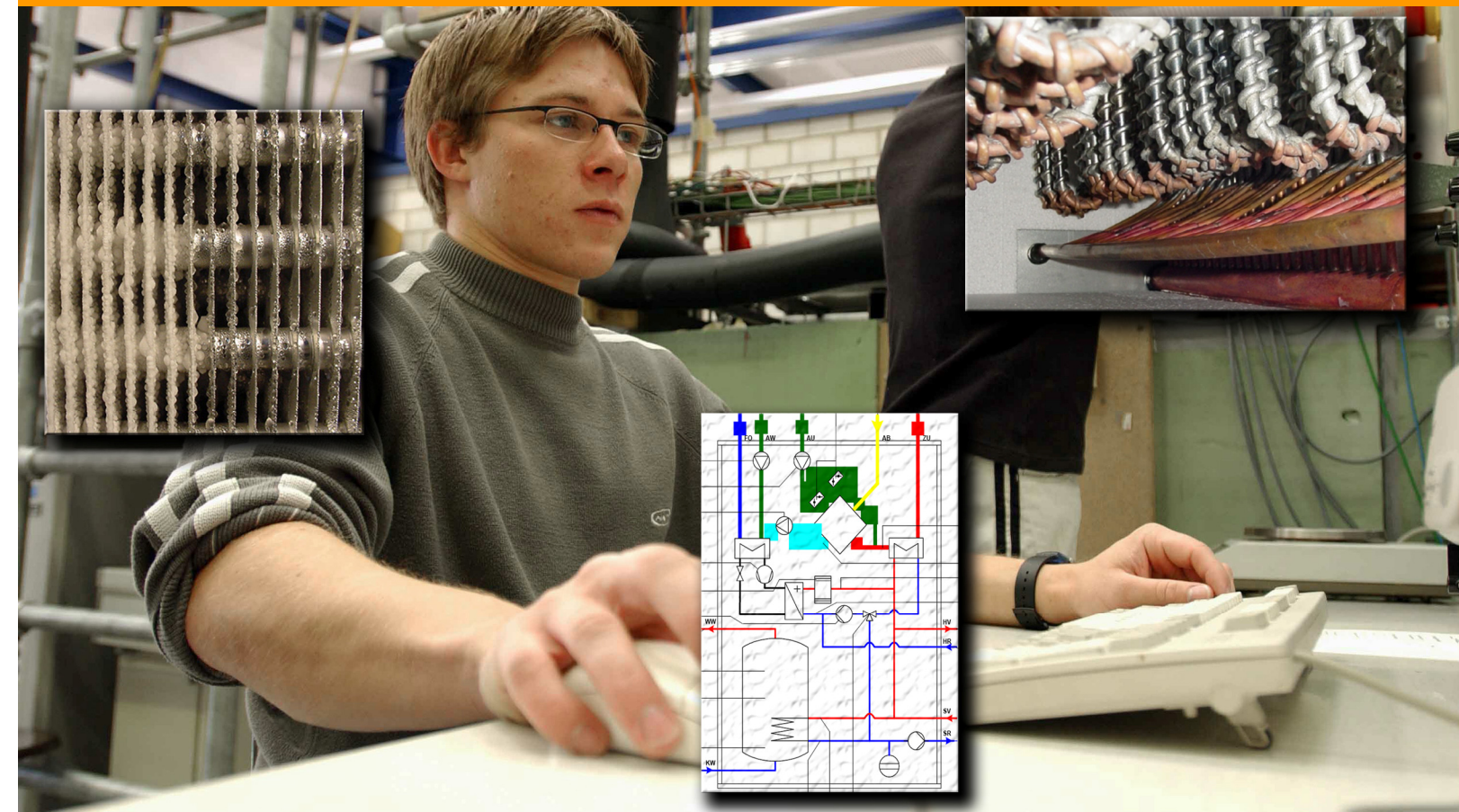
BKW FMB Energie AG  
www.bkw-fmb.ch



## News aus der Wärmepumpen-Forschung

Luft-Wasser-Wärmepumpe – Magnetische Wärmepumpe –  
Wärmepumpe zum Heizen und Kühlen

Mittwoch, 13. Juni 2007 HTI Burgdorf



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

Hrsg.:  
Thomas Kopp  
Fabrice Rognon



Schweizerische Eidgenossenschaft  
Confédération suisse  
Confederazione Svizzera  
Confederaziun svizra

Bundesamt für Energie BFE

# News aus der Wärmepumpen-Forschung

Luft-Wasser-Wärmepumpe – Magnetische Wärmepumpe  
– Wärmepumpe zum Heizen und Kühlen

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

13. Juni 2007  
Berner Fachhochschule  
HTI Burgdorf

Thomas Kopp und Fabrice Rognon (Hrsg.)



Schweizerische Eidgenossenschaft  
Confédération suisse  
Confederazione Svizzera  
Confederaziun svizra

Bundesamt für Energie BFE

Alle Beiträge dieses Tagungsbands können ab Juli 2007 von der folgenden Internet-Adresse heruntergeladen werden:  
Forschungsprogramm Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung (UAW) des  
Bundesamts für Energie (BFE)  
[www.waermepumpe.ch](http://www.waermepumpe.ch)



## Vorwort

# News aus der Wärmepumpen-Forschung

*Die diesjährige Wärmepumpen-Tagung behandelt neben einem Einblick in die internationalen Forschungsaktivitäten drei Themenbereiche. Zum einen geht es um die Optimierung von Luft-Wasser-Wärmepumpen, wobei auch das Vereisungsverhalten besonders unter die Lupe genommen wurde, zum andern wird über den aktuellen Stand der magnetischen Wärmepumpe berichtet und ob diese bei Schweizer Verhältnissen als machbar erachtet wird. Und als drittes, ebenfalls höchst interessantes Gebiet gilt das Kühlen mit Wärmepumpen-Anlagen. Ein Thema, das durch die moderne Architektur deutlich an Brisanz gewonnen hat.*

*Das Forschungsprogramm des Bereichs Umgebungswärme vom Bundesamt für Energie (BFE) will erneut Einblicke in die neuesten Resultate der Forschungsteams geben. Gleichzeitig ist es uns ein Anliegen, im intensiven Dialog die Bedürfnisse von Forschung und Entwicklung zu besprechen und Weichen für die künftigen Themen und Zielsetzungen zu stellen.*

*Die Präsentation von Forschungs- und Entwicklungsvorhaben wird aber nicht nur für Forschende von Interesse sein, sondern auch Hersteller, Planer und Installateure ansprechen. Für sie werden die Informationen einerseits wertvolle Impulse für ihre jeweiligen Anwendungsgebiete geben, andererseits können sie die Anliegen der Praxis sinnvoll einbringen. Wir freuen uns auf eine anregende Diskussion, auf eine Tagung mit neuen Meilensteinen und auf einen freundschaftlichen Gedanken-Austausch.*

**Prof. Dr. Thomas Kopp**

Programmleiter Forschung +Entwicklung

**Fabrice Rognon**

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



Avant-propos

## Nouvelles de la recherche en pompes à chaleur

*Le symposium pompes à chaleur de cette année transmettra, outre un aperçu de la recherche internationale, des informations approfondies sur trois domaines. Premièrement, l'air, qui constitue la source la plus universelle. La PAC air-eau a encore un grand potentiel d'optimisations, surtout en ce qui concerne le dégivrage. Ensuite, nous ferons le point des travaux sur la PAC magnéto-calorique, notamment sur sa faisabilité et son adéquation aux exigences dans la pratique. Enfin nous reprendrons la production combinée de chaud et de froid, un sujet toujours plus actuel dans l'architecture moderne.*

*Le programme de recherche et développement (R&D) du domaine chaleur ambiante, CCF, froid de l'Office fédéral de l'énergie tient à vous informer des tous derniers développements des équipes de chercheurs. En outre, nous souhaitons ouvrir le dialogue avec les acteurs du marché afin de mieux cerner leurs besoins en R&D et d'affiner nos objectifs.*

*La présentation des résultats ne s'adresse pas qu'à des chercheurs mais surtout aux fabricants, aux ingénieurs et aux installateurs. Les informations visent à stimuler les applications et à mettre les chercheurs à l'écoute. Nous nous réjouissons de partager cette journée, espérons des échanges aussi amicaux que fructueux et vous souhaitons un excellent symposium.*

**Prof. Dr. Thomas Kopp**

*Chef du programme recherche & développement*

**Fabrice Rognon**

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

## Referenten

**Thomas Kopp**

Prof., Dr.sc.techn. ETHZ, dipl.Masch.Ing. ETHZ  
Programmleiter des BFE-Forschungsprogramms  
Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung, Kälte  
Professor für Thermodynamik und Energietechnik  
Hochschule für Technik Rapperswil HSR  
CH-8640 Rapperswil  
*tkopp@hsr.ch*

**Carsten Wemhöner**

Dipl. Ing. TH, Wissenschaftlicher Mitarbeiter  
Fachhochschule Nordwestschweiz, Hochschule für  
Architektur, Bau und Geomatik  
Institut Energie am Bau  
St. Jakobs-Strasse 84  
CH-4132 Muttenz  
*carsten.wemhoener@fhnw.ch*

**Thomas Afjei**

Prof., Dr. sc. techn. ETH, Dozent Gebäudetechnik  
Fachhochschule Nordwestschweiz, Hochschule für  
Architektur, Bau und Geomatik  
Institut Energie am Bau  
St. Jakobs-Strasse 84  
CH-4132 Muttenz  
*thomas.afjei@fhnw.ch*

**Peter Egolf**

Prof., Dr. sc. nat. ETHZ  
Haute Ecole d'Ingénierie et de Gestion du Canton de Vaud  
Leiter der Numerikgruppe des „Institut Génie Thermique“  
Avenue des Sports 14  
CH-1401 Yverdon-les-Bains  
*peter.egolf@heig-vd.ch*

**Osmann Sari**

Prof. Dr.  
Haute Ecole d'Ingénierie et de Gestion du Canton de Vaud  
Institut de Génie Thermique  
Avenue des Sports 14  
CH-1401 Yverdon-les-Bains  
*osmann.sari@heig-vd.ch*

**Patrice Anstett**

Ingénieur HES en génie thermique  
Directeur Tecnoservice Engineering SA  
Case postale 433  
CH-2074 Marin-Épagnier  
*patrice.anstett@tecnoservice.ch*

**Karl Hilfiker**

Prof. Dr. Ing.  
Hochschule Technik + Architektur Luzern  
CC Thermische Energiesysteme und Verfahrenstechnik  
Technikumstrasse 21  
CH-6048 Horw  
*helfiker.karl@bluewin.ch*

**Lukas Gasser**

dipl. Ing. FH  
Hochschule Technik + Architektur Luzern  
CC Thermische Energiesysteme und Verfahrenstechnik  
Technikumstrasse 21  
CH-6048 Horw  
*tagasser@hta.fhz.ch*

**Beat Wellig**

Dr. Ing.  
Hochschule Technik + Architektur Luzern  
CC Thermische Energiesysteme und Verfahrenstechnik  
Technikumstrasse 21  
CH-6048 Horw  
*beat.wellig@hta.fhz.ch*

**Hans Rudolf Gabathuler  
Hans Mayer**

dipl. Ing. FH  
dipl. Ing. FH  
Gabathuler AG  
Beratende Ingenieure  
Kirchgasse 23  
CH-8253 Diessenhofen  
*gabathuler.ag@bluewin.ch*

**Peter Hubacher**

dipl. Ing. HTL  
Hubacher Engineering  
Tannenbergsstrasse 2  
CH-9032 Engelburg  
*he-ko@bluewin.ch*



# Inhaltsverzeichnis

|                                                                                                     |            |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>Nationale und internationale Wärmepumpen-Forschung</b><br>Thomas Kopp                            | <b>9</b>   |
| <b>IEA-HPP: Berichte aus dem Annex 28 und 32</b><br>Carsten Wemhöner                                | <b>19</b>  |
| <b>Berechnung des Jahresnutzungsgrads von Kompakt-Wärmepumpen</b><br>Thomas Afjei                   | <b>31</b>  |
| <b>Standardlösungen für effizientes Heizen und Kühlen mit Wärmepumpen</b><br>Carsten Wemhöner       | <b>39</b>  |
| <b>Magnetische Wärmepumpe für ein Erdregister-Fussboden-Heizungssystem</b><br>Peter Egolf           | <b>47</b>  |
| <b>Réfrigération et Pompe à chaleur Magnétique</b><br>Osmann Sari                                   | <b>55</b>  |
| <b>Pompe à chaleur CO<sub>2</sub> dans un hôpital – resultats et expériences</b><br>Patrice Anstett | <b>65</b>  |
| <b>Energieumwandlungen mit Exergie-Analyse richtig bewerten</b><br>Karl Hilfiker                    | <b>75</b>  |
| <b>Mit Exergie-Analyse das Verbesserungspotenzial aufzeigen</b><br>Lukas Gasser                     | <b>87</b>  |
| <b>Effiziente Luft-Wasser-Wärmepumpe trotz Eis und Frost – Projekt LOREF</b><br>Beat Wellig         | <b>99</b>  |
| <b>Optimierte Warmwasserbereitung mit Wärmepumpen</b><br>Hans Rudolf Gabathuler                     | <b>115</b> |
| <b>Witterungsgeführter Laderegler</b><br>Peter Hubacher                                             | <b>131</b> |
| Abkürzungsverzeichnis                                                                               | <b>141</b> |
| Nützliche Adressen                                                                                  | <b>142</b> |



Thomas Kopp  
Prof., Dr.sc.techn. ETHZ, dipl.Masch.Ing. ETHZ  
Programmleiter des BFE-Forschungsprogramms Umgebungswärme,  
Wärme-Kraft-Kopplung, Kälte  
Professor für Thermodynamik und Energietechnik  
Hochschule für Technik Rapperswil HSR  
CH-8640 Rapperswil  
*tkopp@hsr.ch*  
*www.waermepumpe.ch*

# Nationale und internationale Wärmepumpen-Forschung

## *Zusammenfassung*

*Der Vortrag gibt einen Überblick über die nationalen und internationalen Aspekte der Forschung im Bereich der Wärmepumpen-Technologie. Auf der nationalen Ebene wird auf die Aufgaben des Bundesamtes für Energie eingegangen, insbesondere wird die künftige Ausrichtung des Forschungsprogrammes Umgebungswärme dargestellt. Im Bereich der internationalen Aktivitäten werden auf der europäischen Ebene das SHERHPA-Projekt und die Aktivitäten der Internationalen Energie-Agentur IEA dargestellt. Die Organisation und die Tätigkeiten des Implementing Agreement „Heat Pumping Technologies“ werden vorgestellt und die Mitarbeit und Einflussnahme von Forschern aus der Schweiz werden aufgezeigt. Schliesslich wird über die 9. Internationale Wärmepumpen-Konferenz vom 20. – 22. Mai 2008 in Zürich orientiert.*

## *Abstract*

*This presentation gives an overview of national and international research activities in the field of heat pumping technologies. On the national level, the aims of the SFOE Swiss Federal Office of Energy are presented, with a special focus on the future activities in the research program ‘ambient heat’. In the field of international activities, the European SHERHPA project and the various activities of the International Energy Agency are presented. The work of the Implementing Agreement ‘Heat Pumping Technologies’ is introduced and the possibilities of cooperation and contributions by Swiss researchers are shown. Finally, latest information is given about the 9<sup>th</sup> International Heat Pump Conference which will be held in Zürich from 20 May to 22 May 2008.*

## Ziel des Vortrages

Im Zuge der Internationalisierung der Aktivitäten im Bereich der Wärmepumpen-Technologie soll über nationale und internationale Forschungsaktivitäten orientiert werden. Während die folgenden Vorträge der Tagung einzelne nationale Forschungsprojekte vorstellen, möchte dieser Einführungsvortrag auch einen Überblick über die internationalen Forschungsaktivitäten geben. Insbesondere sollen die Aktivitäten des Heat Pump Programms der IEA präsentiert werden.

## Nationale Forschung

Die Aktivitäten der Forschung und Entwicklung im Bereich Wärmepumpen in der Schweiz kann in folgende Bereiche unterteilt werden:

- Hersteller
- Private Organisationen
- Kantone
- Bund

Jede Trägerschaft verfolgt dabei individuelle, sektorabhängige Zielsetzungen.

Die **Hersteller** betreiben F+E, um ihre Marktposition zu stärken. Die Zielrichtung ist klar kommerziell orientiert, als Output müssen verkaufbare Produkte entstehen. In letzter Zeit wurden im Bereich der kleineren Serien-Wärmepumpen leider auch Tendenzen beobachtet, die nicht mehr die Verbesserung der ökologischen Aspekte Wirkungsgrad und Umwelteinflüsse anstreben, sondern einen tiefen Verkaufspreis. So stellte das WPZ im vergangenen Jahr eine Abnahme der COP-Werte bei einigen Luft-Wasser- und Sole-Wasser-Wärmepumpen fest [1]. Diese unerfreuliche Tendenz dürfte durch Kostenminimierung der Produkte bedingt sein.

In der Schweiz unterstützen verschiedene **Private Organisationen** die Energieforschung. Verdankenswerterweise unterstützt die Gebert-Rüf-Stiftung das BFE-Projekt „Démonstrateur Magnétique“ (vgl. Seite 55). Seit der NEFF (Nationaler Energie-Forschungs-Fonds) aufgelöst wurde, finanzieren die Branchenverbände der Hauptenergieträger eigene Forschungsaktivitäten. Obwohl die Unterstützung von Forschung allgemein sicher nur positiv sein kann, muss doch kritisiert werden, dass diese Fonds mit kleinerer oder grösserer Ausschlusslichkeit nur Projekte zur Förderung der entsprechenden Energie unterstützen. Energieforschungsprojekte werden vom FOGA (Energieforschungsfonds der schweizerischen Gasindustrie, [www.svgw.ch](http://www.svgw.ch)), vom FEV (Forschungsfonds der schweizerischen Erdölvereinigung, [www.erdoel.ch](http://www.erdoel.ch)) und vom neuen Forschungsfonds „swisselectric research“ ([www.swisselectric-research.ch](http://www.swisselectric-research.ch)) unterstützt.

Die **Kantone** und auch grössere Städte haben zum Teil eigene Energieleitbilder erarbeitet und stellen in beschränktem Umfang Geldmittel für Erreichung und Umsetzung dieser Ziele zur Verfügung. Zudem werden auch marktpolitische Massnahmen finanziert. In den letzten Jahren haben sich die Kantone Zürich und die beiden Basel aber auch die Stadt Zürich direkt an BFE-Projekten beteiligt.

Der **Bund** beeinflusst die Energiesituation mittels der Aktivitäten des Bundesamtes für Energie (BFE), der Förderung von F+E-Projekten durch die KTI und durch verschiedene

Projekte im ETH-Bereich. Das BFE ist das Kompetenzzentrum für Fragen der Energieversorgung und der Energienutzung im Eidgenössischen Departement für Umwelt, Verkehr, Energie und Kommunikation (UVEK). Die Aufgaben des BFE sind [2]:

- schafft die Voraussetzung für eine ausreichende, krisenfeste, breit gefächerte, wirtschaftliche und nachhaltige Energieversorgung
- sorgt für hohe Sicherheitsstandards bei der Produktion, dem Transport und der Nutzung von Energie
- setzt sich ein für eine effiziente Energienutzung, für die Erhöhung des Anteils an erneuerbaren Energien sowie für die Senkung der CO<sub>2</sub>-Emissionen
- fördert und koordiniert den Aufbau neuer Märkte für eine nachhaltige Energieversorgung und -nutzung.

In der Abteilung „Energieeffizienz und erneuerbare Energien“ investierte das BFE in den letzten Jahren circa 45 und in früheren Jahren circa 55 Mio. CHF pro Jahr in die Erreichung der energie- und umweltpolitischen Ziele. Mit dem Programm *EnergieSchweiz* wird versucht, direkt in das Verhalten der Bevölkerung und des Marktes einzugreifen und den Einsatz der erneuerbaren Energien und der rationellen Energienutzung in Industrie, Gewerbe, im Dienstleistungssektor und in der Mobilität zu fördern. Ueber die Aktivitäten von *EnergieSchweiz* informiert regelmässig der kostenlose Newsletter [3] und die Jahresberichte [4].

Mit den Ressortforschungsprogrammen unterstützt das BFE die Weiterentwicklung der Technologien und den Wissenstransfer in die Praxis. Im Moment werden folgende Gebiete in vier Hauptgruppen bearbeitet:

#### **Effiziente Energienutzung**

- Gebäude (inkl. Solararchitektur)
- Verkehr
- Batterien, Supercaps
- Elektrizitätstechnologien und -anwendungen
- Netze
- Wärme-Kraft-Kopplung
- Verbrennung
- Kraftwerk 2020
- Brennstoffzellen
- Verfahrenstechnische Prozesse

#### **Erneuerbare Energien**

- Solarwärme (inkl. Speicherung)
- Photovoltaik
- Industrielle Solarenergienutzung
- Wasserstoff
- Umgebungswärme (Wärmepumpen)
- Holz
- Biomasse (ohne Holz)
- Kleinwasserkraftwerke
- Wasserkraft (grosse Werke)
- Geothermie
- Wind



**Kernenergie**

- Kernspaltung und nukleare Sicherheit
- Regulatorische Sicherheitsforschung
- Kernfusion

**Energiewirtschaftliche Grundlagen**

- Energiepolitik, Oekonomie, Gesellschaft, Umwelt
- Technologie-Transfer.

Die Aktivitäten in den Ressorts werden alle vier Jahre durch die eidgenössische Energieforschungskommission CORE (Commission pour la Recherche Energétique) festgelegt. Gegenwärtig ist das Konzept der Energieforschung des Bundes 2008 bis 2011 in der Vernehmlassung; Zusammenfassung siehe [5].

**UAW-Programm des BFE**

Im Forschungsprogramm UAW „Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung, Kälte“ werden für den Zeitraum 2008 bis 2011 im Bereich „Umgebungswärme“ folgende Schwerpunkte genannt:

**Steigerung der Effizienz**

- Übergang zu neuen Technologien: neue Kreisprozesse (überkritisch, mehrstufig, lastabhängig), neue Kältemittel, magneto-kalorischer Effekt
- Entwicklung von Schlüsselkomponenten, insbesondere für hohe Temperaturen (Kompressor, Expansionsventil, Verdampfer)
- Grundlagen für den Einsatz zweiphasiger Stoffe in der Wärmespeicherung und -verteilung.

**Systemoptimierung**

- Ganzheitliche Betrachtung vom System Wärmequelle – Wärmepumpe – Wärmespeicherung – Wärmeabgabe zusammen mit dem Gebäude und dessen Nutzung
- Entwicklung von Systemen für Mehrfach-Nutzung (Heizen, Warmwasser, Wärmerückgewinnung, Entfeuchten)
- Anpassungsfähige, auf Prognosen basierte Regelung.

**Standardisierung zur Senkung der Kosten**

- Erschliessung von Wärmequellen
- Neue Wege für den Einbau des Heizungssystems (plug and play). Dies gilt insbesondere für Systeme mit Mehrfachnutzung
- Miniaturisierung mittels Kleinstkompressoren und Mikro-Wärmetauschern unter 5 kW thermischer Leistung zwecks Integration in Gebäude-Elementen.

Dem Programm Umgebungswärme steht pro Jahr ca. 1 Mio. CHF zur Verfügung. Ab 2007 können auch wieder P+D-Projekte unterstützt werden. Über die Aktivitäten wird in der heutigen, schon traditionellen Tagung und auf der webseite [www.waermepumpe.ch](http://www.waermepumpe.ch) bzw. [www.pompeachaleur.ch](http://www.pompeachaleur.ch) regelmässig berichtet. Alle Zwischen- und Schlussberichte werden auch auf der webseite [www.energieforschung.ch](http://www.energieforschung.ch) aufgelegt.

## Internationale Forschung

Im Rahmen der internationalen Forschung sind neben den Aktivitäten der einzelnen Länder vor allem Aktivitäten der European Heat Pump Association EHPA, der Europäischen Union EU und der Internationalen Energieagentur IEA zu verzeichnen.

### EHPA (European Heat Pump Association) und EU

Die EHPA wurde im Februar 2000 als Non-Profit-Organisation von europäischen Wärmepumpenherstellern gegründet. Das Ziel der Vereinigung ist die Förderung der Bekanntheit und der Entwicklung der Wärmepumpentechnologie. Obwohl die Hauptaktivitäten kommerzieller Natur sind, haben einige Aktivitäten Forschungscharakter [6]:

- EHPN: European information platform for heat pump technology
- EU-CERT Project: A European training and quality campaign for heat pump installers
- GROUND-REACH Project: Wide introduction of ground source heat pumps to reach the Kyoto targets
- SHERHPA Project: Development of innovative heat pumps using natural refrigerants
- EARTH Project: Extend Accredited Renewables Training for Heating.

Im SHERHPA-Projekt [7] (Sustainable Heat and Energy Research for Heat Pump Applications) sind 18 KMU's aus 11 Ländern beteiligt. Die F+E-Arbeiten werden an 9 Zentren aus 9 verschiedenen Ländern bearbeitet. Das Ziel des Projektes besteht in der Entwicklung von kostengünstigen Wärmepumpen, die auch in künftigen umweltpolitischen Rahmenbedingungen bestehen können. Es konzentriert sich deshalb auf die natürlichen Kältemittel Ammoniak, Kohlenwasserstoffe und CO<sub>2</sub>. In der ersten Projekthälfte werden Komponenten und Sub-Systeme entwickelt, getestet und optimiert. In der zweiten Projekthälfte werden Prototypen gebaut und zuerst in Laboratorien und danach in Feldtests geprüft. Parallel zu diesen Aktivitäten wird ein Trainingsprogramm angeboten. Die Gesamtkosten des Projektes belaufen sich auf 3.1 Mio. Euro, wobei 2.1 Mio. Euro von der EU finanziert werden (6. Rahmenprogramm). Die Aufgaben wurden in „work packages“ unterteilt:

- WP1: Entwickeln und Auswählen der kritischen Komponenten Kompressor und Wärmetauscher (University of Padova)
- WP2: Neue Control-Strategien (University College Dublin)
- WP3: Hydrocarbon heat pumps (University of Valencia)
- WP4: Ammonia heat pumps (Royal Institute of Technology Stockholm)
- WP5: CO<sub>2</sub> heat pumps (Arsenal Research Wien)
- WP6: System integration (UMIST University of Manchester Institute of Science and Technology)
- WP7: Analysis and dissemination of information (FIZ Karlsruhe)
- WP8: Training (Greth Grenoble)
- WP9: Management: Projektleitung (Greth Grenoble; Dr. B. Thonon).

Das SHERHPA Projekt ist das grösste gemeinsame Arbeitsvorhaben im Bereich Wärmepumpen. Es wurde durch das 6. Rahmenprogramm der EU massgeblich mitfinanziert. Weitere EU-Projekte im Bereich der Wärmepumpen mit Beteiligung der Schweiz sind dem Autor nicht bekannt.

## Internationale Energieagentur IEA

Die Internationale Energieagentur IEA wurde 1974 als Folge der 1. Ölkrise gegründet und wird heute von 26 Mitgliedstaaten getragen. Die ursprüngliche Aufgabe der IEA war die internationale Koordination von Massnahmen bei Öllieferungs-Engpässen. Heute beobachtet die IEA nach wie vor die Verfügbarkeit von fossilen Energieträgern, beschäftigt sich aber auch intensiv mit Fragen der Klimaveränderung, Energietechnologie, Technologie-Zusammenarbeit und Marktreformen, insbesondere auch mit Nicht-Mitglied-Ländern [8]. Die IEA koordiniert die Aktivitäten in permanenten Arbeitsgruppen „Standing groups“ und „working parties“. Zusätzlich können sich die verschiedenen Länder je nach Interesse in spezialisierten Unterorganisationen, den so genannten IA (Implementing Agreements), zusammenschliessen. Im Moment bestehen 41 IA's (vgl [9]), von Advanced Fuel Cells bis Wind Energy Systems. Die Schweiz ist in folgenden IA vertreten:

- Advanced Fuel Cells
- Advanced Motor Fuels
- Bioenergy
- Buildings and Community Systems
- Electricity Network Analysis, R&D
- Emissions Reduction in Combustion
- Energy Conservation in Buildings and Community Systems
- Energy Technology Data Exchange (ETDE)
- Energy Technology systems Analysis Programme
- Fusion Materials
- Geothermal Energy Research and Technology
- Greenhouse Gas Derived from fossil Fuel Use
- Heat Pumping Technologies
- High-Temperature Superconductivity on the Electric Power Sector
- Hybrid and Electric Vehicles Technologies
- Industrial Energy-Related Technology Systems
- Photovoltaic Power Systems
- Production and Utilisation of Hydrogen
- Radiation damage in Fusion Materials
- Solar Heating and Cooling Systems
- Solar-PACES
- Wind Energy Systems

In einem IA werden Fragen der entsprechenden Technologie bearbeitet und gemeinsame Aktivitäten in Promotion, Marktentwicklung und Forschung und Entwicklung umgesetzt. Die IA werden von Chair und Vice-Chair geführt und unterhalten meistens ein Sekretariat und eine website. Die gemeinsamen Forschungsaktivitäten, zu denen sich die Länder individuell bekennen, werden „Annex“ genannt und von einem „Operating Agent“ geleitet. Die Resultate der gemeinsamen Forschungsaktivitäten werden in Reports dargestellt, die üblicherweise zuerst den Mitgliedsländern offen stehen, also in der Regel nicht sofort öffentlich zugänglich sind. Dies ist ein Mechanismus, der die verschiedenen Länder zum gemeinsamen Arbeiten anhalten soll.

## HPP (Heat Pumping Technologies) der IEA

Dem IA Heat Pumping Technologies (oder auch HPP Heat Pump Programme genannt) gehören 11 Staaten an: Austria, Canada, Germany, France, Japan, Netherlands, Norway, Sweden, Switzerland, United Kingdom, United States. Mit folgenden Staaten sind Gespräche über einen Beitritt im Gange: China, Belgium, Czech Republic, Italy, Korea, Slovakia.

Im Annual Report 2006 des Heat Pump Programmes [9] werden die strategischen Ziele des HPP wie folgt genannt:

- Quantifizierung der energie- und umwelttechnischen Vorteile von Wärmepumpen und weltweite Information
- Marktförderung von Wärmepumpen
- Unterstützung und Entwicklung von internationalen R+D-Aktivitäten
- Förderung der Zusammenarbeit und des Informationstransfers

Das Sekretariat des HPP ist beim Schwedischen Materialprüfinstitut SP in Borås angesiedelt. Die website [www.heatpumpcentre.org](http://www.heatpumpcentre.org) wurde 2006 zwischen 15'000 und 20'000 Mal pro Monat angewählt. Der newsletter [11] wird 3 bis 4 Mal pro Jahr in einer Vollversion für Leser aus Mitgliedstaaten und einer Kurzversion für weltweite Verbreitung kostenlos publiziert. Die Finanzierung der Aktivitäten des HPP erfolgt durch Beiträge der Mitgliedstaaten. „Kleine“ Länder zahlen 10'000 Euro/Jahr, „mittlere“ Länder 15'000 Euro und „grosse“ Länder 40'000 Euro. Die Schweiz zahlt 10'000 Euro pro Jahr an das IEA HPP. Unter der Führung des früheren Chairman Dr. Rune Aarlien (Norway) und der heutigen Chairlady Dr. Sophie Hosatte (Canada) wurden viele interessante gemeinsame Forschungsaktivitäten in Form eines Annex bearbeitet. Gegenwärtig laufen folgende Projekte:

- Annex 29: Ground Source Heat Pumps – Overcoming market and Technical Barriers (Canada, Japan, Norway, Sweden, US, Austria (Operating Agent))
- Annex 30: Retrofit Heat Pumps for Buildings (France, Netherlands, Sweden, Germany (Operating Agent))
- Annex 31: Advanced Modeling and Tools for Analysis of Energy Use in Supermarkets (Canada, Germany, Seden (Operating Agent))
- Annex 32: Economical Heating and Cooling Systems for Low Energy Houses (Canada, Germany, Sweden, US, Switzerland (Operating Agent))
- Annex 33: Compact Heat Exchangers in Heat Pumping Equipment (France, Japan, Netherlands, Sweden, US, UK (Operating Agent)).

Die Operating Agents koordinieren die Aktivitäten und erarbeiten Zwischen- und Schlussberichte. Jeder Annex betreibt üblicherweise eine eigene website. Die Reports können beim Sekretariat des HPP, üblicherweise unter Verrechnung einer Schutzgebühr, bestellt werden.

Die Arbeiten in einem Annex können IEA-offiziell starten, wenn mindestens 3 Länder eine Zusage zu den Arbeiten geben. Alle Annex-Arbeiten müssen von den partizipierenden Ländern finanziert werden, zusätzlich muss eine finanzielle Unterstützung an den Operating Agent für die Koordination bzw. Führung des Annex geleistet werden.

Gegenwärtig werden im IEA-HPP folgende Themen als „potenzielle Annexe“ diskutiert:

- Easier and more efficient use of heat pumps in buildings / Air Conditioning in large commercial buildings
- Standardisation development, seasonal Energy Efficiency of heat pumps
- Heat pumping technologies in the industrial sector
- Commissioning tools
- The role for air-condition in demand-side management
- Environmental impact of refrigerants
- Gas-driven heat pumps
- Heat pipes and heat pumps
- CO<sub>2</sub>-heat pump activities
- Hot water domestic heat pumps.

Die Vorschläge werden von einzelnen Mitgliedern portiert, sie sind je nach der Interessenslage der anderen Mitglieder noch Skizzen oder schon konkretere Arbeitsprogramme. Die Schweiz ist bereit, sich in vielen interessanten Bereichen zu engagieren, muss sich aber auf diejenigen Gebiete beschränken, wo ein konkretes Interesse der Schweizerischen Wärmepumpen-Szene (Markt, Forschungsinstitute, BFE) vorliegt. Die Entscheidung über eine konkrete Beteiligung der Schweiz in einem neuen Annex wird vom BFE gefällt. Dabei werden auch externe Meinungen aus Forschung und Industrie eingeholt und es wird die personelle Situation der Interessierten und die Budgetsituation des BFE berücksichtigt. Vorschläge aus dem Publikum können jederzeit durch die BFE-Vertreter in das IEA-HPP eingebracht werden.

In der Vergangenheit hat sich die Schweiz in folgenden Annexes beteiligt:

- Common Study of Advance Heat Pumps (1980)
- High Temperature Industrial Heat Pumps (1990)
- Advanced in-ground heat Exchange Technology for heat Pump Systems (1992)
- Modeling Techniques for Simulation and Design of Compression Heat Pumps (1992)
- Experiences with New Refrigerants in Evaporators (1993)
- Working Fluid Safety (1993)
- Compression Systems with Natural Working Fluids (1999)
- Heat Pump Systems for Single-Room Applications (1999)
- Test Procedure and Seasonal Performance Calculation of Residential Heat Pumps with Combined Space and Domestic Hot Water Heating (2005)

## **9<sup>th</sup> International Heat Pump Conference**

Eine weitere Aktivität des IEA-HPP ist die Organisation einer internationalen Wärmepumpen-Konferenz in einem dreijährigen Rhythmus. Seit der 1. Konferenz 1984 in Graz wurden die Konferenzen in Orlando (1987), Tokyo (1990), Maastricht (1993), Toronto (1996), Berlin (1999), Peking (2002) und Las Vegas (2005) durchgeführt. Das Ziel der Konferenzen ist die Förderung der Wärmepumpen-Technologie durch Diskussion, Netzwerktaetigkeit und Informations-Austausch. Es wird nicht nur über Forschung berichtet, sondern auch über Technologie- und Marktentwicklung, politische Randbedingungen und ökologische Aspekte des Einsatzes von Wärmepumpen-Technologie. Dabei werden auch Beiträge

des Einsatzes von Wärmepumpen-Technologie in den Bereichen Kälte- und Klimatechnik sowie Fernwärme vorgestellt.

Die 9. Internationale Wärmepumpen-Konferenz findet nun vom 20. bis 22. Mai 2008 in Zürich statt. Konferenzort wird das swisshôtel in ZH-Oerlikon sein. Auf das im Januar 2007 publizierte 1<sup>st</sup> announcement [12] wurden ca. 150 Abstracts aus der ganzen Welt eingereicht. Das 2<sup>nd</sup> announcement mit dem Konferenzprogramm wird im Herbst 2007 publiziert. Mit der Konferenz werden vorgängige Workshops mit den Themen der Annexes und eine Produkte-Ausstellung während der Konferenz organisiert. Das „National Organizing Committee“ dankt schon heute allen Firmen, Organisationen und Einzelpersonen, die sich für diese Konferenz engagieren. Es bittet auch alle interessierten Personen der Wärmepumpen-Branche, sich das Datum schon heute zu reservieren und an der Konferenz zahlreich teilzunehmen. Beachten Sie die Konferenz-website **www.hpc2008.org**. Die nationale UAW-Tagung in Burgdorf wird 2008 ausfallen und erst im Juni 2009 wieder fortgeführt. Zur Zeit wird der Einsatz eines Übersetzungsdienstes für die ganze 9. Wärmepumpenkonferenz von der Konferenzsprache Englisch in Deutsch geprüft.

## Schlusswort

Neben den dargestellten Forschungsaktivitäten laufen auch noch unzählige Projekte in den verschiedenen Ländern. Die zeitgerechte Übersicht ist schwierig, auch weil nicht über alle Projekte frei zugängliche Informationen bestehen. Einen optimalen Überblick geben zurzeit der Newsletter des IEA-HPP und der direkte Kontakt zum BFE. Über die internationalen Aktivitäten des BFE-Forschungsprogramms Umgebungswärme wird wieder vermehrt auf der webseite **www.waermepumpe.ch** berichtet.

Vorschläge für nationale und internationale Forschungsaktivitäten können jederzeit unter Beachtung von minimalen formalen Anforderungen an den Programmleiter eingereicht werden. Sie werden vom BFE unter Anhörung einer Begleitgruppe bewertet. Die Begleitgruppe repräsentiert alle relevanten Bereiche der nationalen Wärmepumpen-Szene der Schweiz. Sie tagt üblicherweise drei Mal pro Jahr.

## Quellen

- [1] Marco Nani (marco.nani@ntb.ch ), Peter Hubacher: QS-WP/QP Qualitätsprüfung von Klein-Wärmepumpen mittels Norm- und Feldmessungen; Teilprojekt Effizienzsteigerung (Bestanlagen); WPZ Wärmepumpen-Testzentrum Buchs, Jahresbericht 2006.
- [2] BFE Broschüre Facts&Figures 2007, zu beziehen bei [contact@bfe.admin.ch](mailto:contact@bfe.admin.ch), [www.bfe.admin.ch](http://www.bfe.admin.ch)
- [3] *EnergieSchweiz* Newsletter: [www.bfe.admin.ch/energie/00458/00595](http://www.bfe.admin.ch/energie/00458/00595)
- [4] *EnergieSchweiz* Jahresberichte: [www.bfe.admin.ch/energie/00556](http://www.bfe.admin.ch/energie/00556)
- [5] Konzept der Energieforschung des Bundes 2008 bis 2011, Zusammenfassung: BFE, [www.bfe.admin.ch/themen/00519/00521](http://www.bfe.admin.ch/themen/00519/00521)
- [6] EHPA European Heat Pump Association, [www.ehpa.org](http://www.ehpa.org)
- [7] SHERHPA Project: Sustainable Heat and Energy Research for Heat Pump Applications, [www.sherhpa.fiz-karlsruhe.de](http://www.sherhpa.fiz-karlsruhe.de)
- [8] IEA International Energy Agency, [www.iea.org](http://www.iea.org)
- [9] IEA International Energy Agency, [www.iea.org/Textbase/techno/ia.asp](http://www.iea.org/Textbase/techno/ia.asp)
- [10] Annual Report des IEA-HPP 2007: download von [www.heatpumpcentre.org](http://www.heatpumpcentre.org)
- [11] newsletter des IEA-HPP 2004 – 2007 und folgende: download von [www.heatpumpcentre.org](http://www.heatpumpcentre.org)
- [12] 9<sup>th</sup> International Heat Pump Conference, 20-22 May 2008 Zürich, Konferenz-Website: [www.hpc2008.org](http://www.hpc2008.org)

Carsten Wemhöner  
Dipl. Ing. TH  
Wissenschaftlicher Mitarbeiter  
Fachhochschule Nordwestschweiz, Hochschule für Architektur, Bau und Geomatik  
Institut Energie am Bau  
St. Jakobs-Strasse 84  
CH-4132 Muttenz  
[carsten.wemhoener@fhnw.ch](mailto:carsten.wemhoener@fhnw.ch)  
[www.fhnw.ch/habg/iebau](http://www.fhnw.ch/habg/iebau)

## IEA HPP: Berichte aus dem Annex 28 und Annex 32

### **Zusammenfassung**

*Annexe im Wärmepumpenprogramm (HPP) der Internationalen Energie-Agentur (IEA) bilden eine internationale Forschungsplattform zu Schwerpunktthemen.*

*Annex 28 hat die Entwicklung von Rechenverfahren für den Jahresnutzungsgrad von kombinierten Wärmepumpen für simultanen Heiz- und Warmwasserbetrieb und die zugrundeliegende Typprüfung dieser Systeme behandelt. Die Rechnung und die Prüfung wurden als Erweiterung der bestehenden Normen konzipiert. Das Rechenverfahren ist bereits in die aktuelle Normung im Rahmen der EU-Gebäuderichtlinie EPBD integriert worden, die entwickelte Prüfmethodik wird in den entsprechenden Arbeitsgruppen der Europäischen Normenorganisation CEN umgesetzt, was die Perspektive einer konsistenten Rechnung und Prüfung eröffnet.*

*Der Annex 32 erweitert den Bereich auf multifunktionale Geräte und schliesst auch Lüftung und Kühlung speziell für die Anwendung der Niedrigenergiehäuser ein. Statt der Prüfung steht nun die Auslegung der Systeme im Vordergrund.*

### **Abstract**

*Annexes in the heat pump program of the International Energy Agency (IEA) are international frameworks for specific research topics. Annex 28 has treated the development of calculation methods for the seasonal performance factor of residential heat pump systems for combined space and domestic hot water heating. The calculation method and the test procedure have been built on existing standards. The calculation method has already been implemented in the frame of the EU-Directive on the Energy Performance of Buildings (EPBD). The test procedure is treated in the respective CEN working groups, which gives the perspective of a consistent testing and calculation of combined operating heat pumps. Annex 32 broadens the scope to multifunctional heat pump systems with ventilation and cooling operation for the specific application in low-energy houses. Instead of the testing of the unit, the design and field testing is in focus of Annex 32.*



## **IEA HPP Annex 28 – Typprüfung und Berechnungsverfahren für kombiniert arbeitende Wärmepumpen für Heizung und Warmwassererzeugung**

### **Motivation**

Die Frage, welches Heizsystem das Beste für eine bestimmte Anwendung ist, erscheint fundamental, aber die Antwort ist vor allem für die Verbraucher nicht einfach, da bisher noch keine einheitlichen Berechnungsgrundlagen für den Jahresnutzungsgrad und damit entsprechend abgestützte Label unterschiedlicher Heizsysteme zur Verfügung stehen.

Besonders neue Entwicklungen von Wärmepumpensystemen mit kombinierter Heizung und Warmwassererzeugung werden von den bestehenden Prüf- und Rechennormen nicht abgedeckt. Daher gibt es vielfältige Anwendungsfelder der im Rahmen des Annex 28 entwickelten Prüfmethode und Rechenverfahren:

- Hersteller haben klare Richtlinien, welche technischen Daten sie für ihre Geräte bereitstellen müssen
- Planer bekommen die Möglichkeit an die Hand, unterschiedliche Systemlösungen im Planungsprozess energetisch zu vergleichen
- Energielabels oder Verordnungen zum Gebäudeenergieverbrauch brauchen eine Kenngrösse wie den Jahresnutzungsgrad zur Definition von Anforderungen.

Notwendige Grundlage von alledem sind einheitliche Prüf- und Rechenverfahren. Damit werden ebenfalls Handelsbeschränkungen und Wettbewerbsbehinderungen abgebaut und das Kundenvertrauen und die Kundensicherheit verbessert, indem dem Endnutzer eine Vergleichsmöglichkeit im Hinblick auf Energieverbrauch und Umweltverträglichkeit an die Hand gegeben wird. Letztendlich kann durch die entstehende bessere Markttransparenz ebenfalls die technologische Weiterentwicklung der Geräte stimuliert werden.

Des Weiteren ist auf Grundlage der EU-Richtlinie zur Energieeffizienz von Gebäuden (englische Abkürzung Energy Building Performance Directive – EPBD) eine Reihe von europäischen Berechnungsnormen für Gebäude und Gebäudetechnik entwickelt, insofern bestand auch von Seite der Normung grosses Interesse an konsistenten Berechnungsnormen für Wärmepumpensysteme.

### **Projekt**

Vor diesem Hintergrund war das Ziel des Annex 28 mit dem englischen Originaltitel

*"Test procedure and seasonal performance calculation of residential heat pumps for combined space heating and domestic hot water production"*

daher die Entwicklung von

- Prüfverfahren, welche die notwendigen Daten zur Berechnung des Gesamt-Jahresnutzungsgrades (JNG) inklusive des kombinierten Betriebs mit einem Minimum notwendiger Prüfungen liefern
- Ein einfaches, transparentes und einheitliches Rechenverfahren für die Berechnung des Jahresnutzungsgrads auf Grundlage von allgemein verfügbaren Parametern.

Unter dem Rechenverfahren ist ein „Handrechenverfahren“ zu verstehen, das ohne umfangreichen Computereinsatz, wie Simulationen, auskommt und damit für Normen und Nachweisverfahren geeignet ist. Die Ergebnisse dienen als Empfehlung für internationale Normungsorganisationen, insbesondere die europäische Normungsorganisation CEN.

Der Annex 28 wurde von 2003 bis 2005 im Wärmepumpenprogramm (heat pump program HPP) der Internationalen Energieagentur (IEA) mit den neun Teilnehmerländern AT, CA, CH, DE, FR, JP, NO, SE, US durchgeführt. Die Projektleitung wurde vom Institut Energie am Bau (IEBau) der Hochschule für Architektur, Bau und Geomatik (HABG) der Fachhochschule Nordwestschweiz (FHNW) im Auftrag des BFE durchgeführt.

### **Task 1: Stand der Technik - Markt**

Ausgangspunkt der Arbeiten des IEA HPP Annex 28 war eine Marktanalyse von marktgängigen und sich in der Entwicklung befindenden kombiniert arbeitenden Wärmepumpensystemen. Darüber hinaus wurde der Status-quo in der Normung von Wärmepumpen sowohl auf internationaler Ebene für Europa, Nordamerika und Japan als auch auf nationaler Ebene der Teilnehmerländer analysiert, mit besonderem Augenmerk auf fehlende Normen oder Vorschriften im Hinblick auf kombinierten Betrieb.

Die Ergebnisse ergaben, dass der europäische Markt hauptsächlich von alternativ arbeitenden Wärmepumpen dominiert wird, Geräten also, bei denen die Wärmepumpe von Heiz- auf Warmwasserbetrieb umgeschaltet wird und jeweils nur Heiz- oder nur Warmwasserwärme erzeugt wird (klassische Systemkonfiguration: Wärmepumpe mit Beistellboiler). Allerdings gibt es in verschiedenen europäischen Ländern auch Wärmepumpen mit Simultanbetrieb, also Wärmepumpen, die Wärme für das Heiz- und Warmwassersystem gleichzeitig zur Verfügung stellen. Dies geschieht z.B. mittels eines Enthitzers oder durch Kondensatunterkühlung. In Schweden, Norwegen, Frankreich und Österreich setzen verschiedene marktgängige Systeme einen Enthitzer zur Warmwassererzeugung ein. Weitere Systeme mit kombiniertem Betrieb sind in Entwicklung.

### **Task 1: Stand der Technik - Normung**

Auf Ebene der Europäischen Normung gibt es jeweils Normen für die Prüfung des Heiz- und Warmwasserbetriebs, es fehlen jedoch Verfahren für den kombinierten Betrieb. Ein einheitlicher Berechnungsansatz für den Jahresnutzungsgrad existiert bisher nicht, wird aber im Rahmen der EPBD zurzeit entwickelt.

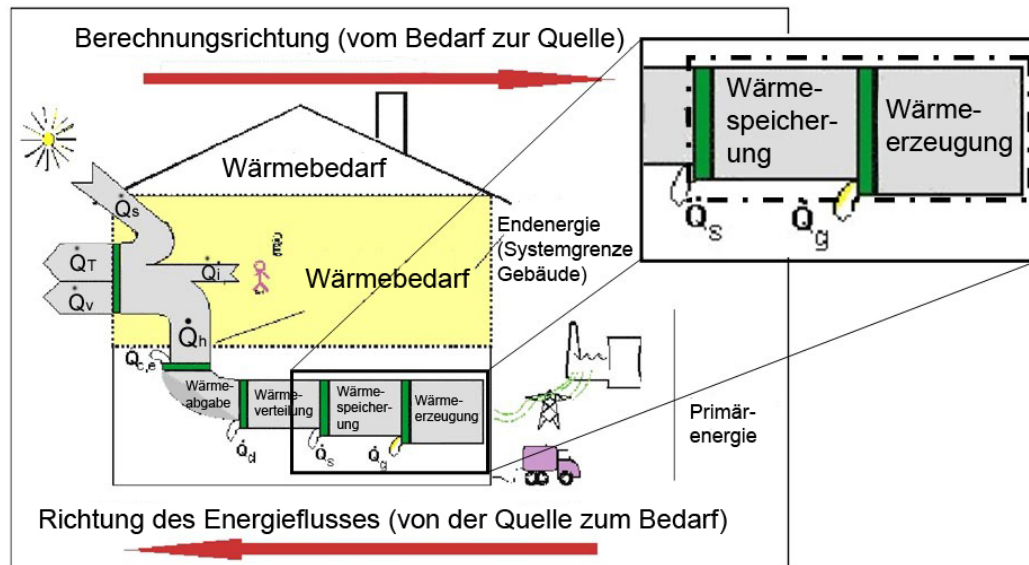
Der nordamerikanische Markt ist dominiert von Wärmepumpen mit Simultanbetrieb, hauptsächlich Luft-Luft-Systeme mit Enthitzer zur Warmwasserbereitung. Normen zur Prüfung und Berechnung für den Einzelbetrieb liegen vor, und für die spezielle Systemkonfiguration Luft-Luft-Wärmepumpe mit Enthitzer gibt es auch eine Norm für den kombinierten Betrieb.

In Japan wurde im Jahr 2003 ein alternativ arbeitendes System für Boden- und Warmwasserheizung auf den Markt gebracht. Darüber hinaus zeigen CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen-Warmwassererwärmer, sog. Eco-Cute Systeme, in den letzten Jahren ein hohes Marktwachstum. Normen für diese Warmwassererwärmer sind in Bearbeitung, der kombinierte Betrieb, weder alternativ noch simultan, ist allerdings noch nicht durch Normen abgedeckt. Die Ergebnisse der Marktrecherche (Task 1) wurden in einem detaillierten Zwischenbericht für das Executive Committee des Wärmepumpenprogramms im März 2004 zusammengestellt.

### Schlussfolgerungen aus der Marktrecherche

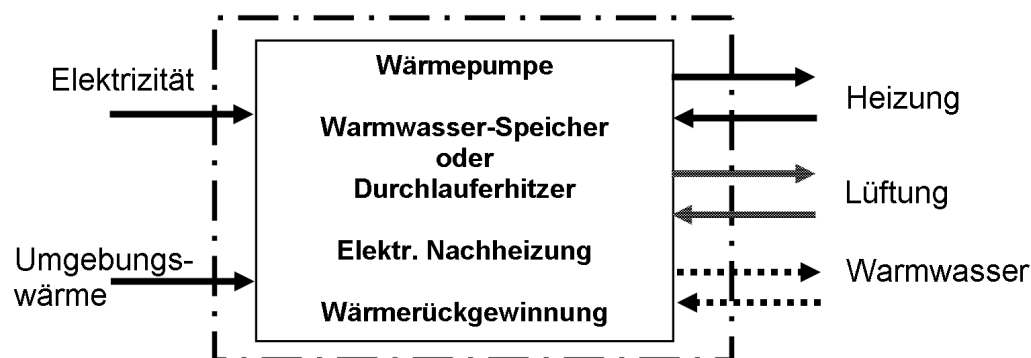
Auf Grundlage dieser Ergebnisse wurde beschlossen, den kombinierten Betrieb durch eine Erweiterung der bestehenden Normung zu integrieren.

- Die Systemgrenze wurde um den Erzeuger, die Wärmepumpe, und die angeschlossenen Speicher und Nachheizsysteme gelegt, da viele Kompaktsysteme diese Komponenten in einem Gehäuse vereinen. Diese Systemgrenze ist auch zum Rechenschema der EU-Direktive EPBD konsistent und entspricht hier den Untersystemen „Erzeugung“ und „Speicherung“, siehe Bild 1.



**Bild 1:** Systemgrenze des Annex 28 im Rechenschema der EPBD.

- Bezüglich der Prüfmethode wurde ein Black-Box-Ansatz beschlossen, d.h. nur Messgrößen, die an der Systemgrenze ausgewertet werden können, werden benutzt. Der Black-Box Ansatz ist in Bild 2 dargestellt.



**Bild 2:** Systemgrenze des Annex 28 im Rechenschema der EPBD.

Dieser Ansatz vereinfacht die einheitliche Behandlung unterschiedlicher Systemkonfigurationen, wie sie in der Marktrecherche gefunden wurden. Hoch integrierte Kompaktsysteme, die in genau dieser Konfiguration auch als Einheit ausgeliefert werden, werden dabei einem Systemtest unterzogen, während für andere Systeme auch ein komponentenbasierter Test möglich ist.

- Als Rechenmethode wurde ein Temperaturklassenansatz, ein sog. Bin-Verfahren, gewählt, da dies den besten Kompromiss zwischen der Genauigkeit der Resultate und dem Rechenaufwand im Sinne eines Handrechnenverfahrens darstellt. Darüber hinaus ist das Verfahren schon für einzelne Betriebsarten (z.B. nur Heizbetrieb) in der amerikanischen Normung und in einzelnen nationalen europäischen Richtlinien [2] anzutreffen, so dass darauf aufgebaut werden kann.

### **Task 2: Prüfmethode**

Zur Entwicklung der Prüfmethode wurden verschiedene Systeme mit kombiniertem Betrieb sowohl für Alternativbetrieb als auch für Simultanbetrieb nach bestehenden Normen und neuen Ansätzen aus Normvorschlägen, die sich in der Vernehmlassung befinden, geprüft. Die Beurteilung von gerade eingeführten Normen wie der Wärmepumpen-Prüfnorm EN 14511 und von Normansätzen in der Vernehmlassung, etwa den europäischen Zapfprofilen für den Test von Warmwassersystemen, wird in die entsprechenden Arbeitsgruppen der Normengremien eingebracht.

Die Auswertung der durchgeführten Norm-Prüfungen hat bestätigt, dass der alternativ kombinierte Betrieb mit der Anwendung der beiden bestehenden Normen für den Einzelbetrieb Heizung und den Einzelbetrieb Warmwassererzeugung abgedeckt werden kann, da bei Alternativbetrieb die Wärmepumpe entweder auf das Heizsystem oder das Warmwassersystem arbeitet. Daher ändert sich das Wärmepumpenkennfeld im Vergleich zum Einzelbetrieb nicht und es sind keine weiteren Tests erforderlich.

Für den Simultanbetrieb reichen die bestehenden Prüfungen hingegen nicht, da sich hier bei gleichzeitiger Wärmeerzeugung für beide Systeme das Kennfeld der Wärmepumpe ändert. Daher wurden die bestehenden Prüfungen um eine weitere ergänzt, bei dem das Warmwasserzapfprogramm der Einzelbetriebsprüfung bei laufendem Heizbetrieb durchgeführt wird. So ergeben sich insgesamt drei Wärmepumpenkennfelder, jeweils eins für die beiden Einzelbetriebsarten und eins für den kombinierten Simultanbetrieb. Dies ist sinnvoller als eine Aufteilung des Simultanbetriebs in Heizung und Warmwasser, da durch den Black-Box-Ansatz eine Allokation der gesamthaft gemessenen elektrischen Energie auf die einzelnen Betriebsarten nicht möglich ist.

Letztendlich ist auch der Gesamtjahresnutzungsgrad für beide Betriebsarten die massgebliche Kennzahl, so dass der kombinierte Betrieb als eigene Betriebsart mit eigenem Kennfeld behandelt werden kann. Dies vereinfacht die Auswertung der kombinierten Prüfung erheblich.

### **Task 3: Rechenverfahren**

Wie bereits erwähnt wird für die Rechnung das sog. Bin-Verfahren verwendet. Das Prinzip ist in Bild 3 für den alternativen Heiz- und Warmwasserbetrieb dargestellt. Die Summenhäufigkeit der Aussenlufttemperatur wird dabei in Temperaturklassen eingeteilt, sog. Temperatur-Bins. Im Zentrum jedes Bins wird ein Arbeitspunkt im Hinblick auf die aktuelle Leistung und den COP der Wärmepumpe unter den an diesem Punkt gegebenen Betriebsbedingungen (Quelle, Senke) ausgewertet. Die Informationen über Leistung und COP werden dem Kennfeld aus der Normprüfung entnommen. Es ist daher sinnvoll, die Arbeitspunkte an bekannten Prüfpunkten zu wählen. Es wird die Näherung getroffen, dass der Arbeitspunkt die Betriebsbedingungen für den gesamten Bin charakterisiert. Die Bin-

Fläche entspricht Heizgradstunden und ist dem Energiebedarf im entsprechenden Temperaturbereich proportional.

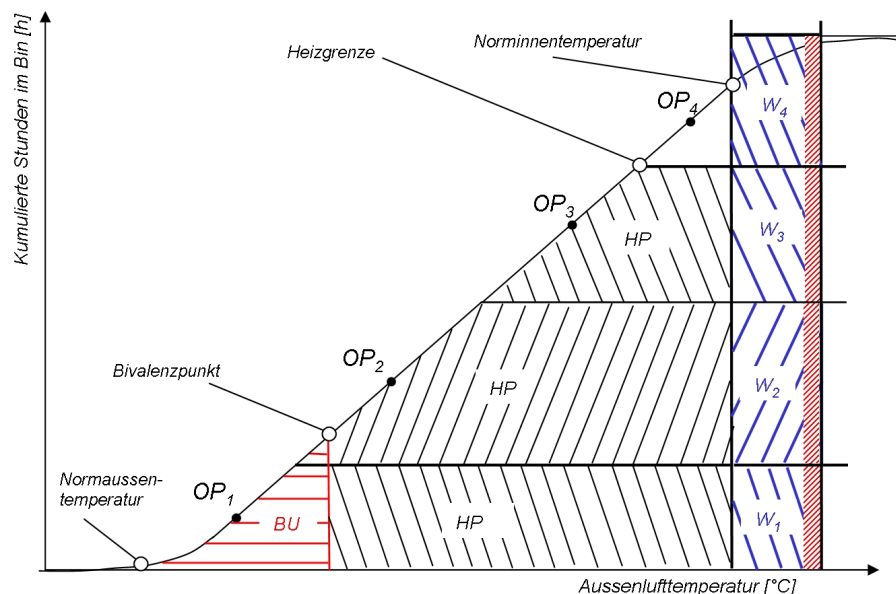
Wird nun der jeweilige COP an den Arbeitspunkten mit den entsprechenden Energieanteilen gewichtet – damit also ermittelt, mit welcher Effizienz die jeweiligen Energiemengen erzeugt werden – und anschliessend aufsummiert, so liefert die Summation den Jahresnutzungsgrad.

Installierte Nachheizsysteme können ebenfalls mit den jeweiligen Flächen im Summenhäufigkeitsdiagramm ausgewertet werden, in Bild 3 die Fläche BU, die von den Auslegungsbedingungen – hier durch den Bivalenzpunkt ausgedrückt – und der Betriebsart – hier Parallelbetrieb von Wärmepumpe und Nachheizung – definiert wird. Die lineare Begrenzung stellt dabei eine Näherung dar. Gleichzeitig wird jedoch eine Laufzeitüberprüfung vorgenommen, da die Laufzeit der Wärmepumpe nicht länger als die Bin-Zeit werden kann. Falls die Annahme einer senkrechten Begrenzung zu grob ist, wird die Nachheizenergie über die Laufzeitüberprüfung korrigiert.

Für den Warmwasserbetrieb kann eine ganz ähnliche Rechnung auf Grundlage des Kennfeldes der Warmwasserprüfung, die z.B. in Europa nach EN 255-3 durchgeführt wird, aufgestellt werden. Der Gesamtjahresnutzungsgrad kann dann durch Gewichtung der Einzeljahresnutzungsgrade der jeweiligen Betriebsarten mit der Energiemenge bestimmt werden. Mit diesem Vorgehen kann der Alternativbetrieb bewertet werden.

Im Simultanbetrieb hingegen unterscheiden sich die Leistungs- und COP-Werte von den Einzelbetriebsarten. Daher wird ein dritter Betriebsmodus mit eigenem Kennfeld in die Betrachtung eingeführt. Die Auswertung, wie viel Energie im kombinierten Betrieb erzeugt wird, erfolgt über die erforderliche Laufzeit der Wärmepumpe für die jeweilige Betriebsart, die mit Hilfe des Energiebedarfs und der Wärmepumpenleistung aus dem Kennfeld berechnet werden kann.

Der Gesamtjahresnutzungsgrad wird daraufhin für drei Betriebsarten gewichtet, den Heizeinzelbetrieb, den Warmwassereinzelbetrieb und den kombinierten Betrieb.



**Bild 3:**  
Prinzip der Bin-Methode für alternativen Heiz- und Warmwasserbetrieb für Parallelbetrieb der Nachheizung.

Naturgemäss müssen für eine Handrechnung Vereinfachungen in Kauf genommen werden, um die Rechnung überschaubar zu halten. Eine Vereinfachung bezieht sich auf die Auswertung der Summenhäufigkeit, die in erster Näherung durch Heizgradstunden und damit eine reine Aussentemperaturabhängigkeit des Energiebedarfs impliziert. In Niedrigenergie- oder Passivhäuser, die in grösserem Umfang passive Solargewinne nutzen, wird diese Näherung ungenauer, da die Verteilung des Energiebedarfs gegebenenfalls von der Aussentemperaturverteilung abweicht. Dies kann über eine entsprechende Anpassung der Heizgrenze abhängig von den genutzten Gewinnen berücksichtigt werden. Eine weitere Näherung ist, dass Effekte der Regelung nicht detailliert ausgewertet werden können. Insbesondere die im kombinierten Betrieb erzeugte Energie kann auch von den Reglereinstellungen beeinflusst werden. Diesem Umstand ist mit der Einführung eines Faktors Rechnung getragen worden, der allerdings abhängig von der Systemkonfiguration für typische Regelfälle bestimmt werden muss. Des Weiteren können Regelungseinstellungen für Hilfsaggregate, z.B. die Pumpen, nicht immer exakt wiedergegeben werden, sondern es müssen Standardsituationen angenommen werden.

### **Validierung der Prüf- und der Rechenmethode**

Um die Prüfmethode für den Simultanbetrieb zu validieren, ist der Test für eine simultan arbeitende Abluftwärmepumpe durchgeführt worden. Das Prüfprozedere lieferte repräsentative und reproduzierbare Werte. Allerdings brauchen einzelne Prüfpunkte lange Prüfzeiten, was jedoch für einen fairen Vergleich der Systeme unerlässlich scheint. Darüber hinaus kann es notwendig sein, die Testmethode abhängig von der Systemkonfiguration leicht anzupassen.

Die Validierung der Rechenmethode wurde anhand der im Annex 28 vermessenen Feldanlagen durchgeführt. Die Ergebnisse der Auswertung geben einen ersten Eindruck der zu erwartenden Übereinstimmung von Messung und Rechnung. Drei erdreichgekoppelte Wärmepumpen mit Direktverdampfung wurden bezüglich des Heizbetriebs und ein Kompaktgerät und eine Sole-Wasser-Wärmepumpe wurden bezüglich Heiz- und Warmwasserbetrieb ausgewertet. Abweichung für den Gesamtjahresnutzungsgrad zwischen den Berechnungen und den Feldmessungen liegen im Bereich von  $\pm 6\%$ . In Anbetracht der Vereinfachungen im Rechenverfahren sind diese Werte zufriedenstellend und unterstreichen die Anwendbarkeit der Methodik.

Aufgrund der Vielzahl der marktgängigen Systemkonfigurationen konnten im Rahmen des Annex 28 nur ein Ausschnitt untersucht werden. So war auch eine Validierung einer simultan arbeitenden Anlage aufgrund fehlender Feldmessungen nicht möglich. Eine eingehende Validierung ist daher eine zukünftige Aufgabe.

### **Implementierung der Resultate**

Bei der Revision und Weiterentwicklung der Berechnungsnormen im Rahmen der EU-Gebäudeeffizienzrichtlinie EPBD, bei der u.a. Heiz- und Warmwasser-Rechnennormen entwickelt werden, ist der Ansatz für die Rechenmethodik in den Entwurf für die Wärmepumpennorm prEN 15316-4-2 integriert worden. Die Norm befindet sich zurzeit in der Schlussabstimmung. Eine Einführung ist Ende 2007 zu erwarten.

Deutschland hat bereits eine leicht modifizierte Version des europäischen Entwurfs des Rechenverfahrens aus dem Annex 28 in die nationale Norm DIN V 18599 zur Umsetzung der EPBD in Deutschland integriert, bei der die Rechnung auf Monatsbasis durchgeführt wird. Die deutsche Norm ist Ende 2005 in die Vernehmlassung gegangen.

Ergebnisse zur Prüfmethode fliessen in die Arbeitsgruppe CEN/TC 113/WG 10 zur Revision der Warmwasserprüfung unter Leitung des Schweizer Wärmepumpen-Testzentrums WPZ in Buchs ein. Die Gruppe hat im April 2006 die Arbeit aufgenommen. Gegebenenfalls wird eine weitere Arbeitsgruppe gegründet, die speziell den kombinierten Betrieb behandelt.

Die Implementierung der Ergebnisse für Lüftungskompaktgeräte mit Wärmepumpe ist noch etwas offen, da es zurzeit keine Arbeitsgruppe des CEN für Kompaktgeräte gibt. Da allerdings der Marktanteil von Niedrigenergiebauten und damit auch für Kompaktgeräte beständig zunimmt, gibt es einen grossen Bedarf nach einer einheitlichen Regelung für die Prüfung und Berechnung. In naher Zukunft soll im Rahmen der Revision der Lüftungsprüfung eine gemeinsame CEN-Arbeitsgruppe aus Lüftungs- und Wärmepumpen-Experten gegründet werden, was die Erarbeitung eines kohärenten Prüfverfahrens für Lüftungskompaktgeräte mit Wärmepumpe vereinfachen würde.

#### **Weitere Informationen zum Annex 28**

Der Schlussbericht kann auf der Website des Heat Pump Centres der Internationalen Energieagentur unter [www.heatpumpcentre.org](http://www.heatpumpcentre.org) unter Publikationen/Berichte bestellt werden. Informationen zum Projekt und zu den Teilnehmern mit Workshop-Präsentationen, Veröffentlichungen und Links zum Thema sind auf der Annex 28 Website unter [www.annex28.net](http://www.annex28.net) verfügbar.

### **Annex 32 – Heiz- und Kühlsysteme für Niedrigenergiehäuser**

Bereits im Annex 28 deutete sich das starke Interesse der teilnehmenden Länder an Wärmepumpensystemen für Niedrigenergiehäuser an. Im Annex 28 wurde jedoch nur der gekoppelte Heiz- und Warmwasserbereitung betrachtet, während ein möglicher Lüftungs- und Kühlbetrieb noch nicht den Schwerpunkt darstellten. Des Weiteren wurden nur die Berechnung und keine Auslegungsaspekte betrachtet.

#### **Motivation**

Niedrigenergiehäuser, etwa Häuser nach MINERGIE® oder Passivhäuser vergleichbar mit MINERGIE-P®-Gebäuden werden in vielen Ländern als ein Hauptpotenzial zur Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen angesehen, um die Kyoto-Ziele zu erfüllen, insbesondere wegen des grossen Einsparpotenzials im Gebäudebestand.

Während sich die Forschung zunächst auf die Bausubstanz konzentrierte, hat nun auch zunehmend das Interesse an entsprechender Gebäudetechnik begonnen. In Deutschland haben sich bereits Lüftungskompaktgeräte mit Abluftwärmepumpe als Standardssystem für den Bereich Passivhaus herausgebildet. Zunehmend integrieren Hersteller auch Kühloptionen aufgrund von gestiegenen Komfortansprüchen in Niedrigenergiehaussysteme.

Die wesentlichen Beweggründe der Teilnehmer sind daher:

- Auf den heimischen Märkten sind noch keine speziellen Systemlösungen für den Niedrigenergiehausbereich verfügbar, und daher sollen Lösungen entwickelt oder für die länderspezifischen Randbedingungen adaptiert werden
- Auf den nationalen Märkten sind bereits Systemlösungen verfügbar, die allerdings noch Optimierungspotenziale aufweisen bzw. auf weitere Funktionen erweitert werden sollen.

- Aufgrund der relativ kurzen Marktverfügbarkeit existiert noch wenig Praxiserfahrung. Die nationalen Projekte umfassen daher Feldtests, um den praktischen Betrieb der Geräte auszuwerten und so Optimierungspotenziale zu identifizieren.

### Projekt

Der IEA HPP Annex 32 wurde Anfang 2006 gestartet und inzwischen nehmen wiederum neun Länder teil: AT, CA, CH, DE, JP, NL, NO, SE, US.

Die Projektleitung wird erneut vom IEBAU im Auftrag des BFE durchgeführt.

Das Arbeitsprogramm gliedert sich in 4 Tasks:

- **Task 1: Markt- und Systemanalyse**  
Charakterisierung des Niedrigenergiegebäudebereichs (Standards, Stand der Markteinführung) und der eingesetzten Heiz- und Kühlsystemen unter Berücksichtigung von Wärmequellen, Verteilsystem und passiven Elementen (z.B. Verschattung) sowie Lastanforderungen für die verschiedenen Anwendungsbereiche
- **Task 2: Systemvergleich der marktverfügbaren Systeme**  
Vergleich der Wärmepumpenlösungen hinsichtlich Energieverbrauch, Kosten und erreichbarem Komfort sowie Vergleich mit anderen Heiz- und Kühlsystemen; Berechnung und Simulation der Systeme unter Berücksichtigung der Regelung
- **Task 3: Feldtest von Anlagen**  
Identifikation von Optimierungspotenzialen, Optimierung der Monitoring-Verfahren und Betriebsüberwachung, Dokumentation der Anlagenfeldergebnisse
- **Task 4: Auslegungsrichtlinien und Planungswerkzeuge**  
Ableitung von Auslegungsrichtlinien auf Grundlage der Ergebnisse aus Task 2 und Task 3 und Dokumentation von Best Practice Anlagen aus dem Feldtest. Entwurf von weiteren Planungshilfsmitteln, z.B. Excel-Sheets.

Tabelle 1 gibt einen Überblick über die nationalen Arbeitsschwerpunkte in Task 2 und Task 3.



**Tabelle 1:** Teilnehmer und Arbeitsschwerpunkte der einzelnen Länder.

| Land      | Institution             | Arbeitsschwerpunkt Task 2/3                                                                                                                                                    |
|-----------|-------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>AT</b> | IWT der TU Graz         | Entwurf eines Prototypen einer L-LW CO <sub>2</sub> -Wärmepumpe für den kleinen Leistungsbereich                                                                               |
| <b>CA</b> | LTE von Hydro Quebec    | Planung, Bau, Vermessung und Optimierung eines NOVOCLIMAT Niedrigenergiehauses für kaltes Klima                                                                                |
| <b>CH</b> | IEBau der FHNW          | Entwicklung von Standardsystemen zum Heizen und Kühlen (SEK) von Niedrigenergiehäusern nach MINERGIE® und MINERGIE-P® und Untersuchung von einem System im Feldtest            |
| <b>DE</b> | FhG ISE, Viessmann GmbH | Feldtest von 140 Wärmepumpen<br>Entwicklung eines Verdampfers für zwei Quellen (Luft- und Erdreich)                                                                            |
| <b>JP</b> | Uni Hokkaido, TEPCO     | Entwurf von Wärmepumpensystemen für Niedrigenergiehäusern in kalten Klima                                                                                                      |
| <b>NL</b> | SenterNovem, ECN, TNO   | Überprüfung der Wärmepumpenrechenmodelle von TNO für Niedrigenergiesysteme, Systementwicklung bei ECN und Feldtests im Rahmen von niederländischen Niedrigenergiehausprojekten |
| <b>NO</b> | SINTEF                  | Vergleich unterschiedlicher Wärmepumpensystemlösungen für norwegische Klimaverhältnisse                                                                                        |
| <b>SE</b> | SP, KTH                 | Untersuchung und Redesign von schwedischen Wärmepumpen für den Niedrigenergiehausbereich                                                                                       |
| <b>US</b> | DOE                     | Entwicklung eines multifunktionalen Wärmepumpensystems für Heizung, Warmwasser, Lüftung, Kühlung sowie Be- und Entfeuchtung für Niedrigenergiehäuser                           |

Task 1 wird von allen Teilnehmern durchgeführt, um den Status quo auf den nationalen Märkten zu charakterisieren. In Task 4 werden die Ergebnisse zu Planungshilfsmitteln aufbereitet bzw. die Feldtest aus Task 3 in Bezug auf Optimierungspotenzial weiterentwickelt.

### **Ergebnisse Task 1: Marktsituation Niedrigenergiehäuser**

Hinsichtlich der Marktsituation zeigt sich, dass in allen teilnehmenden Ländern Niedrighäuser eine wichtige Rolle in Rahmen der zukünftigen Gebäude spielen, und es wird allgemein von einem starken Marktwachstum ausgegangen. Allerdings ist der Stand der Markteinführung in den einzelnen Ländern sehr unterschiedlich.

Während in Deutschland und Österreich der Passivhausstandard verbreitet ist, hat die Schweiz ein entsprechendes Pendant im MINERGIE-P®-Standard und darüber hinaus den MINERGIE®-Standard, der an die Gebäudehülle nicht ganz so strenge Anforderungen stellt, sowie den neuen MINERGIE ECO®-Standard, der auch gesundheitliche, bauökologische und Ressourcenaspekte berücksichtigt.

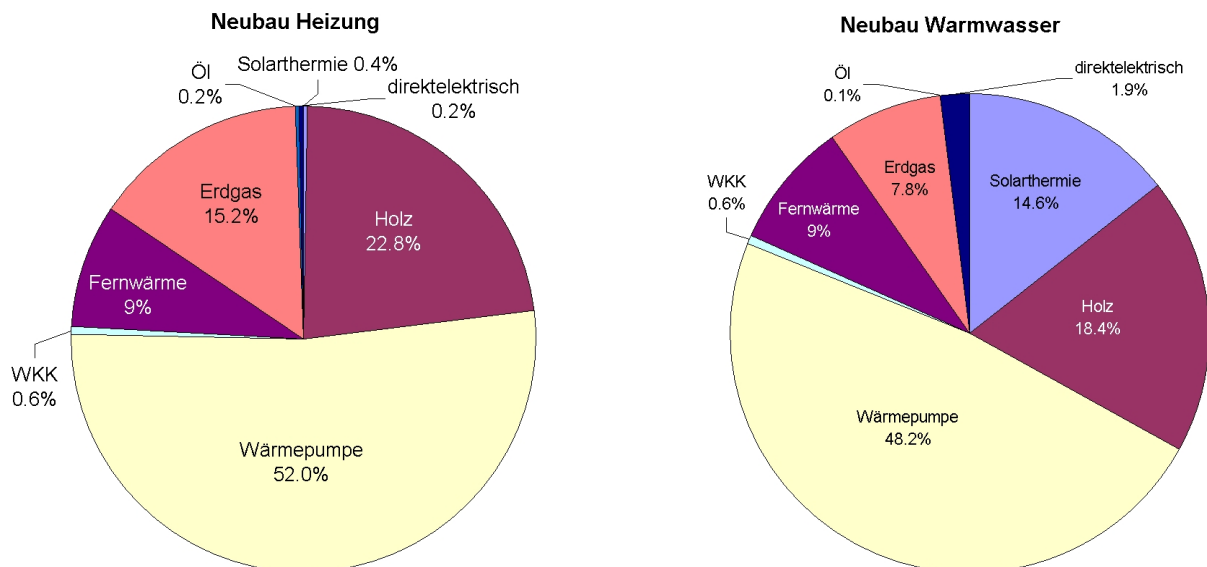
In Deutschland gibt es ca. 5000 Passivhäuser, wovon allerdings nicht alle zertifiziert sind. In Österreich ist eine Datenbank zur Erfassung der Passivhausprojekte im Aufbau, die zur Zeit eine Anzahl von ca. 1700 Passivhaus-Objekten ausweist, allerdings sind noch nicht alle Objekte erfasst.

In der Schweiz liegt der Marktanteil von MINERGIE® bei 15 % im Neubau. MINERGIE®-P befindet sich mit 100 Objekten eher noch in der Markteinführung. Es sind auch zunehmend andere Länder am MINERGIE®-Standard interessiert, so wird zurzeit ein Transfer auf die französische Region Rhône-Alpes untersucht.

In Ländern wie den Niederlanden, Norwegen, Schweden wird hingegen der Passivhausstandard erst im Pilotrahmen von einzelnen Häusern oder Siedlungen adaptiert (z.B. die Lindås-Siedlung in Schweden von Architekt H. Eek).

### Ergebnisse Task 1: Marktsituation Systeme für Niedrigenergiehäuser

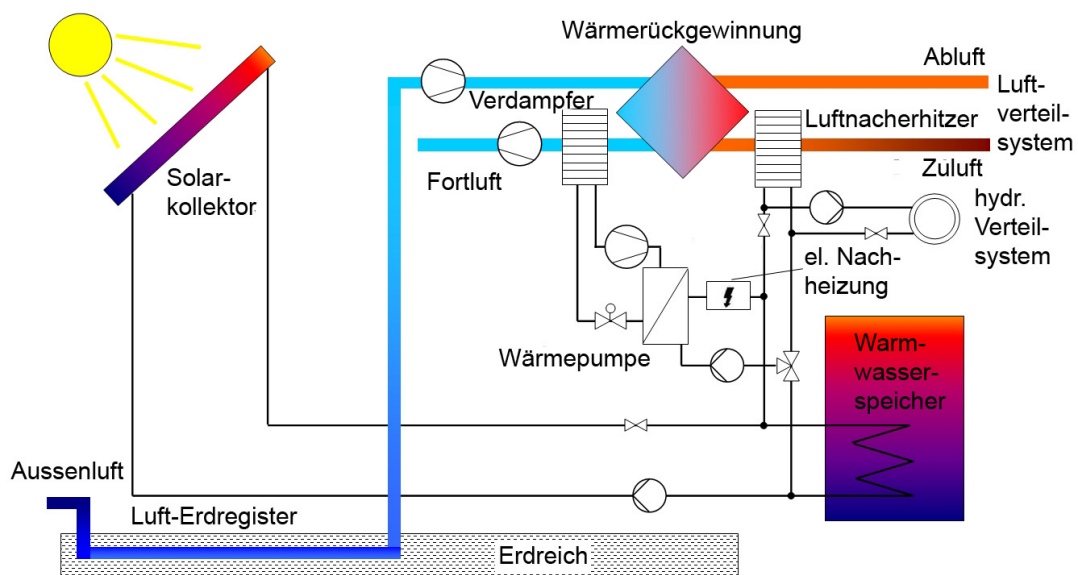
Wärmepumpen verzeichnen in den letzten Jahren ein starkes Marktwachstum in vielen europäischen Ländern. In der Schweiz haben sich Wärmepumpen als Marktführer für Heizsysteme im Neubau etabliert. Bild 4 zeigt die installierten Heiz- und Warmwassersysteme in MINERGIE®-Häusern.



#### Bild 4:

Installierte Heiz- und Warmwassersysteme in MINERGIE®-Häusern  
(auf Grundlage Statistik MINERGIE® 2005).

Durch die Notwendigkeit einer kontrollierten Lüftung in Niedrigenergiehäuser haben sich in Deutschland integrierte Systeme als Standardsystem für Passivhäuser herausgebildet, so genannte Wärmepumpen/Lüftungskompaktgeräte, die die Funktion Lüftung, Heizen und Warmwasser in einem kompakten System vereinen. Das Prinzipschema von Kompaktgeräten und optional installierten weiteren Komponenten wie Solarkollektor oder Luft-Erdregister sind in Bild 5 dargestellt. Eine Innenaufstellung ist im Hinblick auf nutzbare Abwärme zu Heizzwecken vorteilhaft, allerdings muss auf mögliche Schallprobleme geachtet werden.



**Bild 5:** Prinzipschema von Lüftungskompaktgeräten mit Abluftwärmepumpe und Systemperiferie Solarkollektor und Luft-Erdregister.

### Ausblick

Task 1 wird im Mai 2007 abgeschlossen. Ergebnisse der Task 1 zur Marktsituation werden in einem Zwischenbericht für das Executive Committee des Wärmepumpenprogramms zusammengefasst. Erste Zwischenergebnisse der Tasks 2 und 3 wurden auf dem 3. Arbeitstreffen des IEA HPP Annex 32 im Mai 2007 vorgestellt.

Endergebnisse der Task 2 und 3 werden auf einem Workshop für Mai 2008 im Rahmen der 9. Internationalen IEA Wärmepumpenkonferenz in Zürich vorgestellt.

Eine Website mit aktualisierten Informationen zum IEA HPP Annex 32 befindet sich zurzeit im Aufbau unter der Adresse **www.annex32.net**.

### Quellen

- [1] Directive 2002/91/EC of the European Parliament and of the Council of 16 December 2002 on the Energy Performance of Buildings, Official Journal of the European Communities, 4.1. 2003
- [2] VDI Richtlinie 2067, Berechnung der Kosten von Wärmeversorgungsanlagen, Teil 6, Wärmepumpen, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1989
- [3] Carsten Wemhöner, Thomas Afjei: Test procedure and seasonal performance calculation for residential heat pump with combined space and domestic hot water heating, Final Report IEA HPP Annex 28, Muttentz, August 2006.

Thomas Afjei  
Prof., Dr. sc. techn. ETH  
Dozent Gebäudetechnik  
Fachhochschule Nordwestschweiz, Hochschule für Architektur, Bau und Geomatik  
Institut Energie am Bau  
St. Jakobs-Strasse 84  
CH-4132 Muttenz  
[thomas.afjei@fhnw.ch](mailto:thomas.afjei@fhnw.ch)  
[www.fhnw.ch/habg/iebau](http://www.fhnw.ch/habg/iebau)

# Berechnung des Jahresnutzungsgrads von Kompakt-Wärmepumpen

## **Zusammenfassung**

*Wärmepumpenkompaktgeräte gewinnen insbesondere in MINERGIE®- oder MINERGIE-P®-Gebäuden zunehmend an Bedeutung. Sie vereinigen neben der Heizung auch die Funktionen Warmwasserbereitung und Wohnungslüftung mit Wärmerückgewinnung in einem Gerät. Strittig ist jedoch die Frage, wie viel mit dem Elektrozusatz geheizt wird. Um eine Aussage über die Gesamteffizienz machen zu können, ist ein Prüf- und Rechenverfahren ausgearbeitet worden. Mit dem Prüfverfahren werden stationäre Leistungsdaten auf einem Prüfstand gemessen. Mit dem daraus gewonnenen Kennfeld und den Gebäude- und Auslegungsdaten kann der Jahresnutzungsgrad nach einem standardisierten Temperaturklassen-Verfahren, der sog. Bin-Methode, berechnet werden. Die Rechenmethode ist bereits in europäische Normen für die EU-Gebäudeenergie richtlinie (EPBD) eingeflossen.*

## **Abstract**

*Heat pump compact units get more and more relevance, especially in dwellings according to Swiss MINERGIE® or MINERGIE-P® standard. Besides space heating they combine also domestic hot water generation and mechanical air ventilation with heat recovery in one unit. The share of the direct electric resistance heater, however, is a controversial question. Testing and calculation methods are to be developed to get a prediction of the overall system efficiency. The testing on a test rig delivers steady-state performance data. The characteristics of the unit together with the design data of dwelling and heating system enable the calculation of the seasonal performance factor by means of a standardized outside air temperature based bin method. This method has already been introduced in European standards for the EC energy building performance directive (EPBD).*

## Prüfmethode und Berechnungsverfahren

### Motivation

In den letzten Jahren kamen speziell bei den neu erbauten Einfamilienhäusern immer mehr Wärmepumpen/Lüftungs-Kompaktgeräte auf den Markt. Dabei handelt es sich um Geräte, die verschiedene Funktionen erfüllen, wie Raumheizung, Brauchwasserwärmung, mechanische Wohnungslüftung und Wärmerückgewinnung. Einige ermöglichen auch Kühlen über den Umkehrbetrieb der Wärmepumpe.

Alle diese Geräte haben einen Elektrozusatz, und es hat sich bei Anwendern und Behörden ein Unbehagen eingestellt, weil auf Grund der Komplexität dieser Geräte nicht a priori klar ist, wie stark der Elektroeingang in Funktion tritt. Dies hat jedoch einen essentiellen Einfluss auf den Jahresnutzungsgrad der Anlage.

Ziel des Projekts war daher die Entwicklung von Methoden zur Berechnung des Jahresnutzungsgrads von Wärmepumpen/Lüftungs-Kompaktgeräten, die häufig auch mit einem Lufterdregister zur Vorwärmung oder Sonnenkollektoren zur Wassererwärmung ergänzt werden. Dabei musste zuerst, ausgehend von den vorhandenen nationalen und internationalen Normen, ein Prüfverfahren ausgearbeitet werden, um das Gerätekennefeld für die verschiedenen Betriebsmodi zu erhalten. Kennefeld und die Auslegungsdaten von Gebäude und Heizanlage sind dann Eingabedaten der Jahresnutzungsgradberechnung.

Das Projekt „Rechenmethode für den Jahresnutzungsgrad von Wärmepumpen-Kompaktgeräten und Validierung“ wurde im Auftrag des Bundesamts für Energie (BFE) in einer Arbeitsgemeinschaft durchgeführt, bestehend aus der Prüfstelle HLK der Hochschule für Technik und Architektur Luzern und dem Institut Energie am Bau der Hochschule für Architektur, Bau und Geomatik, die Teil der Fachhochschule Nordwestschweiz ist. Beide Schulen sind Mitglieder des nationalen Kompetenznetzwerks Gebäudetechnik und Erneuerbare Energien „brenet“.

### Ausgangslage

Kompaktgeräte sind erst seit wenigen Jahren auf dem Markt, jedoch gibt es noch wenige Praxiserfahrungen. Da diese Geräte oft in MINERGIE- und MINERGIE-P-Bauten eingesetzt werden, sind sie in den Fokus gerückt. Beim Ende 2003 abgeschlossenen BFE-Projekt „Entwicklung eines Rechenverfahrens für den Jahresnutzungsgrad von Wärmepumpen mit kombinierter Heizwärmeerzeugung und Warmwasserbereitung“ wurden Vorarbeiten geleistet, die Teil eines internationalen Projekts waren ([www.annex28.net](http://www.annex28.net)) [1].

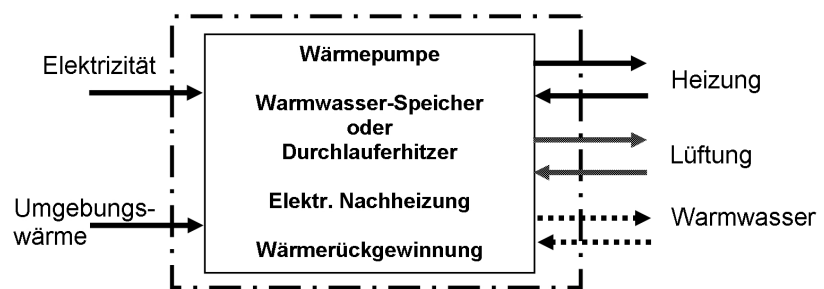
Hauptziele des beschriebenen Projekts sind:

- Klare Richtlinien, welche Prüfbedingungen zur Ermittlung der Gerätedaten anzuwenden sind
- Rechenverfahren, die den Vergleich unterschiedlicher Systeme ermöglichen
- Transparentes Rechenverfahren für den Jahresnutzungsgrad, anwendbar für Nachweise und Energielabel, wie MINERGIE® und Gebäudeenergieausweis.

### Lösungsweg Prüfprozedere

Grundsätzlich wird beim Wärmepumpen/Lüftungs-Kompaktgerät von einer „black box“ ausgegangen, wodurch das Prüfverfahren von der jeweiligen Gerätekonstruktion entkoppelt wird. Eingabe- und Ausgabegrößen sind einfach messbar, ohne Eingriffe im Gerät vornehmen zu müssen.

**Bild 1:**  
Systemgrenze für das  
Prüf- und Rechen-  
Verfahren.



### Kennfeld über Norm-Prüfverfahren

Bei der Geräteprüfung wird auf vorhandene Normen aufgebaut, wie die EN 14511 [2] und die EN 13141-7 [3]. Damit die Prüfung nicht zu aufwändig wird, muss die Anzahl der Prüfpunkte reduziert werden. Tabelle 1 enthält einen Vorschlag für eine Geräteprüfung. Die grau hinterlegte Spalte enthält die Werte für Anlagen mit Luft-Erdregister (LER).

|   | Aussenlufttemperatur [°C]                                    |                                                             |                                           | Ablufttemperatur [°C]                                |                                                | Heizung                           |                                  | WW                         |
|---|--------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------|-------------------------------------------|------------------------------------------------------|------------------------------------------------|-----------------------------------|----------------------------------|----------------------------|
|   | Trocken-<br>kugel-<br>tempera-<br>tur der<br>Aussen-<br>luft | Feucht-<br>kugel-<br>tempe-<br>ratur der<br>Aussen-<br>luft | Eintritts-<br>tempera-<br>tur nach<br>LER | Trocken-<br>kugel-<br>tempera-<br>tur am<br>Eintritt | Feucht-<br>kugel-<br>temperatur<br>am Eintritt | Rück-<br>lauf-<br>tempera-<br>tur | Vor-<br>lauf-<br>tempe-<br>ratur | Zapf-<br>tempe-<br>ratur   |
|   | $\theta_{oa}$<br>[°C]                                        | $\theta_{oa,wb}$<br>[°C]                                    | $\theta_{oa,thru,n}$<br>[°C]              | $\theta_{ea,in}$<br>[°C]                             | $\theta_{ea,wb,in}$<br>[°C]                    | $\theta_{H,w,in}$<br>[°C]         | $\theta_{H,w,out}$<br>[°C]       | $\theta_{W,w,out}$<br>[°C] |
| 1 | 7                                                            | 6                                                           | 7                                         | 20                                                   | 12                                             | 40                                | 45                               | 60                         |
| 2 | -15                                                          | -                                                           | -7                                        | 20                                                   | 7*                                             | a                                 | 45                               | 60                         |
| 3 | -7                                                           | -8                                                          | 2                                         | 20                                                   | 7                                              | a                                 | 45                               | 60                         |
| 4 | 2                                                            | 1                                                           | 5                                         | 20                                                   | 10                                             | a                                 | 45                               | 60                         |
| 5 | -7                                                           | -8                                                          | 2                                         | 20                                                   | 7                                              | a                                 | 35                               | 60                         |
| 6 | 7                                                            | 6                                                           | 7                                         | 20                                                   | 12                                             | a                                 | 35                               | 60                         |
| 7 | 15                                                           | 10                                                          | ...                                       | 20                                                   | 14                                             | a                                 | 35                               | 60                         |
| 8 | 7                                                            | 6                                                           | 7                                         | 20                                                   | 12                                             | -                                 | -                                | 60                         |

a Die Messung wird mit dem Volumenstrom bei Nennbedingungen durchgeführt (Prüfpunkt 1)  
 \* Die Feuchtkugeltemperatur wird mit einem Feuchtegewinn von 2.5 g/kg\_trL basierend auf dem Betriebspunkt 20(12) in EN 14511 ermittelt.

**Tabelle 1:**  
Prüfpunkte für Wärmepumpen/Lüftungs-Kompaktgeräte ohne und  
mit Luft-Erdregister (grau hinterlegt).

### Pilotanlagenmessungen

Bild 2 zeigt die Pilotanlage in Gelterkinden und das Prinzipschema des verwendeten Wärmepumpen-Kompaktgeräts. Die von der Wärmepumpe erzeugte Wärme wird über einen hydraulischen Kreislauf an die Bodenheizung abgegeben. Speziell bei diesem Gerät ist, dass die Aussenluft über einen Unterkühler nach dem Kondensator der Wärmepumpe zuerst vorgewärmt und dann über die WRG nacherwärmt wird. Bei Stillstand der Wärme-

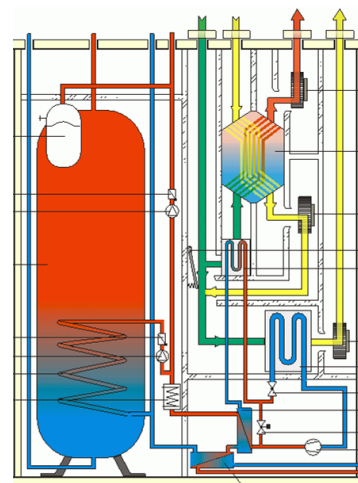
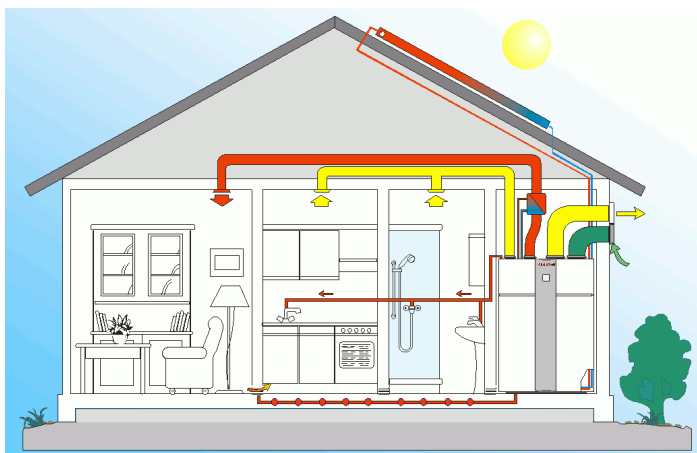
pumpe tritt ein Wärmerohr (heat pipe) in Funktion. Dadurch wird der Wärmetauscher auch ohne Verwendung eines Luft-Erdregisters frostfrei gehalten, was die Investitionskosten senkt.



**Bild 2:**  
*MINERGIE®-Haus*  
(Bircher+Keller AG) in  
Gelterkinden, BL.

Das Gebäude in Bild 2 kann folgendermassen charakterisiert werden:

- Zweistöckiges, MINERGIE® zertifiziertes, in Massivbauweise erstelltes Einfamilienhaus mit Flachdach in Südhanglage und Abstellräumen ausserhalb der Dämmebene
- Energiebezugsfläche 153 m<sup>2</sup> / beheiztes Nettogebäudevolumen 348 m<sup>3</sup>
- Fensterfläche 52 m<sup>2</sup> davon 36 m<sup>2</sup> Süd/West
- Dreifach-Verglasung der Fenster mit U<sub>F</sub>-Wert 1.2 W/m<sup>2</sup>K, g-Wert 0.5
- Heizenergiebedarf nach SIA 380/1 [4] = 157 MJ/m<sup>2</sup>a (44 kWh/m<sup>2</sup>a)
- Aussenluftvolumenstrom 100 m<sup>3</sup>/h = Luftwechsel 0.29 1/h
- Luftdichtigkeit n<sub>50</sub> = 0.61 /h gemäss Blower-Door-Messung
- Wärmeleistungsbedarf nach SIA 384/2 [5] = 4.1 kW (20 °C / -8 °C)
- Wärmepumpen/Lüftungs-Kompaktgerät mit Wärmerückgewinnung
- Niedertemperatur-Fussbodenheizung ohne Einzelraumregelung
- Bewohner sind 2 berufstätige Erwachsene und 1 Schulkind.



**Bild 3:**

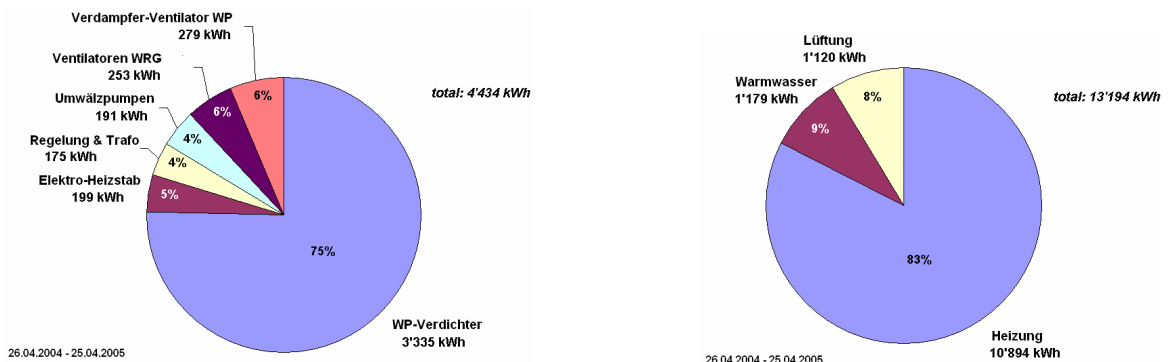
links: Funktionsprinzip eines Wärmepumpen/Lüftungs-Kompaktgeräts;  
rechts: Prinzipschema des Kompaktgeräts LWZ 303 SOL (Stiebel-Eltron).



Die Daten des Wärmepumpen/Lüftungs-Kompaktgeräts in Bild 3 setzen sich wie folgt zusammen:

- |                                                               |                                                                                      |
|---------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|
| • Luft-Wasser-Wärmepumpe                                      | 4.2 kW <sub>th</sub> , 1.3 kW <sub>el</sub> (A2/W35)                                 |
| • Elektrische Zusatzheizung, zeitverzögert                    | 1.4 + 2.8 kW, total 4.2 kW                                                           |
| • Volumenstrombereich WP-Verdampfer                           | < 1000 m <sup>3</sup> /h                                                             |
| • Volumenstrombereich Zuluft/Abluft<br>eingestellter Sollwert | 80...230 m <sup>3</sup> /h<br>100 m <sup>3</sup> /h (gemessen: 60 m <sup>3</sup> /h) |
| • Volumen WW-Speicher                                         | 200 l                                                                                |
| • Sollwert der Warmwassertemperatur                           | 45 °C bis Ende 11/2004,<br>55 °C ab 12/2004                                          |
| • Option für Sonnenkollektoranschluss                         | nicht genutzt.                                                                       |

Bild 4 zeigt die Resultate der Messperiode 2004/05. Links ist ersichtlich, dass die Wärmepumpe und der Verdampferventilator rund 81 % des jährlichen Elektrizitätsverbrauchs benötigen. Die Ventilatoren der WRG benötigen 6 % und Regelung sowie Transformatoren zur Speisung der Gleichstrommotoren benötigen je 4 %. Der durch den Elektrozusatz verursachte Anteil liegt bei 5 %. Dieser Wert konnte erreicht werden, indem das Wärmepumpenkompaktgerät ausreichend gross gewählt wurde, d.h. die Heizleistung der Wärmepumpe entspricht der Norm-Heizlast, und indem der Heizstab zeitverzögert zugeschaltet wurde. Die Wärmepumpe darf keinesfalls zu klein gewählt werden, weil sonst der Anteil des Heizstabs überproportional ansteigt.



#### Bild 4:

links: Aufteilung des Elektrizitätsverbrauchs in der Messperiode 2004/05

rechts: Aufteilung der Nutzenergien in der Messperiode 2004/05.

Rechts ist ersichtlich, dass der Heizenergiebedarf rund 10'900 kWh betrug, was 256 MJ/m<sup>2</sup>a entspricht. Der Bedarf ist somit 60 % höher als nach SIA 380/1 berechnet wurde. Der Warmwasserbedarf hingegen ist mit ca. 1'200 kWh fast 45 % niedriger als nach SIA 380/1 berechnet. Die mutmasslichen Gründe für den zu hohen Heizenergiebedarf sind, dass nur ein kleiner Teil der passiven Solargewinne realisiert werden konnte, weil oft verschattet wurde. Der sich daraus ergebende Zusatzverbrauch liegt im Bereich von 40 MJ/m<sup>2</sup>a. Weitere Gründe sind, dass das Gebäude sehr stark windexponiert ist und dass wahrscheinlich auch die Bauaustrocknung noch einen Einfluss hatte. Ein Thermografieaufnahme zeigte keine Anhaltspunkte für mögliche Wärmebrücken. Auch die Luftdichtigkeit wurde mit einer Blower-Door-Messung ermittelt. Bei 50 Pa Differenzdruck konnte ein überdurchschnittlicher Wert von 0.61 Liter/h erreicht werden, der sogar den MINERGIE-P<sup>®</sup>-Standard erfüllen würde.



### Die FHNW-Rechenmethode

Das Rechenverfahren beruht auf der Temperaturklassenmethode (englisch: „bin method“). Ähnliche Verfahren kamen in der VDI 2067 [6] und beim MINERGIE-Rechentool Wpesti [7] zur Anwendung.

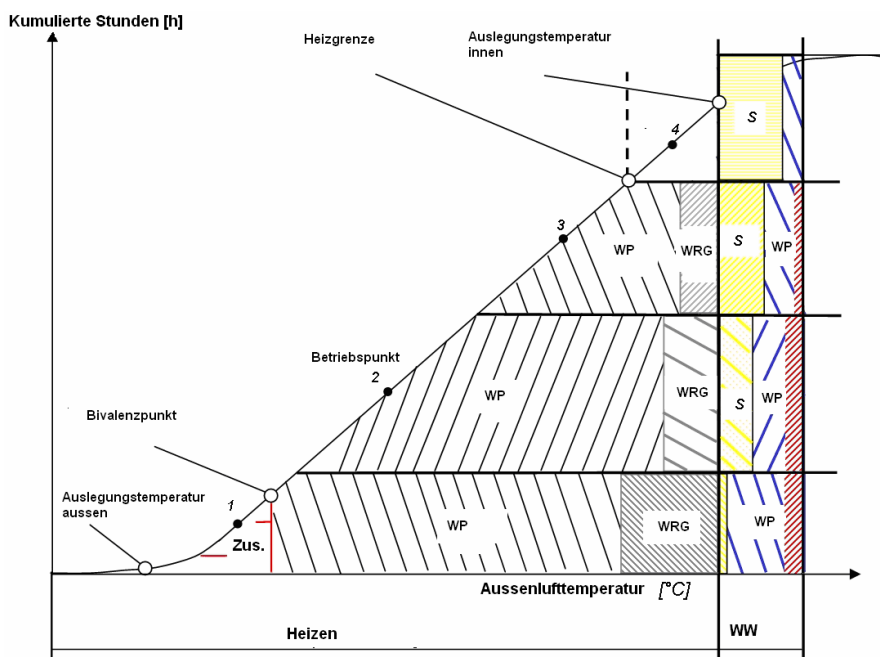
Die Effizienz des Wärmepumpenheizsystems ist von verschiedenen Betriebsbedingungen abhängig. Die wichtigsten sind:

- Temperaturniveau von Quelle und Senke
- Art und Eigenschaft der Wärmequelle (Luft, Erde, Wasser)
- Systemkonfiguration und Hilfsenergien.

Die Ermittlung des Jahresnutzungsgrades erfolgt durch zeitliche Hochrechnung von Energiebedarf und Arbeitszahlen der Betriebspunkte mit den Schritten:

- Bestimmung der Arbeitszahl an diskreten Arbeitspunkten  
→ Aussage zur Leistungsfähigkeit der Wärmepumpe unter definierten Betriebsbedingungen
- Bestimmung des Anteils am Gesamtenergiebedarf, der von Wärmepumpe und Heizstab unter diesen Betriebsbedingungen produziert wird  
→ Aussage zur Verteilung der Betriebszustände im Jahresverlauf
- Summation der einzelnen energetisch gewichteten Arbeitszahlen zu einem Jahresnutzungsgrad.

Idealisiert wird angenommen, dass der Heizwärmebedarf zuerst durch die WRG, der Rest durch die Wärmepumpe und der evtl. dann noch verbleibende Rest durch den Elektrozusatz gedeckt werden. Der Warmwasserbedarf wird analog zuerst durch den Sonnenkollektor, der Rest durch die Wärmepumpe und ggf. durch den Heizstab erzeugt. In Bild 5 ist der Rechengang grafisch dargestellt.

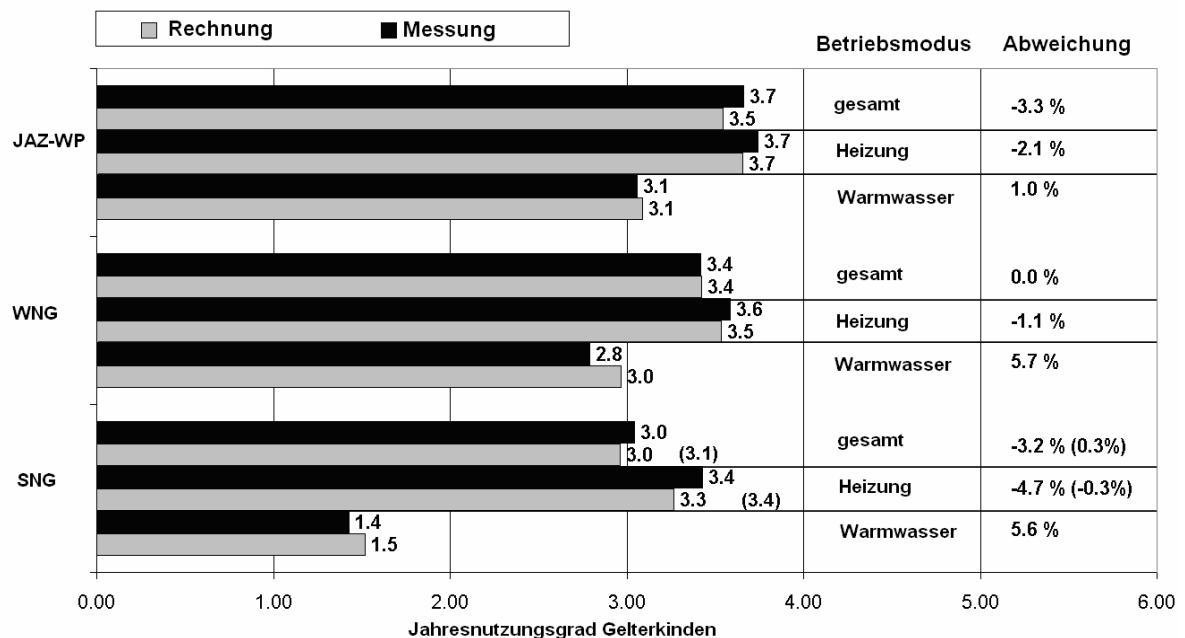


**Bild 5:**  
Prinzip der Bin-Methode für Wärmepumpen/Lüftungs-Kompaktgeräte mit Wärmerückgewinnung (WRG), solarer Unterstützung (S) und Zusatzheizung (Zus.)

## Validierung

Für die Validierung wurde die Rechnung mit den Messungen der Anlage Gelterkinden verglichen [8]. Dabei wurde angenommen, dass die Heizpumpe die ganze Heizperiode durchläuft. In vielen Anlagen ist dies der Fall, damit die Regelung immer eine Information über Rücklauftemperatur erhält. In Klammern sind Ergebnisse gezeigt, bei denen die Heizpumpe nur läuft, wenn die Wärmepumpe in Betrieb ist. Die Realität liegt irgendwo dazwischen, wobei der Unterschied bei der untersuchten Anlage nicht gross ist.

Ein Vergleich der Kennzahlen in Bild 6 zeigt, dass alle Werte relativ gut übereinstimmen. Die maximale Abweichung liegt bei ca.  $\pm 6\%$ . Sie liegt damit im Genauigkeitsbereich der COP-Messungen, der in der Prüfnorm EN 14511 [2] mit 5 % angegeben wird. Eine zusätzliche Validierung der Rechenmethode an einer Erdsondenwärmepumpe mit Beistellboiler ergab eine ähnlich gute Übereinstimmung (s. Schlussbericht [8]).



**Bild 6:**

Vergleich von berechnetem und gemessenem Kennzahlen der Anlage „Gelterkinden“ für verschiedene Systemgrenzen und Betriebsmodi (JAZ-WP: Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe, WNG: Wärmeerzeugernutzungsgrad, SNG: Systemnutzungsgrad).

## Fazit

Für Wärmepumpen/Lüftungs-Kompaktgeräte mit den Funktionen Heizen, Warmwasser, mechanische Lüftung mit WRG und optionalem Sonnenkollektor bzw. Luft-Erdregister ist eine auf Temperaturklassen aufbauende Rechenmethode entwickelt und mit Messungen zweier Pilotanlagen validiert worden. Die maximale Abweichung der Jahresnutzungsgrade liegt im Bereich von 6 %. Die Rechenmethode wurde in einer Grundversion, reduziert auf kombinierten Heiz- und Warmwasserbetrieb, in die europäische Norm prEN 15316-4.2 [9] implementiert, die dieses Jahr in die Schlussabstimmung geht und zur Umsetzung der EPBD [10] erarbeitet wurde.

Pilotanlagenmessungen zeigten, dass der Elektrozusatz im untersuchten Gebäude kaum zum Einsatz kommt und zu einem Anteil von weniger als 5 % am gesamten Elektrizitätsbedarf beiträgt. Der Bedarf für Heizung und Warmwasser kann weitgehend durch die Wärmepumpe und die WRG gedeckt werden, vorausgesetzt die Wärmepumpe ist genügend gross dimensioniert. Dies ist der Fall, wenn die Nennleistung im Bereich der Normheizlast liegt.

## Quellen

- [1] Carsten Wemhöner, Thomas Afjei: Test procedure and seasonal performance calculation for residential heat pump with combined space and domestic hot water heating, Final Report IEA HPP Annex 28, SFOE, Berne, August 2006.
- [2] EN 14511-2, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling – Part 2: Test conditions, CEN, 2004, Brussels, EU.
- [3] EN 13141-7, Ventilation for buildings – Performance testing of components/ products for residential ventilation – Part 7: Performance testing of mechanical supply and exhaust ventilation units (including heat recovery) for mechanical ventilation systems intended for single family dwellings; Mai 2004, EU
- [4] SIA 380/1:2001, Thermische Energie im Hochbau, Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein, Zürich, Februar 2001
- [5] SIA 384/2:1995, Wärmeleistungsbedarf von Gebäuden, Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein, Zürich, July 1995
- [6] VDI Richtlinie 2067, Berechnung der Kosten von Wärmeversorgungsanlagen, Teil 6, Wärmepumpen, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1989
- [7] AWEL, Bestimmung möglicher Grenz- und Zielwerte für die Jahresarbeitszahl von Wärmepumpen, verfasst durch Huber Energietechnik AG, Zürich, Februar 2006.
- [8] Carsten Wemhöner et al.: Calculation method for the seasonal performance of heat pump compact units and validation, Final Report, SFOE, Berne, February 2007.
- [9] prEN 15316-4.2: Heating systems in buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 4-2: Space heating generation systems, heat pump systems, Draft submitted to formal vote, Sept. 2006, EU
- [10] Directive 2002/91/EC of the European Parliament and of the Council of 16 December 2002 on the Energy Performance of Buildings, Official Journal of the European Communities, 4.1. 2003

Carsten Wemhöner  
Dipl. Ing. TH  
Wissenschaftlicher Mitarbeiter  
Fachhochschule Nordwestschweiz, Hochschule für Architektur, Bau und Geomatik  
Institut Energie am Bau  
St. Jakobs-Strasse 84  
CH-4132 Muttenz  
[carsten.wemhoener@fhnw.ch](mailto:carsten.wemhoener@fhnw.ch)  
[www.fhnw.ch/habg/iebau](http://www.fhnw.ch/habg/iebau)

# Standardlösungen für Energie-effizientes Heizen und Kühlen mit Wärmepumpen (SEK)

## **Zusammenfassung**

*Kühlung von Einfamilienhäusern ist in der Schweiz bisher wenig verbreitet. Erhöhte Komfortansprüche in Niedrigenergiehäusern, zunehmende Glasanteile in der Architektur und steigende interne Lasten durch Geräte bergen beispielsweise bei nicht ausreichendem Sonnenschutz die Gefahr eines sommerlichen Überhitzens. Hersteller reagieren bereits mit der verstärkten Integration von Kühloptionen in ihre Geräte. Hier bestehen allerdings noch Unsicherheiten bezüglich hydraulischer Einbindung, Leistungsfähigkeit, erreichbarem Komfort, Einsatzgrenzen sowie der Regelung. Im Projekt sollen daher nach dem Vorbild der STASCH-Planungshilfen Standardsysteme für das energieeffiziente Heizen und Kühlen in Niedrigenergie-Einfamilienhäusern definiert werden und mit Hilfe von Simulationen Auslegungsrichtlinien für die definierten Systeme abgeleitet werden. Ein Literatur- und Marktüberblick zeigt, dass für den Heizbetrieb installierte Komponenten oft auch für eine energieeffiziente passive Kühlung im Sommerbetrieb genutzt werden können.*

## **Abstract**

*Cooling and air-conditioning in single family houses is presently not very common in Switzerland. However, increasing indoor comfort demand in low-energy dwellings, increasing glazing fractions and internal loads by devices contribute to the higher risk of summerly overheating, e.g. in case of insufficient sun protection. Manufacturers are actually already reacting to this fact by integrating cooling options in their systems. On the other hand, there are still insecurities about the hydraulic integration, reachable comfort and operation limits as well as adequate control. Therefore, in this project, standards systems for energy efficient heating and cooling in the sense of the STASCH design guidelines shall be defined for low-energy single family dwellings and key characteristics for the design shall be derived by simulations of the defined systems. A literature and market survey shows, that installed components of heating systems can often be used for an energy efficient passive cooling operation in summertime, as well.*

## Motivation

Im Winter haben sich die Komfortbedingungen in Niedrigenergiebauten durch die dichte Gebäudehülle (keine Zugerscheinungen) und gute thermische Isolation und Fenster (höhere Oberflächentemperaturen auf der Wandinnenseite) sind wärmephysiologisch günstig) verbessert. Nicht zuletzt MINERGIE® wirbt mit dem Grundsatz des halbierten Energieverbrauch bei doppeltem Komfort. So ist eine hohe Erwartungshaltung auch an den sommerlichen Komfort verständlich.

Kühlen im Einfamilienhaus ist bisher allerdings wenig verbreitet. Höhere Glasanteile in der Architektur, die aus ästhetischen Gründen oder zur Optimierung der passiv solaren Gewinne im Winterbetrieb anzutreffen sind, können im Sommer externe Kühllasten verursachen. Interne Lasten steigen durch immer mehr elektrische Geräte in den Haushalten. Trotz guter thermischer Isolation, die sich auch im Sommer positiv auswirkt, ist für den Sommerbetrieb daher ein gut abgestimmtes Konzept erforderlich. Bei nicht ausreichendem Sonnenschutz und hohen internen Lasten besteht daher auch die Gefahr der Überhitzung. Diese Gefahr wird sich aufgrund des Klimawandels erhöhen. Hersteller reagieren bereits heute und integrieren in ihre Anlagen zunehmend auch Kühloptionen für den Sommerbetrieb. Hier bestehen allerdings noch Unsicherheiten bezüglich:

- Systemintegration und Systemkonfiguration
- Hydraulischer Schaltung
- Leistungsfähigkeit, Einsatzgrenzen und Energieverbrauch
- Regelung und erreichbarem Komfort.

## Projekt

Ziel des Projektes „Standardlösungen für energieeffizientes Heizen und Kühlen mit Wärmepumpen“ ist es daher, energieeffiziente Systeme zum Heizen und Kühlen zu identifizieren und zu systematisieren, möglichst einfache und robuste Standardsysteme zum Heizen und Kühlen mit Wärmepumpen für Wohnbauten abzuleiten und Richtlinien zu entwerfen, die eine einfache Auslegung und energieeffiziente Betriebsweise in der Praxis gewährleisten. Der Projektablauf gliedert sich in die folgenden Arbeitsschritte:

- **Literatur- und Marktrecherche** zur Charakterisierung des Standes der Technik
- **Bewertung der gefundenen Systeme und Aufstellen von Standardsystemen** zum Heizen und Kühlen für unterschiedliche Anwendungsbereiche (z.B. MINERGIE®, MINERGIE-P®)
- **Berechnung und Optimierung der Systemkonfigurationen und der Regelstrategien**
- **Feldtest eines Standardsystems** zur Beurteilung des realen Verhalten
- **Umsetzen der Ergebnisse in Richtlinien und Tools** für die Systemauslegung.

Als Hauptprojektergebnis sollen Auslegungsrichtlinien für energieeffiziente Standardsysteme zum Heizen und Kühlen von Niedrigenergiegebäuden ausgearbeitet werden, die vergleichbar mit den STASCH Planungshilfen [1] eine robuste Dimensionierung für Installateure und Planer liefern.

Darüber hinaus soll ein Einfamilienhaus mit erdgekoppelter Wärmepumpe mit Erdsonde und integrierter passiver Kühloption über die Erdsonde und aktiver Kühloption über die Wärmepumpe ein Jahr im Feldtest untersucht werden, um eine Auswertung des Praxisbetriebs für diese Systemvariante und eine Optimierung im Sinne einer Best-Practice-Anlage vornehmen zu können.

## Kategorisierung Kühlung

In der Literatur, z.B. in [2], wird eine Unterscheidung von Kühlverfahren in passiv, hybrid und aktiv vorgenommen. Passive Kühlung bezieht sich danach auf rein bauliche Vorkehrungen zur Reduktion des Kühlbedarfs wie Verschattung und Nachtlüftung über Öffnung der Fenster. Wird Hilfsenergie für die Kühlfunktion benötigt, z.B. bei Nachtlüftung mit mechanischer Lüftungsanlage, wird die Kühlung als hybrid bezeichnet. Aktive Kühlung bezieht sich dann auf Verfahren, die eine Kältemaschine bzw. den Umkehrbetrieb einer Wärmepumpe beinhalten. Eine andere Abgrenzung bezeichnet hybride Kühlung ebenfalls als passiv. Die folgenden Systeme kommen für den energie-effizienten Kühlbetrieb in Frage:

- Nachtlüftung (Fensterlüftung / mechanische Lüftung)
- Passives Kühlen über Erdwärmesonde
- Passives Kühlen über Luft-Erdregister
- Adiabatische /Dessicant Kühlung
- Aktive Kühlung mit Umkehrbetrieb der Wärmepumpe (mit Einschränkungen).

Die Vorteile und Nachteile bzw. Beschränkungen der Anwendbarkeit sind in Tabelle 1 zusammengestellt.

Die **Fensterlüftung** ist abhängig vom Potenzial, also ausreichender Temperaturdifferenz zwischen aussen und innen, da in heissen Perioden oft Windstille herrscht, also Windkräfte eine untergeordnete Rolle spielen. Weiterhin muss das Gebäude über eine ausreichende Speichermasse verfügen, gegebenenfalls können Phasenwechselmaterialien (PCM) bei Leichtbaukonstruktionen eingesetzt werden. Günstig wirkt sich eine Gebäudeform mit Nutzung von Kamineffekten bzw. geeignete Anordnung der Fenster aus, dessen Umsetzung im Einfamilienhaus jedoch oft begrenzt ist.

Voraussetzung für eine **mechanische Nachtlüftung** ist naturgemäss eine installierte Komfortlüftung, die allerdings im Niedrigenergiehaus aufgrund der Gebäudedichtheit oft vorhanden ist. Bei ausreichender Temperaturdifferenz zwischen aussen und innen kann für den Betrieb während des Tages eine allfällige für den Heizbetrieb installierte Wärmerückgewinnung als Kälterückgewinnung betrieben werden. Für den Nachtbetrieb ist ein Bypass der Wärmerückgewinnung (Sommer-Bypass) notwendig. Die für den Kühlbetrieb erforderlichen höheren Volumenströme müssen schon in der Planungsphase für die Auswahl der Lüftungsanlage beachtet werden, auch im Hinblick auf die Geräuschentwicklung.

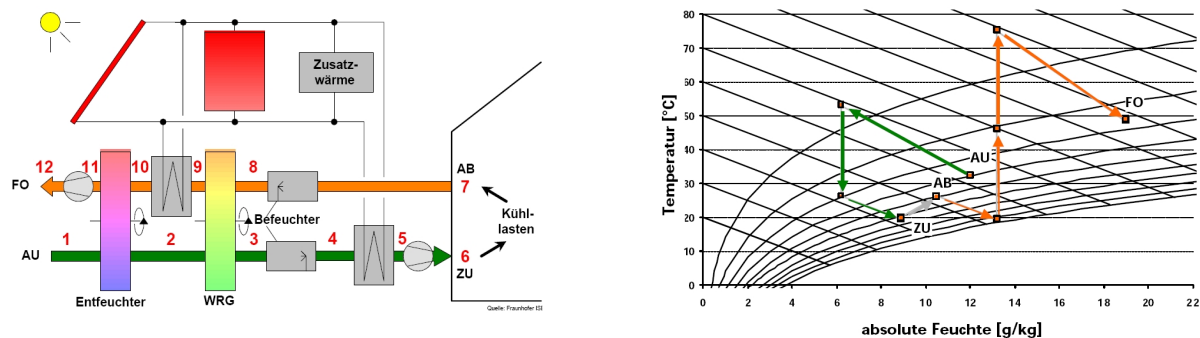
**Erdsonden mit passiver Kühlung** werden zurzeit meist mit hydraulischem Verteilsystem (Decke, Fussboden, TABS) konzipiert bzw. betrieben, wobei prinzipiell auch eine Koppelung mit einer Luftverteilung möglich ist. Für den Kühlbetrieb kann die Leistungseinkoppelung in den Raum durch die Komfortbedingungen des Abgabesystems begrenzt sein, z.B. die minimale behagliche Oberflächentemperatur bei Nutzung der Fussbodenheizung als Abgabesystem.

**Luft-Erdregister** sind z.B. als verlängerte Luftansaugung oftmals für den Heizbetrieb, insbesondere zum Frostschutz der Wärmerückgewinnung der Lüftungsanlage installiert. Die erzielbare Kühlleistung liefert allerdings meist nur eine Vorkühlung, ggf. ist die Dimensionierung des Luft-Erdregisters für den Kühlbetrieb anzupassen.

| Verfahren                                | Vorteile                                                                                                                                                                                                | Nachteile                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                 |
|------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>Nachtlüftung über Fenster</b>         | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Maximum Energie- und Kosteneffizienz</li> <li>• wartungsfrei</li> <li>• Nutzerakzeptanz i.a. gut</li> <li>• geräuscharm</li> <li>• kein Platzbedarf</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Hohe Anforderung an Benutzerverhalten bzw. bei Automatisierung reduzierte und damit suboptimale Öffnungsquerschnitte</li> <li>• Abhängig von Witterungsverhältnissen <ul style="list-style-type: none"> <li>◦ nicht zwangsläufig hoher Luftwechsel</li> <li>◦ nicht anwendbar bei Regen, Gewitter</li> </ul> </li> <li>• Sicherheitserwägungen sind zu berücksichtigen</li> <li>• Ungünstig bei schlechter Aussenluftqualität (z. B. verkehrsreiche Strasse)</li> <li>• Nicht anwendbar bei Aussenlärm (z. B. verkehrsreiche Strasse)</li> </ul> |
| <b>Mech. Nachtlüftung</b>                | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Bei installierter mechanischer Lüftung keine Zusatzkosten</li> <li>• Sommer-Bypass erforderlich</li> </ul>                                                     | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Geringe Wirksamkeit bei hygienisch notwendigem Volumenstrom</li> <li>• Höherer Energieverbrauch bei höheren Volumenströmen</li> <li>• Geräuschenwicklung muss beachtet werden</li> </ul>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                         |
| <b>Passives Kühlen mit Erdsonde</b>      | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Geringer Hilfsenergiebedarf (nur Pumpenstrom)</li> <li>• Abgabesystem der Heizung kann genutzt werden</li> </ul>                                               | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Nicht überall anwendbar (z.B. Trinkwasserschutzgebiet), dann ggf. Erdkörbe möglich</li> <li>• Zusatzkosten für zusätzlichen Wärmetauscher (ggf. zu umgehen bei wassergefüllter Sonde (geänderte Dimensionierung!))</li> </ul>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                    |
| <b>Lüftkühlung über Luft-Erdregister</b> | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Synergie zum Heizbetrieb: Luftvorwärmung im Winter, Luftvorkühlung im Sommer</li> <li>• Leistungsfähigkeit als alleiniges System meist zu gering</li> </ul>    | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Erfordert mechanische Lüftungsanlage</li> <li>• Erhöhte Energie durch zusätzlichen Druckverlust des Lüfterdregisters</li> <li>• Ggf. zusätzlicher Wartungsaufwand</li> </ul>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                     |
| <b>Adiabatische Kühlung</b>              | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Komponenten marktverfügbar</li> <li>• Gute Regelbarkeit</li> </ul>                                                                                             | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Bei mitteleuropäischem Sommerklima begrenzt durch die Aussenluftfeuchte, nur Vorkühlung möglich</li> </ul>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                       |
| <b>Dessicant Kühlung</b>                 | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Entfeuchtung ohne Kältemaschine möglich</li> <li>• Gute Regelbarkeit</li> </ul>                                                                                | <ul style="list-style-type: none"> <li>• Wärme zur Regeneration auf Temperaturniveau von 45 °C- 95 °C notwendig</li> <li>• Noch nicht alle Komponenten für den Einfamilienhausbereich marktgängig</li> </ul>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                              |

**Tabelle 1:** Überblick über Charakteristika passiver Kühlverfahren.

Eine **adiabatische** Kühlung umfasst die gezielte Befeuchtung der Abluft und eine Kälte-rückgewinnung über die WRG der Lüftungsanlage. Weiterhin kann die Zuluft befeuchtet werden, was einen zusätzlichen Kühleffekt der dem Raum zugeführten Luft bewirkt. Bei mitteleuropäischen sommerlichen Aussenluftfeuchten ist das Potenzial jedoch begrenzt, so dass eine Lufttrocknung über Sorbentien vorgeschaltet werden muss, die auf die Konfiguration einer so genannten **Dessicant-Kühlung** führt und als Systemkonfiguration in Bild 1 links gezeigt ist. Die durchlaufenen Zustandsänderungen sind im Bild 1 rechts dargestellt. Anlagen mit Plattenwärmetauschern und flüssigen Sorbentien sind in Entwicklung, auch für den kleinen Leistungsbereich für Niedrigenergie-Einfamilienhäuser.



**Bild 1:**

*Schema einer Dessicant-Kühlanlage und Zustandsänderungen im Mollier  $h,x$ -Diagramm  
ZU: Zuluft, AB: Abluft, AU: Aussenluft, FO: Fortluft (Quelle: Fraunhofer ISE).*

Generell bietet jedes Wärmepumpensystem mit entsprechend installierter Hydraulik darüber hinaus die Option einer aktiven Kühlung durch Umkehrbetrieb. Dieser kann entweder intern mittels Vierwegeventil oder durch eine externe hydraulische Umschaltung realisiert werden. Besonders energieeffizient wird die aktive Kühlung, wenn die Abwärme des Kühlbetriebs für die Warmwasserproduktion genutzt werden kann. Bei erdgekoppelten Systemen mit Erdsonden ist die Nutzung aufgrund der Kurzzeit-Speicherfähigkeit des Erdreichs auch ohne simultanen Kühl- und Warmwasserbetrieb möglich.

Thermische getriebene Wärmepumpen, bei denen Restwärme oder solare Wärme zum Antrieb für die Kühlung genutzt werden können, sind für den Leistungsbereich für Einfamilienhäuser noch in Entwicklung.

## Schlussfolgerungen

Aus Literaturrecherche und Marktbetrachtung ergibt sich, dass vor allem die Systeme

- Nachtlüftung (Fenster oder mechanisch)
- Erdkopplung mit Erdsonden
- Erdkopplung mit Luft-Erdregister

für eine Kopplung mit Wärmepumpenheizsystemen für Niedrigenergiehäuser interessant sind, da sich durch die installierten Komponenten Synergien zwischen Heiz- und Kühlbetrieb ergeben. Bezüglich der Systeme zur adiabatischen / dessicant Kühlung und im Hinblick auf die Hydraulikschaltungen und Regelungsstrategien muss der Markt kontinuierlich betrachtet werden, da hier aktuell grosse Marktaktivitäten der Hersteller bestehen.



## Resultate passive Kühlung mit Erdsonden und hydraulischer Verteilung

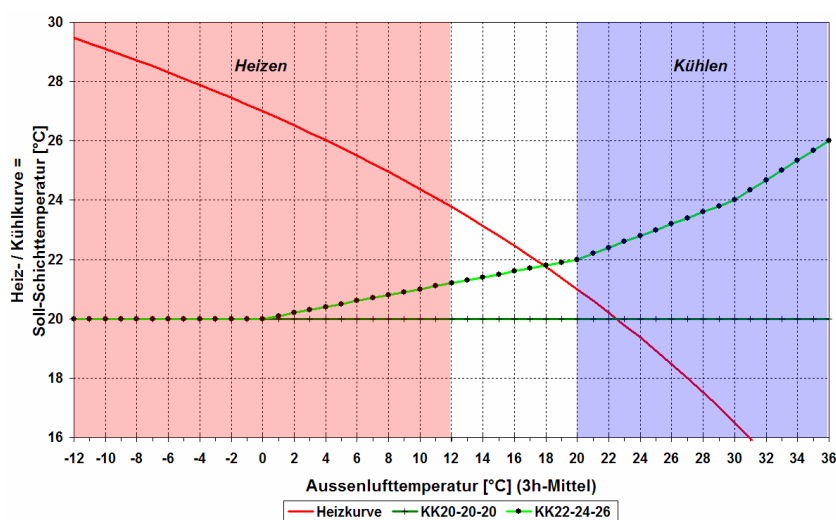
Als erstes System wurde eine Kühlung mit Erdsonden mit Hilfe von Simulationen untersucht. Die Simulationen wurden in Matlab-Simulink mit der Haustechnik Bibliothek CARNOT [3] durchgeführt. Für die Simulation des Abgabesystems wurde ein an der Empa entwickeltes Fussbodenmodell [5] in CARNOT ergänzt.

Das Gebäude wurde auf Grundlage eines realen MINERGIE®-zertifizierten Einfamilienhauses in Gelterkinden (BL) parametrisiert, in dem jedoch keine Erdsonden-Kühlung installiert ist. Die Auslegung/Simulation der Erdsonde wurde mit dem Programm EWS [4] durchgeführt. Das Abgabesystem ist auf tiefe Temperaturen für eine maximale Effizienz der Anlage ausgelegt, so dass sowohl im Heiz- als auch im Kühlbetrieb der Selbstregel-effekt genutzt wird.

Zur Auswertung geeigneter Kühlkurven wurden verschiedene Kühlkurven simuliert. Bild 2 zeigt beispielhaft die Heizkurve und zwei zugrunde gelegte Kühlkurven für die Parameter-variation. Die tiefere Kühlkurve führt dabei zu geringerer Sicherheit der Fussbodenoberflächentemperatur zur Taupunkttemperatur und zum Grenzwert der behaglichen Fussbodenoberflächentemperatur. Mit der steigenden Kühlkurve (gepunktete Linie in Bild 2) wird der Abstand vergrößert und es ergeben sich Bodenoberflächentemperaturen im mittleren Bereich zwischen den Komfortgrenzen.

Die Simulationen belegen, dass der begrenzende Faktor in der überwiegenden Zahl der Fälle die Komfortgrenze für eine behagliche Fussbodenoberflächentemperatur ist, so dass für eine Niedertemperatur-Anlage mit adäquater Kühlkurve keine Taupunktüberwachung notwendig ist. Aus Sicherheitsgründen wird jedoch häufig trotzdem eine Taupunktüberwachung installiert.

Räume mit hohem Feuchteanfall, zum Beispiel das Bad oder die Küche, sollten hingegen nicht über Flächen gekühlt werden, es ist also für den Kühlbetrieb eine entsprechende hydraulische Absperrung dieser Kreise vorzusehen.



**Bild 2:**  
Heizkurve und zwei  
Kühlkurven für die  
Parametervariation.

Darüber hinaus zeigen die Simulationen, dass in der Übergangszeit eine Freigabe der Kühlung im Wechselbetrieb zwischen Heizen und Kühlen durch die Kapazität des Gebäudes den Heizbedarf erhöhen kann (Effekt des Gegenheizens). Eine automatisierte Regelung muss daher den Wechselbetrieb vermeiden, als einfache Lösung kommt zum Beispiel ein angepasste Totzeit von z.B. 12 h in Frage, so dass der Kühlbetrieb erst 12 h nach dem Heizbetrieb beginnen kann und umgekehrt.

Weiterhin wurde in den Simulationen die Randbedingungen Verschattung und Luftkühlung über erhöhten Luftwechsel untersucht. Je nach resultierenden Lastverhältnissen für den Raum ergaben sich dabei Systemnutzungsgrade des erdgekoppelten Kühlbetriebs im Bereich 10 bis 25, da sich die elektrische Pumpenenergie kaum ändert, während abhängig von der Last deutlich unterschiedliche Energiemengen über die erdgekoppelte Kühlung abgeführt wurden.

Bisher sind noch keine Vergleiche zwischen den einzelnen Systemen, also Luftkühlung über erhöhten Luftwechsel und passive Kühlung mit Erdsonden bezüglich des Energieaufwand bzw. der Effizienz ausgewertet worden. Entsprechende Vergleiche werden im weiteren Verlauf des Projekts durchgeführt. Weitere Resultate und Empfehlung für die passive Kühlung mit Erdsonden und hydraulischer Niedertemperatur-Verteilung sind in [6] enthalten.

## **Zusammenfassung und Ausblick**

Viele Systemkonfigurationen für die Beheizung von Niedrigenergiehäusern bieten Synergien mit passivem Kühlbetrieb, das heisst es können für den Heizbetrieb installierte Komponenten auch im Sommer für die Gebäudekühlung genutzt werden. Von den Kühlverfahren sind insbesondere die Nachtlüftung – Fenster oder mechanisch – und erdgekoppelte Systeme mit Erdsonden oder Luft-Erdregister interessant, während Komponenten für adiabatische/dessicant Kühlsysteme für den kleinen Leistungsbereich für Einfamilienhäuser noch in Entwicklung sind. Falls die Leistungsfähigkeit der passiven Verfahren oder eine Kombination nicht ausreicht, besteht mit geeigneter Hydraulik des Weiteren über den Umkehrbetrieb der Wärmepumpe die Möglichkeit einer aktiven Kühlung in Zeiten hoher Lasten. Die aktive Kühlung kann besonders effizient mit gleichzeitiger Nutzung der Kondensatorwärme für die Warmwasserproduktion betrieben werden.

Der Beginn von Feldmessungen an einem erdgekoppelten Wärmepumpensystem mit Option der passiven Kühlung über die Erdsonde ist für Mitte 2007 geplant und sollen über mindestens ein Jahr ausgewertet werden. Die mittels Simulation gewonnenen Ergebnisse bestätigen das prinzipielle Funktionieren von automatisiertem Heiz- und Kühlbetrieb mit Erdsonde und Niedertemperatur-Verteilungssystem, praktische Erfahrung sind dem Autor allerdings nicht bekannt, so dass der Praxisbeweis noch angetreten werden muss. Die Modellierung für erdgekoppelte Systeme und Fussbodenabgabesystem ist abgeschlossen, zur Zeit erfolgt die Modellierung der Komponenten von luftbasierten Systemlösungen (z. B. Luft-Erdregister, Lüftungskompaktgerät mit Abluft-Wärmepumpe). Im Anschluss werden die Simulationen für unterschiedliche Regelstrategien durchgeführt und hinsichtlich des Komforts ausgewertet. Die Umsetzung in Auslegungsrichtlinien für die ausgewählten Systemlösungen ist ab Frühjahr 2008 geplant. Der Schlussbericht wird in 2009 veröffentlicht. Das Projekt SEK stellt den nationalen Beitrag zum Annex 32 der Internationalen Energie-Agentur (IEA) dar, der in einem weiteren Beitrag dieses Tagungsbandes behandelt wird.

## Quellen

- [1] Thomas Afjei, Hans Rudolf Gabathuler, Hans Mayer: Standardschaltungen (STASCH) für Kleinwärmepumpenanlagen: Planungshilfen, Schlussbericht Teil 1, Bundesamt für Energie, 2002, download in der Kategorie Berichte unter [www.waermepumpe.ch](http://www.waermepumpe.ch)
- [2] Mark Zimmermann: Handbuch der passiven Kühlung, Fraunhofer IRB Verlag, 2003
- [3] Bernd Hafner, Carsten Wemhöner: Conventional and Renewable Energy Optimisation Toolbox (CARNOT) - User's Manual, Solar-Institute Jülich, Nov. 1999
- [4] Arthur Huber: Programm EWS. Berechnung von Erdwärmesonden. Benutzerhandbuch, Version 3.7. Huber Energietechnik AG, Zürich, 2007. download unter [www.igjzh.com/huber](http://www.igjzh.com/huber)
- [5] Markus Koschenz, Beat Lehmann: Thermoaktive Bauteilsysteme tabs. Empa, Dübendorf, 2000. ISBN 3-905594-19-6.
- [6] Thomas Afjei, Arthur Huber, Ralf Dott: Heizen und Kühlen mit erdgekoppelten Wärmepumpen (HUK), Schlussbericht BFE Forschungsprojekt, Forschungsprogramm Rationelle Energieverwendung, Mai 2007, MuttENZ.

Peter W. Egolf  
Prof., Dr. sc. nat. ETHZ  
Haute Ecole d'Ingénierie et de Gestion du Canton de Vaud  
Leiter der Numerikgruppe des „Institut Génie Thermique“  
CH-1401 Yverdon-les-Bains  
[peter.egolf@heig-vd.ch](mailto:peter.egolf@heig-vd.ch)  
[www.heig-vd.ch](http://www.heig-vd.ch)

# Studie über eine magnetische Wärmepumpe für ein Erdregister-Fussboden-Heizungssystem

In Zusammenarbeit mit A. Kitanovski, D. Vuarnoz, F. Gendre und M. Diebold

## **Zusammenfassung**

*Zurzeit zeigt die magnetische Heizung und Kühlung ein realistisches Potenzial, um in einige Nischenmärkte auf dem Gebiet der „Produktion“ von Wärme und Kälte einzudringen. Es ist bekannt, dass eine Kältemaschine zur Kühlung und eine Wärmepumpe zur Heizung Maschinen sind, die auf dem gleichen Prinzip basieren. Es wird eine kurze Übersicht über Studien von Wärmepumpen gegeben und Hinweise zum Bau einer magnetischen Wärmepumpe mit einem Wärmeübertrager, bestehend aus einer rotierenden porösen Struktur, präsentiert. Sie enthält erste magnetische Flusslinien-Verteilungen, deren Optimierungen das Ziel haben, Felder  $\mu_0 H$  von bis zu 2 T zu erreichen, ohne allzu schwere Konfigurationen von Permanent-Magneten zu ergeben. Die porösen Strukturen sind geometrisch optimiert, um maximale magnetische Feld-Induktionen zu erhalten. Es wird gezeigt, dass für eine magnetische Wärmepumpe (gefüllt mit Wasser-Äthylen-Glykol) der „Coefficient of Performance“ grösser ist als jener einer konventionellen Wärmepumpe.*

## **Abstract**

*At present magnetic heating and refrigeration shows a realistic potential to penetrate some niche markets in the field of cold and hot “production”. It is well known that a refrigerator for cooling and a heat pump for heating are machines based on the same principle. A small review on magnetic heat pump studies is outlined and an engineering aid for a magnetic heat pump with a rotary porous structure heat exchanger is presented. It involves first magnetic heat flux line distributions, whose optimisation follows the objective to obtain field's  $\mu_0 H$  up to 2 T with not too heavy permanent magnets assemblies. The porous structures are geometrically optimised to obtain maximal magnetic field inductions. It is shown that for a water/ethylene-glycol magnetic heat pump the coefficient of performance is higher than that of a conventional heat pump.*

## Einführung

Dieser Artikel enthält einerseits einige Resultate aus der Studie: *Machbarkeitsstudie für Magnetische Wärmepumpen: Anwendungen in der Schweiz* [1] – welche Ende 2006 abgeschlossen worden ist – und andererseits auch einige, welche in der Folge neu entwickelt worden sind.

In der magnetischen Heizung, Kühlung und „Power Conversion“ sind die meisten Artikel, die erschienen sind, der Entwicklung magnetokalorischer Materialien gewidmet. Wegen der grossen Anzahl gibt es heute auch einige umfassende Bücher und Übersichtsartikel (zum Beispiel von Gschneidner *et al.* [2]). Ein Meilenstein – fast vergleichbar mit der Entdeckung des magnetokalorischen Effekts durch Warburg – war die Entdeckung des „Giant magnetocaloric effects“ durch die beiden Materialwissenschaftler K. A. Gschneidner Jr. und V.K. Pecharsky [3].

Diese Entdeckung ist verantwortlich dafür, dass seit Beginn dieses Millenniums die magnetische Heizung und Kühlung begann ein realistisches Potenzial für kommerzielle Raumtemperatur-Anwendungen – mindestens für gewisse geeignete Marktsegmente – zu zeigen.

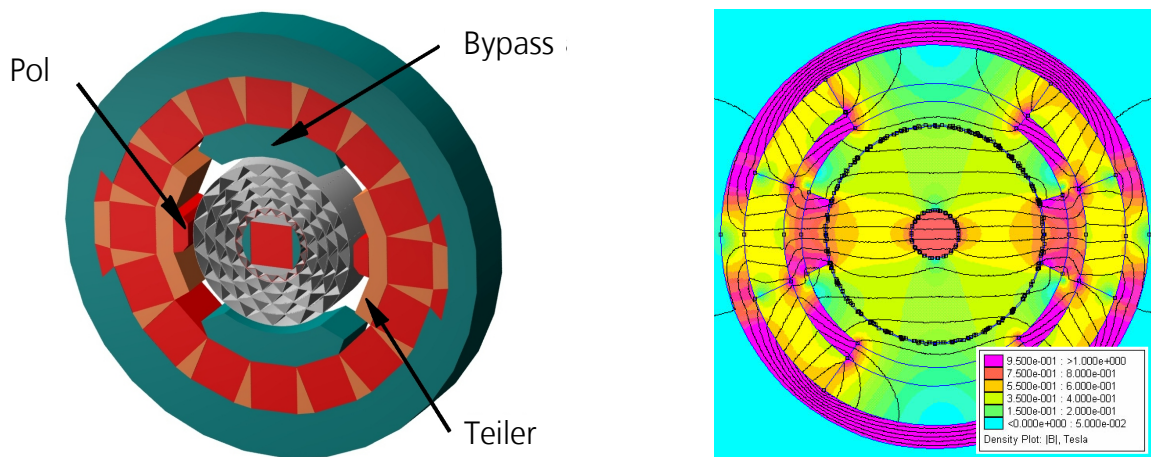
Eine kleinere Anzahl von Artikeln handelt vom thermo-magnetischen Maschinen-Entwurf sowie dessen Konstruktion und Berechnung. Im Felde der Raumtemperatur-Anwendungen war die Entwicklung eines magnetischen Kühlgerätes im Jahre 1976 durch Brown ein Meilenstein. Ein weiteres magnetisches Kühlgerät – nun aber vom Stirling-Typ – wurde von Barclay und Steyert, ein anderes durch Zimm *et al.*, in einer Zusammenarbeit der Astronautics Corporation mit dem AMES Laboratorium der IOWA State University, vorgestellt. Bemerkenswerte frühe Entwicklungen wurden auch durch Chubu/Toshiba in Japan und der Universität von Victoria in Kanada durchgeführt. Heute finden wir genau 28 publizierte Prototypen in der wissenschaftlichen Literatur. Neuere Prototypen werden zurzeit geplant und hergestellt, einige unter temporär geheimen Bedingungen, die somit noch nicht öffentlich präsentiert worden sind. Das „International Institute of Refrigeration IIF/IIR“ hat eine Arbeitsgruppe für die magnetische Kühlung gebildet [4]. In den Jahren 2005 hat diese in Montreux (Schweiz) und 2007 in Portoroz (Slowenien) je eine internationale Konferenz über magnetische Kältetechnik bei Raumtemperatur organisiert und durchgeführt. Die Tagungsbände geben einen guten Überblick über die heute existierenden Prototypen (siehe Ref. [5] und [6]).

## Linear-bewegende und rotierende magnetische Kältemaschinen

Die vier Basisprozesse der magnetischen Kältetechnik sind am einfachsten in Maschinen realisiert, wie es in einem Patent der „Haute Ecole d'Ingénierie et du Gestion“ des Kanton Waadts (HEIG-VD) beschrieben ist [7]. Dieses Patent beschreibt eine Axialmaschine (Bild 1, links). Ein weiteres Patent dieser Fachhochschule handelt von einer Radialmaschine. Es existieren auch Prototypen, welche eine Linearbewegung ausführen.

Diese Prototypen arbeiten wie rotative Wärme-Rückgewinnungs-Apparate, welche seit Jahrzehnten in der Klimatechnik mit Erfolg eingesetzt werden. In einem ersten Schritt wird eine poröse Festkörper-Struktur magnetisiert, welche durch eine simultane Erwärmung begleitet wird (Bild 1 auf der linken Seite: dunkle Regionen auf der linken und rechten

Seite des grauen Rades). Durch eine Strömung eines Fluids wird diese Struktur gekühlt und danach dreht sie aus dem magnetischen Feld und wird dadurch demagnetisiert und somit noch weiter durch den magnetokalorischen Effekt abgekühlt (Bild 1 auf der linken Seite: hellere Bereiche unten und oben). Hier wird die magnetokalorische Legierung kalt und diese wird dann durch das durch die poröse Struktur fließende Fluid erwärmt, welches vorteilhaft im Gegenstrom zum ersten Fluid durch den Zylinder fließt. Wenn das warme Fluid auf der einen Seite verwendet wird, handelt es sich um eine Wärmepumpen-Anwendung und wenn das kalte Fluid Verwendung findet, ist es ein Kühler oder eine Kältemaschine. Eine magnetische Fluss-Linien-Verteilung einer beinahe korrespondierenden Maschine ist in Bild 1 auf der rechten Seite gezeigt.



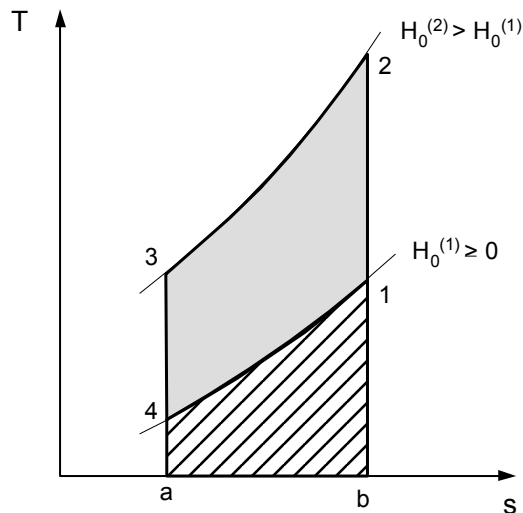
**Bild 1:**

Auf der rechten Seite ist eine konzeptuelle Zeichnung einer magnetischen Wärmepumpe zu sehen. Sie zeigt Standard-Magnete und Hilfselemente, die eine gute magnetischen Fluss-Linien-Verteilung garantieren. Die Pole und Teiler bestehen aus NdFeB-Magneten. Die zwei Bypass-Elemente sind aus reinem Eisen gefertigt. Die korrespondierende Fluss-Linien-Verteilung in einem Rotor aus porösem Gadolinium einer ähnlichen Anordnung ist im Bild rechts gezeigt.

## Thermodynamischer Zyklus

Der thermodynamische Basiszyklus der magnetischen Kühlung ist der Brayton-Zyklus. Eine Maschine welche diesen Zyklus realisiert, arbeitet zwischen zwei isentropen und isomagnetischen Feldlinien (siehe Bild 2). Der Prozess 1-2 und 3-4 sind die Magnetisierung von einem magnetischen Feld  $H_0^{(1)}$  nach  $H_0^{(2)}$ , respektive der inverse Prozess der Demagnetisierung. Hier können nicht alle Details der Thermodynamik der magnetischen Kältetechnik diskutiert werden. Eine umfassende Übersichtsarbeit über magneto-thermodynamische Zyklen wurde im Jahre 2005 von Kitanovski und Egolf publiziert [8]. In diesem Artikel werden auch Zyklen von Mehrfach-Stufen-Maschinen und Regenerations-Zyklen detailliert behandelt. Diese erlauben höhere Temperaturspannen zu überbrücken. Um gute Wirkungsweisen zu erreichen, sollten magnetische Wärmepumpen Permanent-Magnete enthalten. Zurzeit werden Feldstärken von bis zu  $\mu_0 H = 2$  T (Tesla) als realistisch erreichbare Größen für ihre Feldinduktion betrachtet. Durch optimierte Strukturen können durch Feld-Linien-Konvergenz lokal sogar etwas höhere Werte erreicht werden, abhängig von der relativen Permeabilität des magnetokalorischen Materials. Wenn wir eine

Induktion von 2 T voraussetzen, zeigen beste und nicht zu teure Materialien eine adiabatische Temperaturdifferenz von 7 bis 8 K; dies aber nur wenn der Hysterese-Effekt vernachlässigbar klein ist. Eine Hysterese führt zu Irreversibilitäten, welche den „Coefficient of Performance“ einer Maschine verkleinern. Davon ausgehend folgert man, dass Anwendungen mit kleinen Temperaturunterschieden sich besser für die magnetische Kühlung eignen als solche mit einem grossen Temperaturspann. Zudem begünstigt die optimale Wirkungsweise einer Maschine im Bereiche der Curie-Temperatur des magnetokalorischen Materials Anwendungen mit zwei konstanten Temperatur-Niveaus.



Die Arbeit, welche geleistet werden muss um das magnetokalorische Material in das magnetische Feld zu drehen, entspricht in Bild 2 der grauen Fläche in der Grafik. Die gesamte Fläche unter der Kurve, die durch die Punkte 2 und 3 geht, repräsentiert die abgegebene Heizleistung der Wärmepumpe.

**Bild 2:**

*Temperatur-spezifische Entropie (T,s)  
Diagramm eines Brayton Zyklus.*

## Abschätzung des „Coefficient of Performance“

Im Falle, dass die vorgeschlagene magnetische Wärmepumpe den verlangten Temperaturspann zwischen Heizquelle und -senke nicht erreichen kann, muss ein Mehrfach-Zyklus oder ein regenerativer Zyklus vorgesehen werden. Die Anzahl Stufen ist von der Grösse der Magnetfeld-Änderung, der Wirksamkeit des Wärmeübergangs, usw. abhängig. Um Wärme von einer Stufe zur nächstliegenden zu transportieren, muss eine Temperaturdifferenz vorhanden sein, und dies ist mit irreversiblen Verlusten verbunden. Um den resultierenden Temperaturunterschied zu bestimmen, wird eine Näherung gemacht, welche überlappende Zyklen von verschiedenen Stufen und deren Wärmeübergang wie auch jene an der Wärmequelle und -senke in Betracht zieht (siehe Ref. [9] und [10]).

Der totale Temperaturunterschied der Fluide zwischen dem Eintritt auf der kalten und warmen Seite wird durch die folgende Gleichung gegeben:

$$\Delta T_{tot} = T_{f,hot}^{(in)} - T_{f,cold}^{(in)} = n \Delta T_{ad} - (n+1) \Delta T_{loss}, \quad (1a,b)$$

in der  $n$  die Anzahl der Stufen,  $\Delta T_{ad}$  die adiabatische Temperaturdifferenz gegeben durch das magnetokalorische Material und  $\Delta T_{loss}$  den Temperaturunterschied – verursacht durch die Wärmeübertragungsverluste an der Quelle, der Senke und zwischen den Stufen – beschreibt. Hier werden vereinfachend alle als gleich gross angenommen!

Mit den Fluid-Temperaturen an den Eintritten auf der kalten und warmen Seite – mit der Annahme perfekter Wärmeübertrager – kann man durch Anwendung der folgenden Gleichung die Temperatur des Fluids am Austritt auf der warmen Seite berechnen:

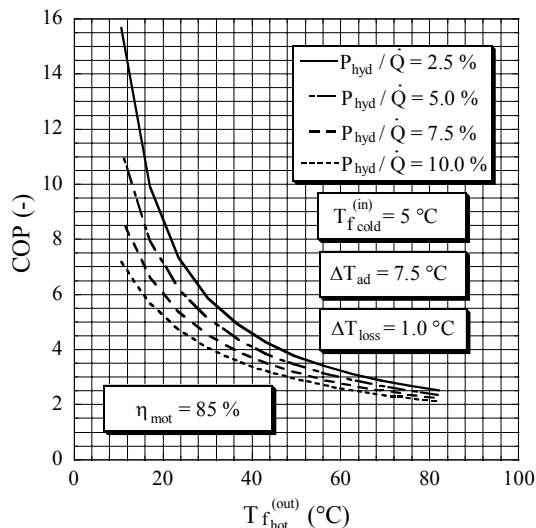
$$T_{f,hot}^{(out)} = T_{f,cold}^{(in)} + \Delta T_{tot} + \Delta T_{loss} = T_{f,cold}^{(in)} + n (\Delta T_{ad} - \Delta T_{loss}). \quad (2a,b)$$

Die Berechnung des Druckabfalls einer laminaren Strömung in einer porösen Struktur mit kleinen geraden Dreieckkanälen und der dadurch hervorgerufene Leistungsverlust sind in der Referenz [1] beschrieben. Es kann sofort gezeigt werden, dass Schüttbettfüllungen, welche in verschiedenen Prototypen realisiert worden sind, zu hohe Druckverluste verursachen. Der Grund dafür ist, dass solche Strukturen zu kleine Öffnungen für die Fluide aufweisen und auch zu viele Krümmungen der Stromlinien.

Wenn der Leistungsverlust – verursacht durch die Strömung mit seinem Druckverlust – bestimmt wird, dann ist das Verhältnis dieses  $P_{hyd}$  zur Heizleistung der Wärmepumpe  $\dot{Q}$  sofort bekannt. Dieses Verhältnis sollte 10 % nicht übersteigen, wenn vernünftige  $COP$ -Werte erreicht werden sollen. Dann folgt in einer Approximation für den  $COP$  (siehe auch in den Referenzen [9] und [10]):

$$COP \cong \frac{1}{\frac{5}{4} \frac{n \Delta T_{ad}}{\eta_{mot} T_{f,hot}^{(out)}} + \frac{P_{hyd}}{\dot{Q}}}. \quad (3)$$

Resultate der Gleichung (3), für einen Motor, welcher das poröse Rad dreht und einen Motoren-Wirkungsgrad von  $\eta = 85\%$  aufweist, werden in Bild 3 gezeigt. Man sieht sofort, dass für kleine Temperaturdifferenzen hohe  $COP$ 's möglich sind, z.B. für eine Temperaturdifferenz von  $20\text{ °C}$  ein  $COP$ -Wert von 8.5. Andererseits wenn hohe Differenzen zwischen den Temperaturen der Quelle und Senke auftreten, dann fällt der  $COP$  stark ab. Es würde zum Beispiel für eine magnetische Wärmepumpe mit Radiatoren ( $90\text{ °C}$  Fluid-Eintritts-Temperatur) der  $COP$  nicht viel höher als 2.0 sein.



**Bild 3:**

Es wird der „Coefficient of Performance“ als Funktion der Temperatur des Fluids am Austritt auf der Warmseite der Wärmepumpe gezeigt. Die Grafik enthält verschiedene Kurven für verschiedene relative Leistungsverluste in den porösen Wärmeübertragern von 2.5 bis 10 %. Es wird angenommen, dass die Temperatur des Fluids, welches aus dem Erdreich kommt, in allen Fällen am Eintritt konstant  $5\text{ °C}$  aufweist.



Dieser starke Abfall des *COP*-Wertes wird verursacht durch die limitierte adiabatische Temperaturdifferenz von nur 7.5 K und die zusätzlichen Verluste, hier  $\Delta T_{loss} = 1$  K, gegeben durch Mehrfach-Stufen-Maschinen. Jetzt wird sofort klar, dass höhere adiabatische Temperaturdifferenzen zu einer höheren Qualität von Wärmepumpen und Kältemaschinen führen. Die Zukunftsperspektiven, um bessere Werte der adiabatischen Temperaturdifferenz und auch der Entropiedifferenz zu erhalten, sind sehr gut.

## Zusammenfassung

Es wird gezeigt, dass für einige Anwendungen sehr energieeffiziente Kältemaschinen und Wärmepumpen geplant und konstruiert werden können, welche bessere *COP*-Werte als konventionelle Maschinen aufweisen können. Ein Beispiel wird in der Referenz [1] dargestellt, wo eine 8 kW-Magnet-Wärmepumpe konzipiert für eine moderne Fussbodenheizung mit 35 °C Wasser-Eintritts-Temperatur und mit einem porösen Rotor, der mit 5 Hz dreht, zu einem *COP*-Wert von 4.9 führt. Es ist bestens bekannt, dass konventionelle Wärmepumpen für diese Anwendung nur *COP*-Werte von 4.0 erreichen und dies meist auch nur in Labor-Aufbauten. Daher ist eine solche Anwendung beispielsweise ideal für die Einführung dieser „neuen“ Technologie.

## Danksagungen

Die Autoren danken dem Bundesamt für Energie (vertreten durch Fabrice Rognon und Thomas Kopp) für die finanzielle Unterstützung. Wir danken weiter der HES-SO für ihr kontinuierliches Interesse an unseren Arbeiten.

## Quellen

- [1] P.W. Egolf, F. Gendre, A. Kitanovski, O. Sari, *Machbarkeitsstudie für magnetische Wärmepumpen: Anwendungen in der Schweiz*, Schlussbericht zuhanden des Bundesamtes für Energie, 1-67, 1. Oktober 2006.
- [2] K.A. Gschneidner, V.K. Pecharsky und A.O. Tsokol, *Recent developments in magnetocaloric materials*, Institute of Physics Publishing, Rep. Prog. Phys. **68**, 1479-1539, 2005.
- [3] V.K. Pecharsky, K.A. Gschneidner Jr., *Giant magnetocaloric effect in  $Gd_5(Si_2Ge_2)$* , Phys. Rev. Lett. **78** (23), 4494-4497, 1997.
- [4] "IIR Working Party on Magnetic Refrigeration": [www.mcwp.ch](http://www.mcwp.ch)
- [5] P. W. Egolf, O. Sari, A. Kitanovski, F. Gendre, 2005. First International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature. Conference Proceedings, Montreux, Switzerland, 27-30 September, 2005.
- [6] A. Poredos, A. Sarlah, Second International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature. Conference Proceedings, Portoroz, Slovenia, 11-13 April 2007.
- [7] A. Kitanovski, P.W. Egolf, O. Sari, Patent WO2004/059221, 2004.
- [8] A. Kitanovski, P.W. Egolf, *Thermodynamics of magnetic refrigeration*, Übersichtsartikel des Int. J. Refr. **29**, 3, 2005.
- [9] P.W. Egolf, A. Kitanovski, D. Vuarnoz, M. Diebold, Ch. Besson, *An introduction to magnetic refrigeration*, keynote lecture and article of the International Congress of Refrigeration, ICR, Peking, China, 21-24. August 2007 (eingereicht).
- [10] D. Vuarnoz, A. Kitanovski, M. Diebold, P.W. Egolf, *A magnetic heat pump with porous magneto caloric material*, International Symposium on Advanced Magnetic Materials and Applications, ISAMMA, 28 May-01 June, Jeju, South Korea (eingereicht).



Osmann Sari, Prof. Dr, Responsable de la Thermique Industrielle & Systèmes  
Nathanaël Alber, Nicolas Erbeau, ingénieurs  
Haute Ecole Spécialisée de la Suisse Occidentale  
Haute Ecole d'Ingénierie et de Gestion du Canton de Vaud  
Institut de Génie Thermique  
Avenue des Sports 14  
CH-1400 Yverdon-les-Bains, Suisse  
[osmann.sari@heig-vd.ch](mailto:osmann.sari@heig-vd.ch)  
<http://igt.heig-vd.ch/web/>

# Réfrigération et Pompe à chaleur Magnétique – premier Démonstrateur Technologique :

## Résumé

*Un démonstrateur radial utilisant l'air comme fluide caloporteur a été conçu, développé et réalisé. L'induction du champ magnétique est de l'ordre de 0.8 Tesla. Le démonstrateur technologique consiste en un disque rotatif de 17 mm d'épaisseur, tournant dans un champ magnétique de 0.8 Tesla, contenant du gadolinium sous forme de granulés. L'idée de base est de pouvoir réaliser un système possédant plusieurs possibilités de configurations de fonctionnement tout en garantissant le résultat :*

- *Système à un étage,*
- *Système à régénération à 2 étages,*
- *Système à deux cascades.*

*L'effet magnétocalorique est montré et le démonstrateur est fonctionnel.*

## Abstract

*A radial magnetic demonstrator using air flow as coolant fluid was developed and built in order to evaluate the magnetocaloric effect and to resolve different technical difficulties. The basic idea is to be able to achieve a system possessing several possibilities of configurations of running while: single system, system with regeneration (AMR cycle).*

*The demonstrator consists of a rotary disk 17 mm in thickness containing of pure gadolinium in the form of granules, rotating in a magnetic field. In the demonstrator, the strength of magnetic field is about 0.8 Tesla and is created by NdFeB permanent magnets. The magneto caloric effect is shown and the demonstrator is functional.*

## Introduction

Les techniques de la réfrigération et des pompes à chaleur sont au centre de deux problématiques : d'une part la destruction de la couche d'ozone (CFC, HCFC) et, d'autre part, l'intensification de l'effet de serre (CFC, HCFC et HFC : réfrigérants à effet de serre). Ces deux préoccupations ont donné naissance aux Protocoles de Montréal et de Kyoto. Or, 90 % de l'énergie électrique mondiale est produite à partir de centrales thermiques dont 20 à 30 % est destinée à la réfrigération. La production du froid, comme d'autres formes d'énergie, contribue indirectement à l'émission de CO<sub>2</sub>. L'efficacité énergétique de ces systèmes est donc un élément essentiel de l'économie d'énergie.

Les dangers de l'impact des fluides frigorigènes synthétiques sur l'environnement ainsi que les importantes mesures de sécurité, poussent l'industrie du froid à rechercher et à s'engager sur de nouvelles voies permettant de supprimer certains gaz ou d'en diminuer les quantités dans les installations à tout le moins. Depuis une dizaine d'années, la réduction de la charge de réfrigérant dans les installations frigorifiques est une priorité.

Afin de s'affranchir des réfrigérants synthétiques, les industriels recherchent sans cesse de nouvelles technologies préservant l'environnement et économes en énergies. Aujourd'hui, les exigences se sont accrues et la tendance consiste en l'élimination de la charge de réfrigérant dans les installations frigorifiques et dans les pompes à chaleur.

Les pompes à chaleur magnétiques sont considérées comme une technologie verte pouvant potentiellement se substituer aux systèmes de compression classique, qui fonctionnent actuellement principalement avec des réfrigérants HCFC et des CFC.

Le refroidissement par effet magnétocalorique (MCE) est une solution possible. La réfrigération magnétique est une technologie qui repose sur l'effet magnétocalorique, de manière analogue à la compressibilité du réfrigérant pour la réfrigération à gaz. L'effet magnétocalorique a été découvert par Warburg qui observa en 1881 une élévation de température d'un échantillon de fer lorsque celui-ci était introduit dans un champ magnétique et une chute de température lorsqu'il en était retiré. Peu après cette découverte, Edison et Tesla essayèrent, indépendamment l'un de l'autre, de tirer parti de cet effet afin de produire des moteurs à chaleur pour la génération d'électricité.

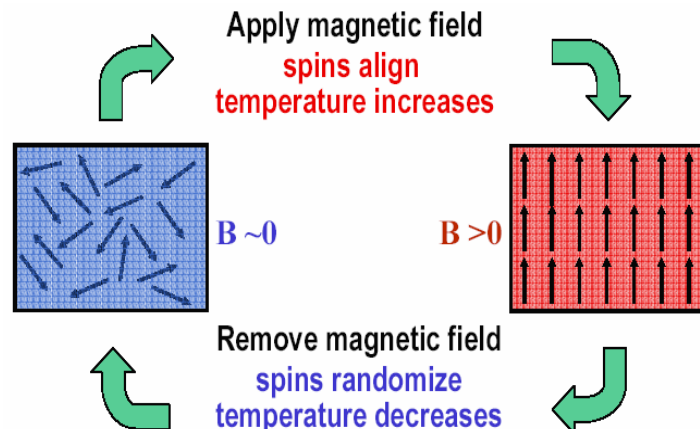
En 1918, Weiss et Piccard expliquèrent l'effet magnétocalorique. Plus tard, Debye et Giaque proposèrent une première application de ce phénomène à la physique des basses températures afin de parvenir aux températures sub-Kelvin. En 1933, Giaque et Mac Dougall réussirent à vérifier expérimentalement la méthode. Ainsi, depuis les années trente, cette technique devint la norme en physique des basses températures. Elle s'est montrée efficace pour refroidir de quelques Kelvin à quelques centièmes ou pour les applications extrêmes jusqu'à quelques millièmes de Kelvin.

Le concept de refroidissement, basé sur l'effet magnétocalorique, a été développé à l'origine pour la technologie des très basses températures (proche de la température zéro degrés absolu). Depuis, les études et les développements, en vue de réalisations à température ambiante se sont multipliés. En 1976, Brown construisit le premier réfrigérateur magnétique à température ambiante. Ce pas franchi, un nombre important de réfrigérateurs de ce type ont été brevetés et construits. Le premier réfrigérateur magnétique fonctionnant à

température ambiante et pourvu d'aimants permanents a été construit en 2001 par Astronautics Corporation of America.

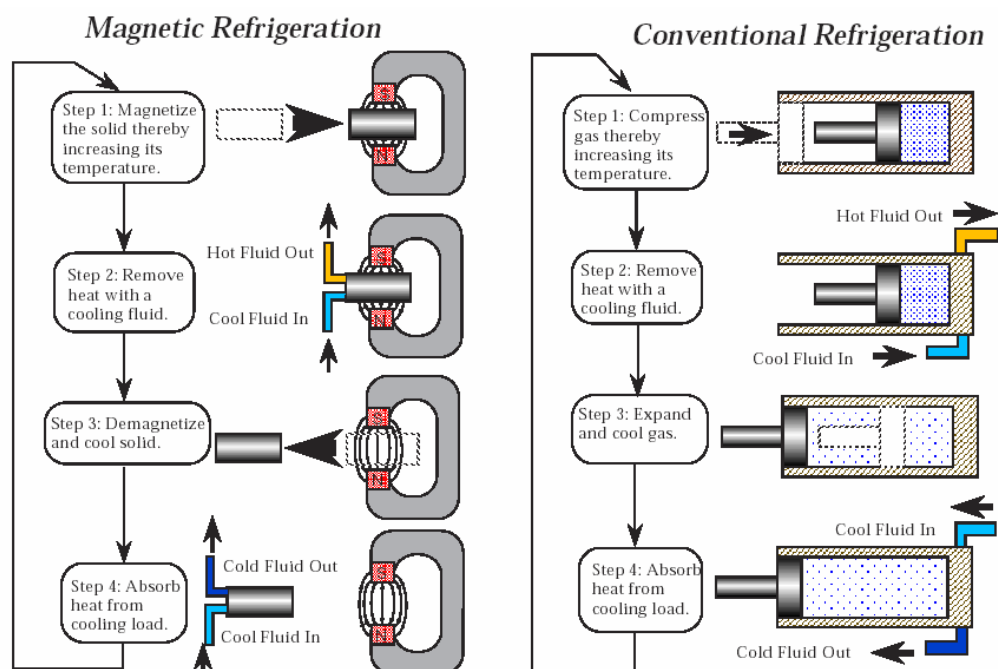
Comprendre et connaître les processus mis en jeu donnent un atout considérable à l'industriel. Afin d'explorer cette technologie et de développer des compétences, l'Institut de Génie Thermique (IGT) de la Haute Ecole d'Ingénierie et de Gestion du Canton de Vaud (HEIG-VD) a conçu et développé démonstrateur technologique.

**Figure 1:**  
*Influence du champ magnétique sur la structure du matériau magnétocalorique.*

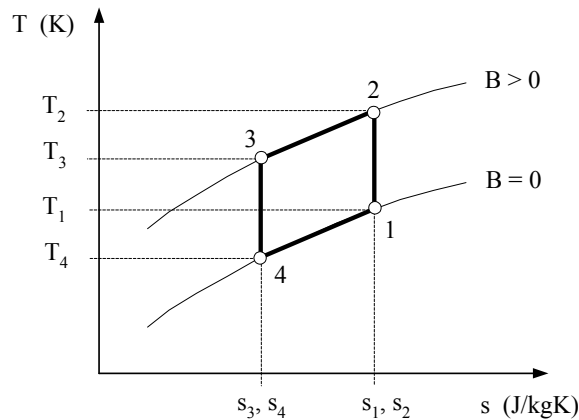


## Principe de fonctionnement

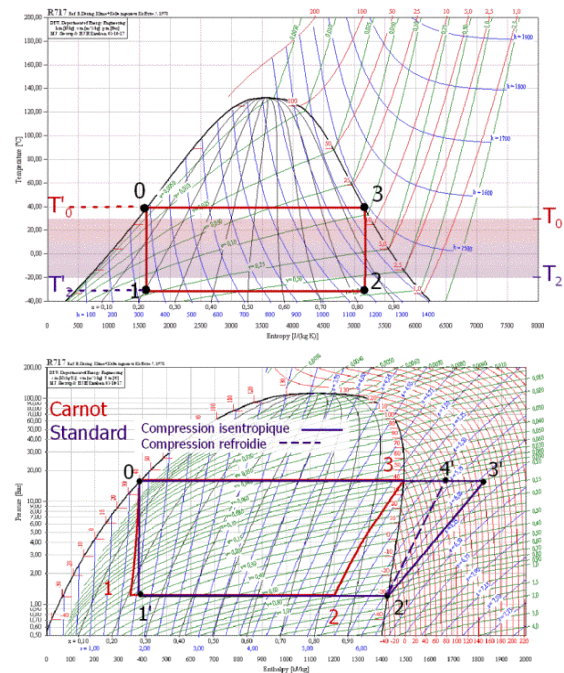
Le principe de refroidissement magnétique repose sur les propriétés magnétocaloriques (magnetocaloric effect) de certains matériaux à des températures proches de leur température de Curie. Ces matériaux ont la propriété de s'élever en température lorsqu'ils sont soumis à un champ magnétique et se refroidissent de ce même  $\Delta T$  lorsque ce champ est éliminé.



**Figure 2:**  
*Analogie des principes de fonctionnement.*



a) Réfrigération magnétique : Cycle de Brayton

b) Réfrigération conventionnelle :  
Diagramme T-s, Diagramme log-p-h**Figure 3:** Représentation des transformations thermodynamiques dans les diagrammes de Brayton et de Mollier.

Ce changement de température est dû à la structure moléculaire des matériaux appartenant à la famille des lanthanides (Figure 1). Les spins internes de ces matériaux s'alignent lorsqu'un champ magnétique leur est appliqué et reprennent une orientation casuelle à la soustraction de ce champ. La température à laquelle le  $\Delta s$  est maximum est appelée température de Curie  $T_C$ .

| Réfrigération Magnétique              |                                                |                 | Réfrigération Conventiennelle |                   |          |
|---------------------------------------|------------------------------------------------|-----------------|-------------------------------|-------------------|----------|
| Variable                              | Symbole                                        | Unité           | Variable                      | Symbole           | Unité    |
| Champ magnétique                      | $\vec{H}$                                      | $A^{-1} m^{-1}$ | Pression :                    | p                 | Pascal   |
| Enthalpie                             | h                                              | J/kg            | Enthalpie                     | h                 | J/kg     |
| Entropie                              | $s(T) = \int_0^T \frac{c_p(T, B)}{T} \cdot dT$ | J/kg            | Entropie                      | s                 | J/kg     |
| Magnétisation (orientation des spins) | $\vec{M}$                                      | $A^{-1} m^{-1}$ | Volume massique               | v                 | $m^3/kg$ |
| Energie Chaleur                       | $\delta q = T \cdot ds$                        | J/kg            | Energie chaleur               | $\delta q = dh$   | J/kg     |
| Travail                               | $\mu_0 \cdot \vec{M} \cdot d\vec{H}$           | J/kg            | Travail                       | $e = -v \cdot dp$ | J/kg     |
| Température                           | T                                              | K               | Température                   | T                 | K        |
| Induction magnétique                  | $\vec{B} = \mu_0 \cdot (\vec{H} + \vec{M})$    | Tesla           |                               |                   |          |
| Perméabilité                          | $\mu_0$                                        | $NA^{-2}$       |                               |                   |          |

**Figure 4:** Tableau des grandeurs analogues.

Dans le système traditionnel (Figure 2), c'est le réfrigérant qui est soumis à des changements d'état (évaporation, compression, condensation et détente). Dans le cadre du système magnétique (Figure 2), l'élément subissant des changements (température et entropie) est le matériau magnétocalorique. Le fluide ne porte que l'énergie chaleur.

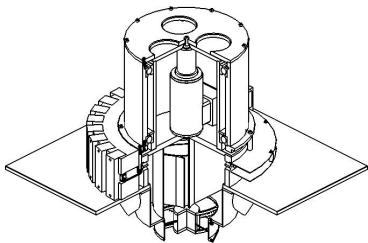
On remarque, différemment de ce que l'on pourrait supposer, que le fluide frigorigène de la machine conventionnelle peut être comparé au matériau magnétocalorique de la machine à réfrigération magnétique ; en effet, ces deux éléments accomplissent la même fonction, celui de prendre et de céder l'énergie chaleur. En exploitant ce phénomène, il est donc possible de réaliser un cycle (théorique et pratique) qui présente des analogies avec le cycle frigorifique traditionnel.

## Démonstrateur



Le démonstrateur technologique consiste en un disque rotatif de 17 mm d'épaisseur, tournant dans un champ magnétique important, contenant du gadolinium sous forme de granulés. L'idée de base est de pouvoir réaliser un système possédant plusieurs possibilités de configurations de fonctionnement tout en garantissant le résultat :

- Système à un étage,
- Système à régénération à 2 étages,
- Système à deux cascades.



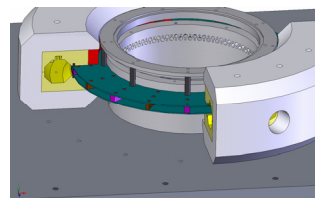
a) Principe du démonstrateur radial



b) Photo du démonstrateur



c) Panier de Gadolinium de la roue



d) Vue des deux circuits magnétiques et du disque rotatif contenant le gadolinium. Les aimants permanents sont représentés en couleur en rouge. Le disque rotatif lui est en couleur verte.

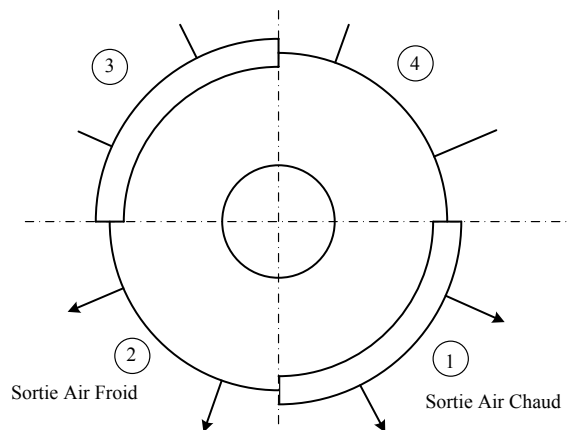
**Figure 5 : Démonstrateur**





Le démonstrateur consiste en un générateur d'un champ magnétique disposé selon un segment de couronne et définissant un espace annulaire traversé par une pièce circulaire coaxiale. Cette pièce étant pourvue de cavités radiales traversantes et contenant du matériau magnétocalorique. Ces cavités radiales traversantes étant agencées pour conduire un fluide caloporteur en contact avec matériau magnétocalorique.

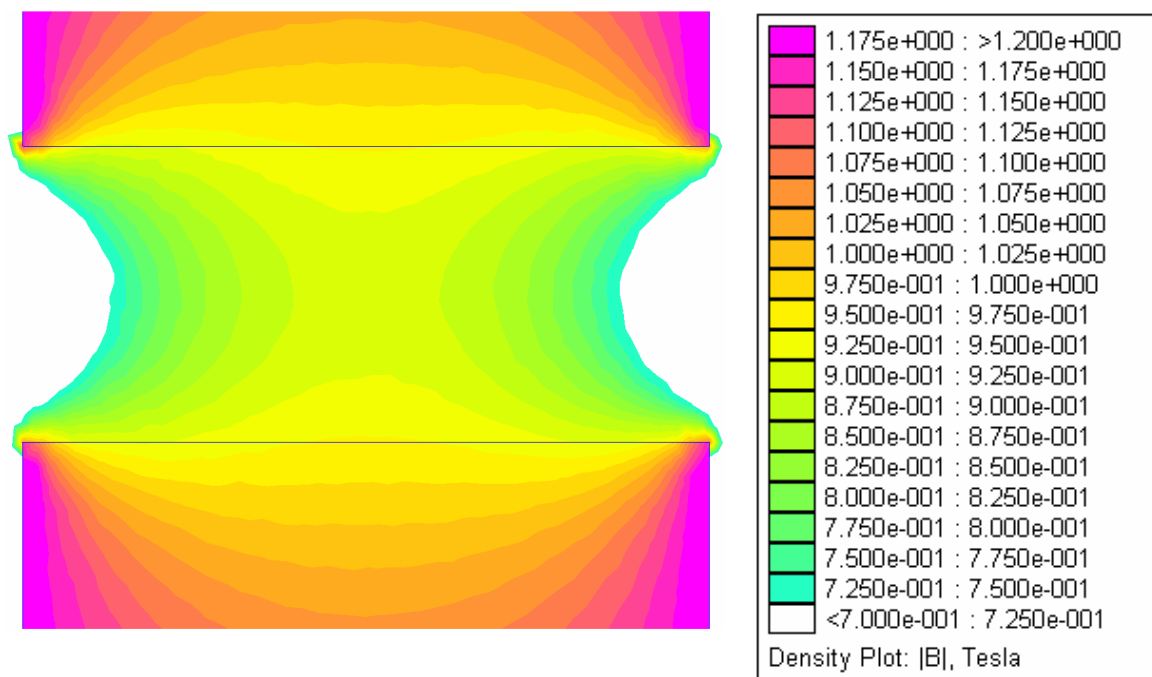
Le circuit magnétique est assemblé en quart de couronne. Des aimants permanents NdFeB de grade N521 (Grade N52 :  $B_r = 1.43\text{T}$ ,  $H_c = 1030\text{ kA/m}$ ) ont été choisis.



**Figure 6:**  
*Schéma d'installation.*

Selon le branchement des conduits d'air, plusieurs configurations d'écoulement d'air peuvent ainsi être obtenues. Les blocs 1 et 3 correspondent à la magnétisation de l'échangeur rotatif, les blocs 2 et 4 correspondent à la démagnétisation de la roue.

Afin de maintenir des conditions de température et d'humidité à l'entrée du démonstrateur correspondant à la température de Curie du Gd, et ce indépendamment de la température ambiante, un conditionneur d'air est placé à l'entrée.

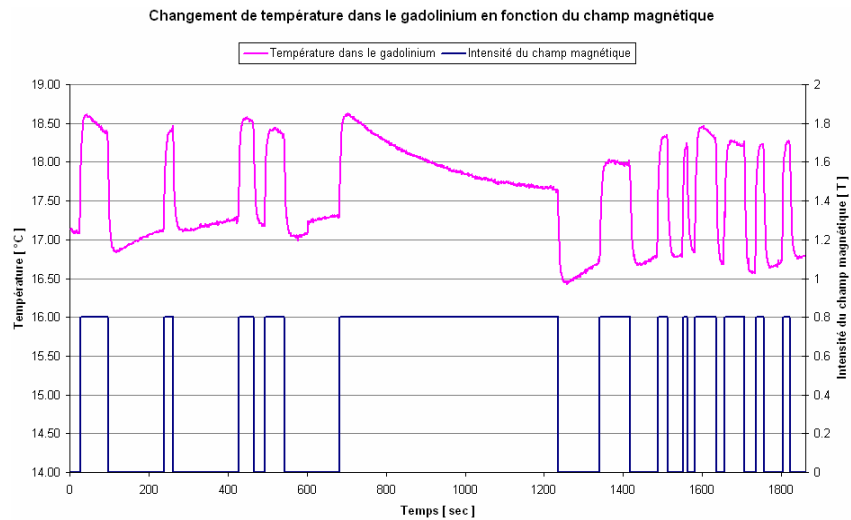


**Figure 7:** Simulation numérique de l'induction magnétique dans l'entrefer (17 mm).

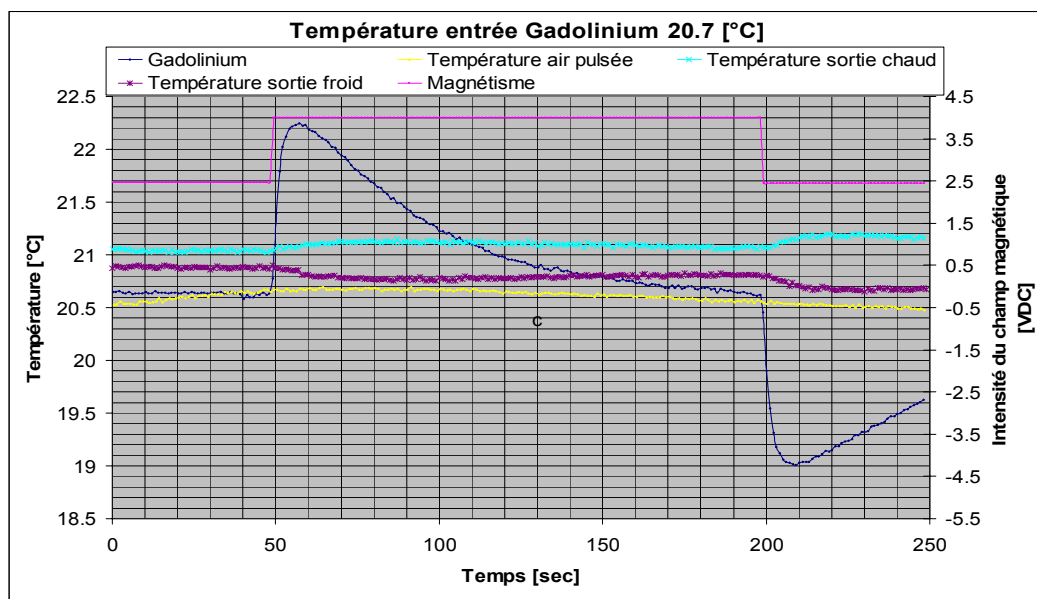
Sur le démonstrateur, le circuit magnétique a été assemblé en deux quarts de couronne se faisant face afin que les forces magnétiques s'exercent de manière symétrique sur le disque. La roue au Gadolinium est mise en rotation au moyen d'un moteur électrique fonctionnant entre 25 à 50 tours/min (commande variable). L'écoulement de l'air est maintenu dans l'échangeur rotatif au moyen d'un ventilateur dont la vitesse est également variable.

Le gadolinium pur à 99.9 % est utilisé sous forme de granulés cylindriques d'environ 3 mm de longueur et de 2 mm de diamètre. Le gadolinium pur est relativement stable dans l'air sec. Par contre, il forme rapidement un oxyde dans de l'air humide.

**Figure 8:**  
En accord avec la littérature, la température dans le gadolinium varie d'environ 1.5 K sous une induction magnétique de 0.8T à une température ambiante de l'ordre de 17 °C.



Le gadolinium est enfermé dans des paniers grillagés. Ces derniers étant garnis d'un filtre très fin, les granulés de gadolinium sont ainsi confinés à l'intérieur des paniers. La Figure 9 montre un exemple de la distribution de la température du Gadolinium et du champ magnétique.



**Figure 9:** Distribution de la température dans un panier de Gd de la roue.

Dans la Figure 8, nous pouvons voir la température de sortie d'air chaud (sortie bloc n°1) et celle de la sortie d'air froid (sortie bloc n°2). Ces courbes de températures effectuent deux variations distinctes qui correspondent aux rotations du disque de gadolinium.

## Conclusion

Un démonstrateur radial utilisant l'air comme fluide caloporteur a été réalisé. L'induction du champ magnétique est de l'ordre de 0.8 Tesla.

Les améliorations apportées au prototype (augmentation de l'induction magnétique et système de panier dans le disque rotatif), permettront de mesurer l'effet magnétocalorique de différents alliages à des températures ambiantes différentes. Ceci sera très utile pour le choix des alliages magnétocaloriques qui seront introduits dans un futur démonstrateur. La réfrigération magnétique autour de la température ambiante présente un vif potentiel d'applications qui intéresse déjà des partenaires industriels. De plus, l'efficacité de la réfrigération magnétocalorique et son principe même auront très probablement un impact important sur le développement durable, par la réduction de la consommation énergétique et l'absence de polluant atmosphérique.

Aujourd'hui, d'importants investissements sont consentis pour la recherche dans ce domaine et le nombre de publications et de brevets ne cesse de croître. Le champ d'applications envisageables pour ces équipements, domestiques ou industriels, est très vaste : congélateurs, réfrigérateurs, climatiseurs, etc. Ils peuvent aussi équiper de nombreux systèmes en vue d'abaisser ou de maintenir leur température : circuits électroniques, machines, etc.

## Travaux futurs

La recherche sur les matériaux magnétocaloriques (adaptés à la réfrigération magnétique à température ambiante) a énormément augmenté dans les années quatre-vingt. Aujourd'hui, l'émergence de nouveaux matériaux et d'alliages, comme par exemple, ceux à base de Manganèse (Mn) à haute performance permet la réalisation d'unités de refroidissement magnétique à température ambiante. Le développement de ces matériaux doit encore connaître un grand nombre d'améliorations, ce qui rend d'autant plus intéressante la technologie du chauffage et de refroidissement magnétique aussi bien pour les applications à grande échelle que pour les réfrigérateurs domestiques, les pompes à chaleurs, les systèmes d'air conditionné, les procédés industriels, l'automobile, etc.

La nouvelle étude a pour objectif :

- Augmenter l'induction du champ magnétique à 2 Tesla tout en maintenant une construction légère et à faible coût financier,
- Tester de nouveaux matériaux et alliages à « géant » effet magnétocalorique,
- Développer un concept de pompe à chaleur à effet magnétocalorique.

## Remerciements

Les auteurs remercient tous les partenaires et acteurs du projet dont l'Office fédéral de l'Energie, la fondation « Der Gerbert Rüt Stiftung », la Haute Ecole Spécialisée de Suisse Occidentale (HES-SO).

## Références

- [1] Review on research of room temperature magnetic refrigeration. Yu, Gao, Chem. International Journal of Refrigeration 26, 622-636, 2003
- [2] Magnetic refrigeration featured at energy Ministers conference, S. Karsjen, may 2002. <http://www.external.ameslab.gov/news/Insider/insider5-02mincof.pdf>
- [3] Réfrigération magnétique, une révolution pour demain ? Revue pratique du froid, avril 04.
- [4] Magneto caloric effect and magnetic refrigeration. Pecharsky, Gschneidner, 1999.
- [5] Development of a 4 Tesla permanent magnet, Kumada, Fujisawa, Hirao, 2001.
- [6] A 3 Tesla asymmetric permanent magnet wiggler. Chavanne, Van Vaerenbergh, 1999.
- [7] The strongest permanent dipole magnet. Kumada, Iwashita, Aoki.
- [8] Magnetic heat pumping near room temperature. Brown, J. Appl. Phys., 1976, vol. 47.
- [9] Rotating bed magnetic refrigeration apparatus. Zimm, Sternberg. US patent 6.526.759.4, 2003.
- [10] Novel materials for magnetic refrigeration, Thèse M. Taghousi, Amsterdam 2003.
- [11] Magnetic refrigeration - New magnetocaloric materials, PhD, Dansk [http://www.risoe.dk/stillinger/PhD%20Haldor%20Topsoe\\_04.htm](http://www.risoe.dk/stillinger/PhD%20Haldor%20Topsoe_04.htm)
- [12] Conception et réalisation de dispositifs de réfrigération ou climatisation magnétique basées sur l'effet magnétocalorique géant, Thèse en cours, ALLAB Farid, Grenoble.
- [13] Magneto caloric effect in the vicinity of magnetic phase transition. A.M. Tishin, 1997
- [14] The giant magnetocaloric effect between 190 and 300 K in the Gd<sub>5</sub>Si<sub>6</sub>Ge<sub>4</sub>. Pecharsky, Gschneidner, 2003.
- [15] Giant magneto caloric effect of MnAs<sub>1-x</sub>Sb<sub>x</sub>, Wada, Tanabe, 2001.



Patrice Anstett  
Ingénieur HES en génie thermique  
Directeur Tecnoservice Engineering SA  
Case postale 433  
CH-2074 Marin-Épagnier  
[patrice.anstett@tecnoservice.ch](mailto:patrice.anstett@tecnoservice.ch)  
[www.tecnoservice.ch](http://www.tecnoservice.ch)

# Mesures des données énergétiques d'une pompe à chaleur air/eau au CO<sub>2</sub> (R744) pour préparation d'eau chaude sanitaire dans un hôpital

## Résumé

*Ce projet avait pour objectif d'explorer les capacités d'une pompe à chaleur air/eau d'une puissance de 60 kW utilisant comme gaz réfrigérant du CO<sub>2</sub> ou R744 pour la préparation d'eau chaude sanitaire sur le site de l'Hôpital du Locle (NE). Le but étant d'obtenir une production d'eau chaude sanitaire allant de 60 °C à 80 °C à partir d'eau froide à 10 °C. Après deux années d'exploitation, la campagne de mesures nous a permis de vérifier en temps réel le coefficient de performance (COP) de la pompe à chaleur à différentes conditions d'utilisation (la température de l'eau froide notamment), mais aussi de le vérifier sur une longue période afin de pouvoir analyser son fonctionnement selon les conditions saisonnières.*

## Abstract

*The main objective of this project was to explore the capacities of an 60 kW air/water heat pump using as refrigerant CO<sub>2</sub> or R744 for the preparation of warm water at the Le Locle Hospital. The goal was to obtain warm water from 60 °C to 80 °C from 10 °C cold water. After two years of use, the measures campaign allows to verify in real time the coefficient of performance (COP) of the heat pump in different situations of use (like change of the temperature of the cold water), but also to verify it during a significant period to permit to analyse its operatibility depending the seasons.*



**Figure 1 :**  
*Pompe à chaleur sur le toit.*

## 1. Explication du projet

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

Cette pompe est un prototype utilisant, comme gaz réfrigérant, du CO<sub>2</sub> (connu aussi sous la dénomination de R744), qui permet d'atteindre des températures d'eau de 80 °C, condition indispensable pour un hôpital (en raison des risques de salmonelle).

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

Effectivement :

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

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

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

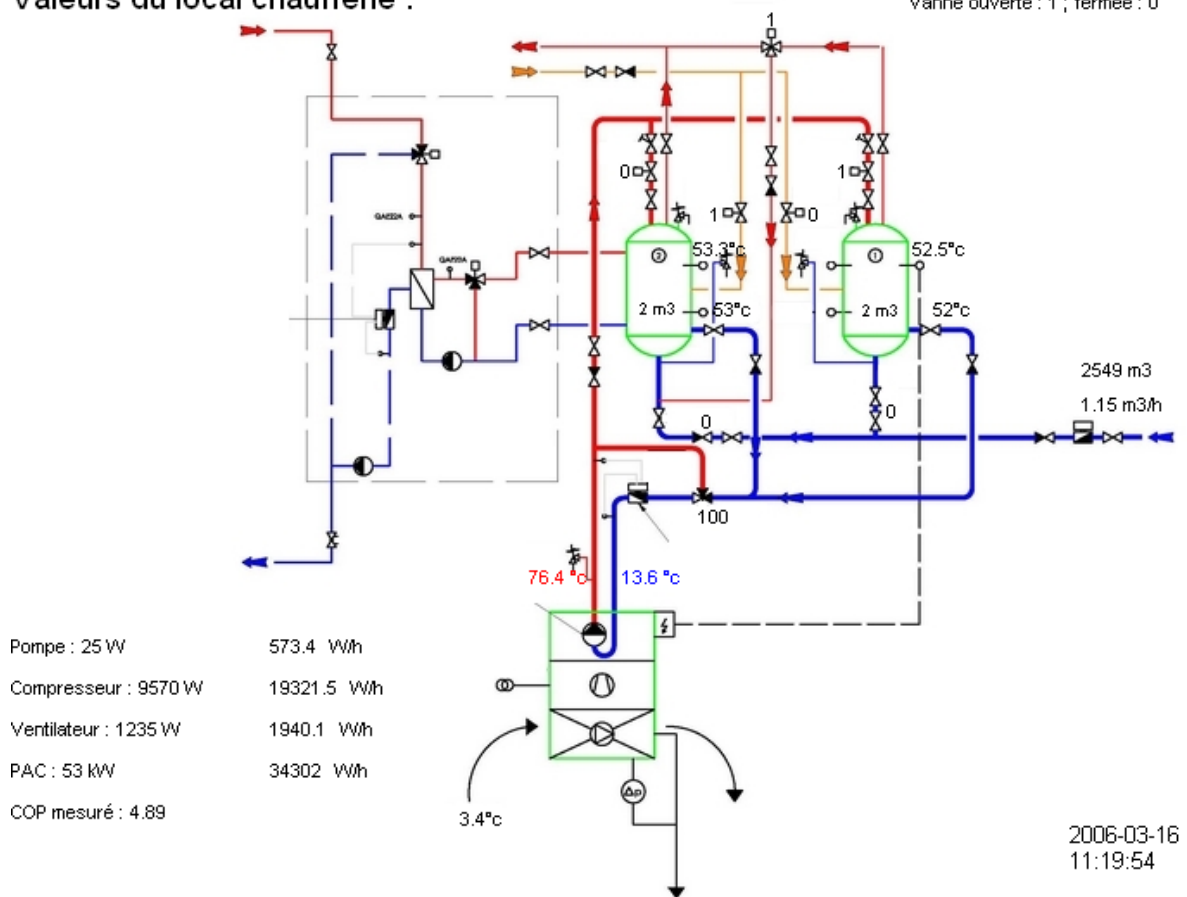
Les personnes concernées pourront consulter les résultats stockés et actuels (sous forme de graphiques notamment), via le site Internet de pac-co2 ([www.pac-co2.com](http://www.pac-co2.com)).

Seront accessibles les données suivantes :

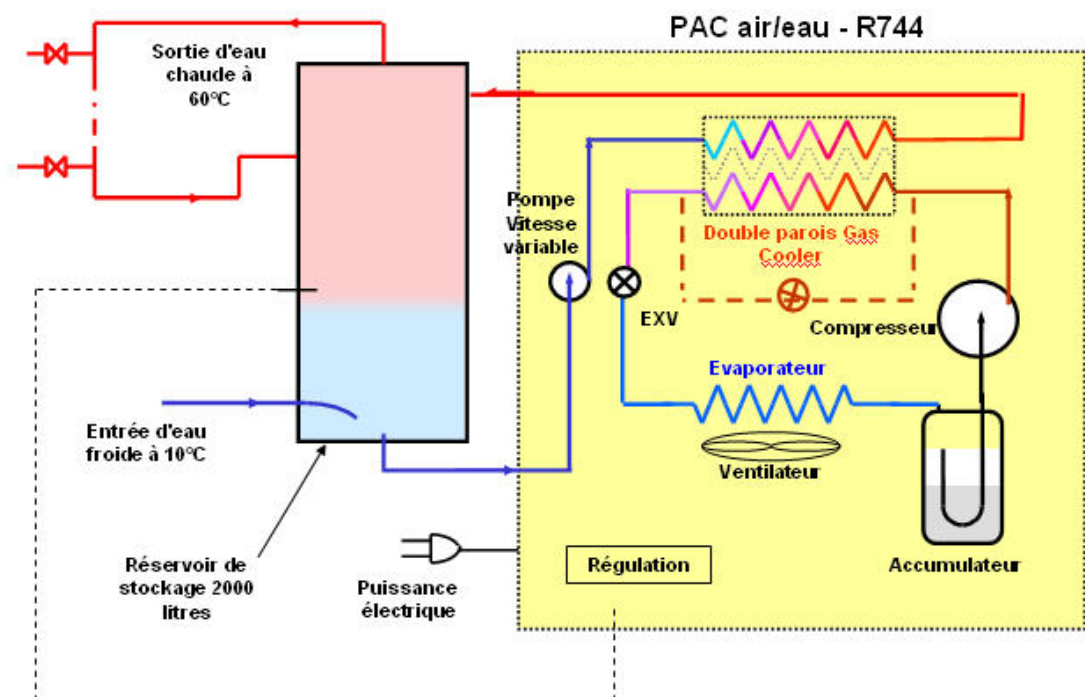
- les puissances thermiques [kW] dégagées par la pompe à chaleur
- les coefficients de performance de la pompe à chaleur.

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

## Valeurs du local chaufferie :



**Figure 2 :**  
Schéma de principe de l'installation.



**Figure 3 :**  
Schéma de principe de la PAC.

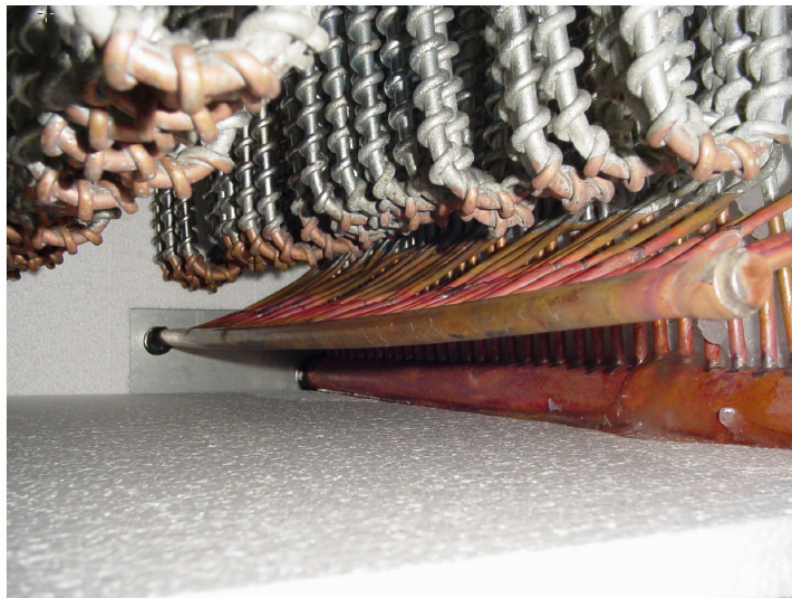


## 2. Spécifications techniques de la PAC air/eau :

- Puissance calorifique nette : 60 kW
- Masse de fluide frigorigène CO<sub>2</sub> : 6 kg
- Compresseur à pistons.
- Puissance absorbée (compresseur, ventilateur et pompe) : 21 kW
- Débit d'air total (grande vitesse) : 3700 l/s

Plage de fonctionnement :

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

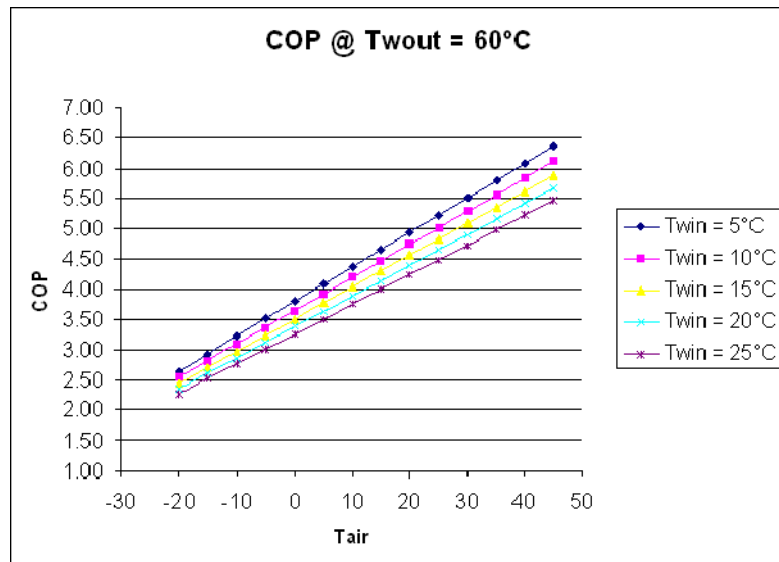


**Figure 4 :**  
*Échangeur de la PAC.*

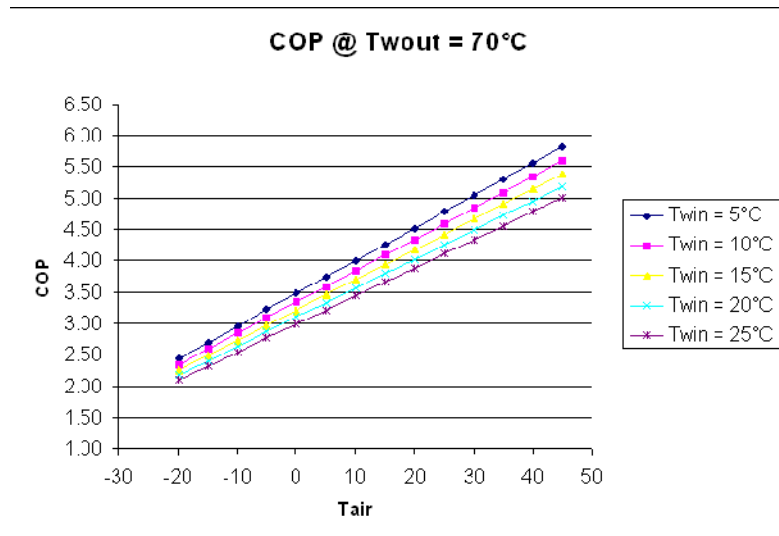
### 3. Résultats théoriques attendus :

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

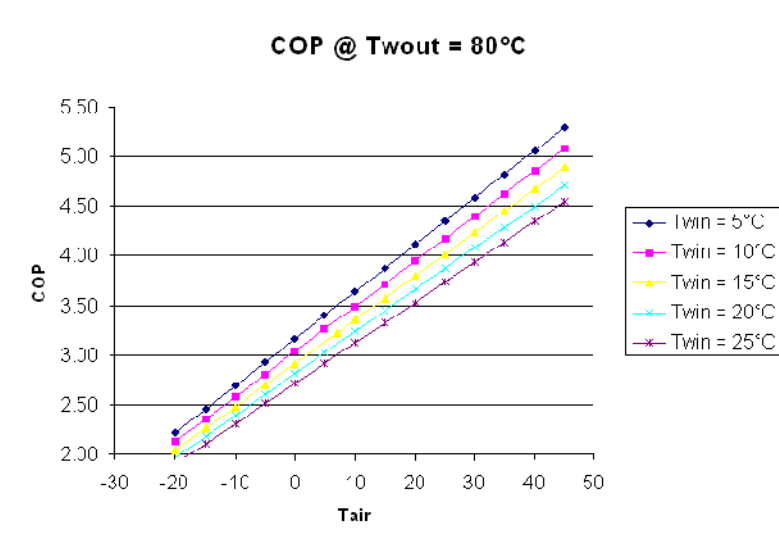
**Figure 5 :**  
COP pour une température  
d'eau produite de 60 °C.



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



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



#### 4. Résultats obtenus :

Bien que la PAC ait assuré en deux ans d'exploitation pas moins de 95 pourcents de la production d'eau chaude sanitaire de l'Hôpital du Locle, les résultats obtenus ne confirment pas les valeurs théoriques du constructeur. Effectivement, les graphiques ci-dessous montre bien les variations des performances réalisées par la PAC à des conditions d'un prime abord similaires.

Tout d'abord, la situation géographique de l'installation a une influence sur ces résultats. Effectivement, l'Hôpital du Locle se situant à une altitude d'environ 1000 mètres, nous avons dans une même journée d'importantes variations de température. Ces variations ayant bien entendu des influences sur les résultats obtenus.

De plus, la consommation d'eau chaude d'un hôpital a elle aussi un important impact. Effectivement, on observe de grands pics de consommation entre 05h00 et 07h00 ainsi qu'entre 11h00 et 13h00.

Il faut aussi tenir compte de la montée en charge de la PAC. Effectivement, afin de ne pas influencer négativement les résultats obtenus nous n'avons pas tenu compte dans ces graphiques les valeurs de COP plus petites ou égales à 1. Ces valeurs correspondantes à la mise en route de la PAC.

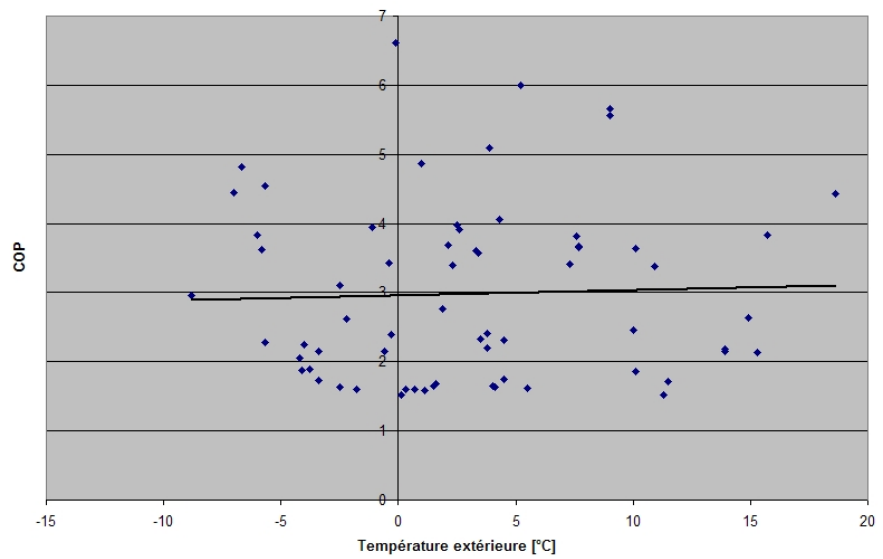
Il faut savoir que les données étaient enregistrées dès que la température de sortie de l'eau était plus grande que la température d'entrée et que la puissance de la PAC était supérieure à 0.

Néanmoins cela ne nous assurait pas d'obtenir des valeurs correspondantes à un fonctionnement réel de la PAC. Ainsi, l'enregistrement des données se faisait dès la phase d'allumage de la machine, alors qu'elle ne produisait pas encore d'eau chaude.

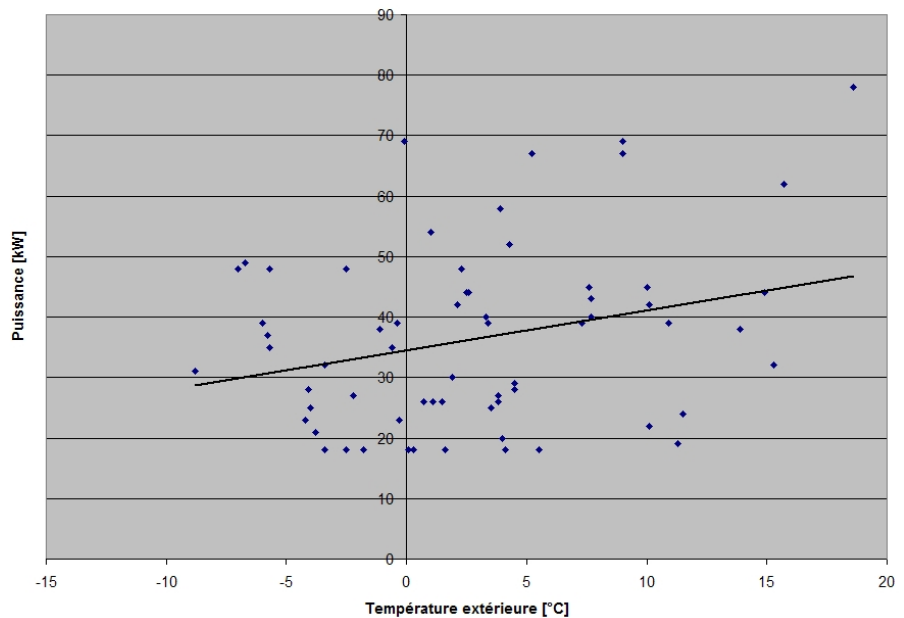
Les graphiques ci-dessous représentent un extrait des valeurs enregistrées durant les deux années d'exploitation.

**Eau chaude 60 °C,  
eau froide 20 °C**

**Figure 8 :**  
*COP en fonction de la  
température extérieure.*

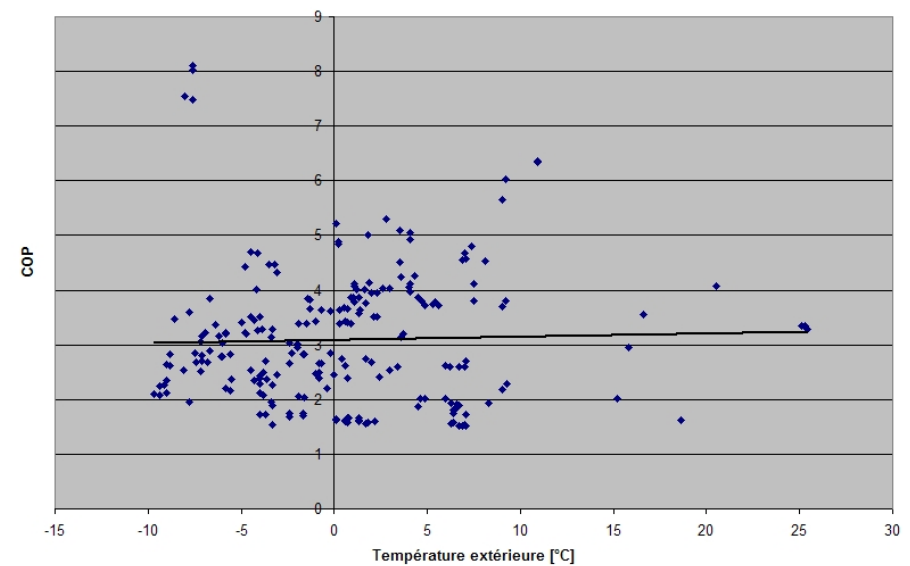


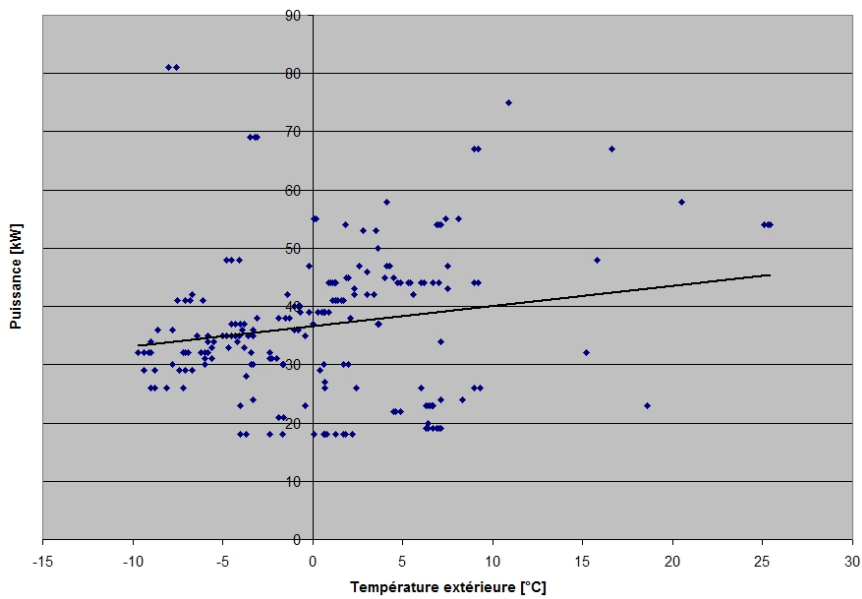
**Figure 9 :**  
*puissance en fonction  
de la température  
extérieure.*



**Eau chaude 65 °C, eau froide 15 °C**

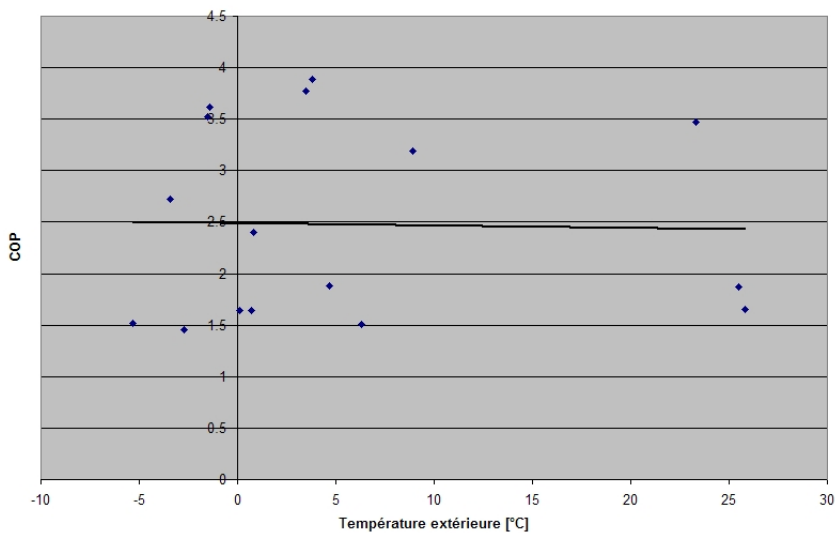
**Figure 10 :**  
*COP en fonction de la  
température extérieure.*



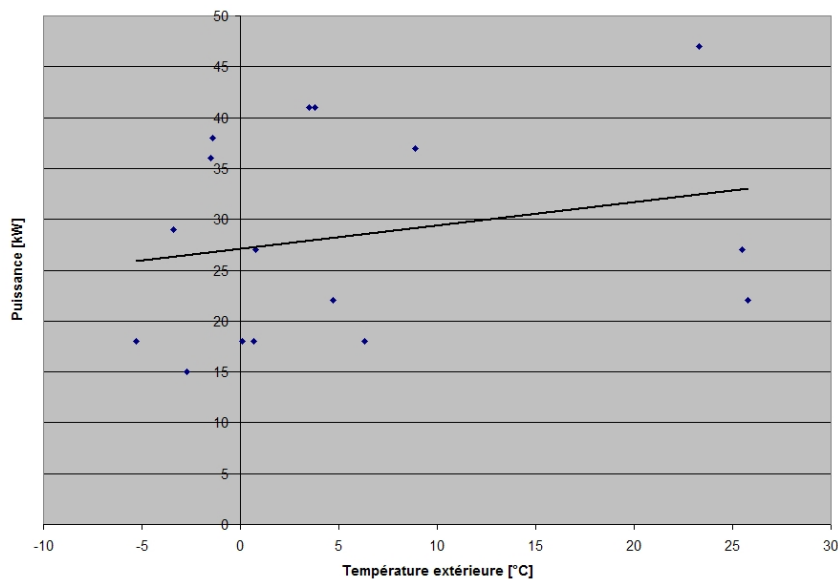


**Figure 11 :**  
*puissance en fonction  
de la température  
extérieure.*

**Eau chaude 70 °C, eau froide 10 °C**



**Figure 12 :**  
*COP en fonction de la  
température extérieure.*



**Figure 13 :**  
*puissance en fonction  
de la température  
extérieure.*

## 5. Rentabilité du système de production d'eau chaude sanitaire

Ces résultats sont basés sur deux années d'exploitation.

|                                         |           |                         |
|-----------------------------------------|-----------|-------------------------|
| Consommation utile ECS :                | <b>30</b> | m <sup>3</sup> /semaine |
| T1 :                                    | 10        | °C                      |
| T2 :                                    | 60        | °C                      |
| Capacité Thermique volumique de l'eau : | 4.18      | MJ/m <sup>3</sup> K     |

---

**Demande d'énergie nécessaire à la production d'ECS : 408'670 MJ/an**  
**113'519 kWh/an**

|                               |       |                     |
|-------------------------------|-------|---------------------|
| Prix du gaz :                 | 7     | ct/kWh              |
| Prix de l'électricité Hiver : |       |                     |
| Jour :                        | 10.0  | ct/kWh              |
| Nuit :                        | 5.5   | ct/kWh              |
| Puissance :                   | 9.0   | Frs                 |
| Prix de l'électricité Eté :   |       |                     |
| Jour :                        | 9.0   | ct/kWh              |
| Nuit :                        | 4.5   | ct/kWh              |
| Puissance :                   | 8.5   | Frs                 |
| PCI gaz naturel :             | 10.08 | kWh/Nm <sup>3</sup> |

---

### Solution GAZ Secours + appoint

|                           |                |                          |
|---------------------------|----------------|--------------------------|
| Combustible :             | 100            | % GAZ                    |
| <b>Consommation GAZ :</b> | <b>14'077</b>  | <b>Nm<sup>3</sup>/an</b> |
|                           | <b>141'899</b> | <b>kWh/an</b>            |
| Coût investissement :     | 60'000         | CHF                      |

---

### Solution SOLAIRE + GAZ

|                                       |               |                          |
|---------------------------------------|---------------|--------------------------|
| Combustible :                         | 50.0          | % SOLAIRE                |
|                                       | 50.0          | % GAZ                    |
| Apport net :                          | 550           | kWh/m <sup>2</sup> /an   |
| Surface de capteurs solaires :        | 105           | m <sup>2</sup>           |
| <b>Apport des capteurs solaires :</b> | <b>57'750</b> | <b>kWh/an</b>            |
| <b>Appoint gaz :</b>                  | <b>69'712</b> | <b>kWh/an</b>            |
|                                       | <b>6'916</b>  | <b>Nm<sup>3</sup>/an</b> |
| Coût investissement :                 | 150'000       | CHF                      |

---

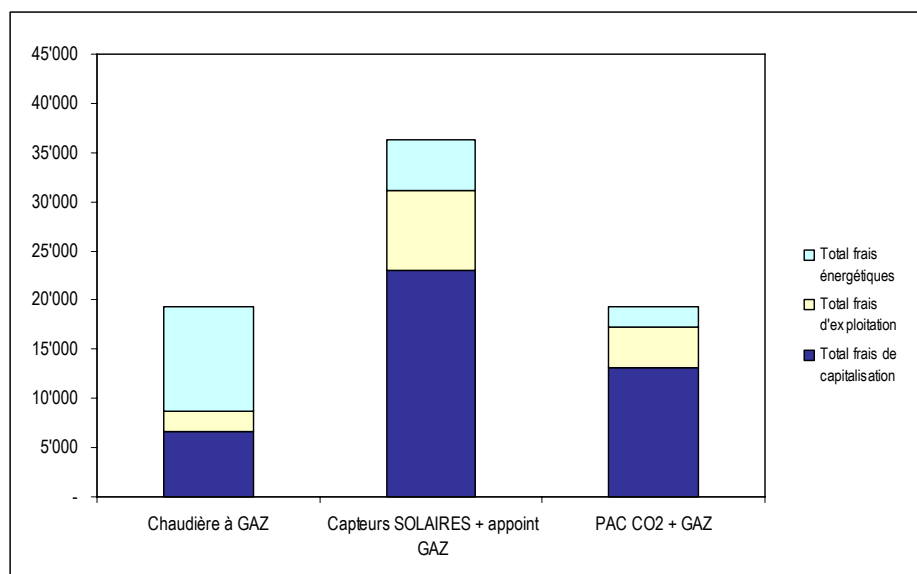
### Solution PAC + GAZ en service sur 1 année

|                                       |               |                          |
|---------------------------------------|---------------|--------------------------|
| Combustible :                         | 95            | % PAC                    |
|                                       | 5             | % GAZ                    |
| Production PAC :                      | 60            | kW                       |
| COP :                                 | 4             |                          |
| Consommation électricité PAC :        | 15            | kW                       |
| Temps de fonctionnement :             | 1797.4        | h/an                     |
|                                       | 4.9           | h/j                      |
| <b>Consommation électricité PAC :</b> | <b>73.865</b> | <b>kWh/j</b>             |
|                                       | <b>26961</b>  | <b>kWh/an</b>            |
| <b>Consommation GAZ :</b>             | <b>703.86</b> | <b>Nm<sup>3</sup>/an</b> |
|                                       | <b>7095</b>   | <b>kWh/an</b>            |
| Coût investissement :                 | 60'000        | CHF                      |

## 6. Comparaison des solutions de production d'eau chaude :

|                               |               | Chaudière à GAZ  | Capteurs SOLAIRES<br>+ appoint GAZ | PAC CO2 + GAZ    |
|-------------------------------|---------------|------------------|------------------------------------|------------------|
| % GAZ<br>% SOLAIRE<br>% PAC   | %<br>%<br>%   | 100              | 50.0<br>50.0                       | 5.0<br><br>95.0  |
| Durée de vie                  | ans           | 15               | 15                                 | 15               |
| Total frais de capitalisation | Frs/an        | 6'587.68         | 23'056.87                          | 13'175.35        |
| Total frais d'exploitation    | Frs/an        | 2'065.00         | 8'087.90                           | 4'129.99         |
| Total frais énergétiques      | Frs/an        | 10'633.26        | 5'223.86                           | 2'028.23         |
| <b>Total I</b>                | <b>Frs/an</b> | <b>19'285.93</b> | <b>36'368.64</b>                   | <b>19'333.57</b> |
| Coûts sur l'environnement     | Frs/an        | 4'557.11         | 2'238.80                           | 227.86           |
| <b>Total II</b>               | <b>Frs/an</b> | <b>23'843.04</b> | <b>38'607.44</b>                   | <b>19'561.43</b> |

Au format graphique :



## 7. Sources

Il n'y a pas de sources.

Karl Hilfiker Prof. Dr. Ing., Lukas Gasser dipl. Ing. FH, Beat Wellig Dr. Ing.  
Hochschule Technik + Architektur Luzern  
CC Thermische Energiesysteme und Verfahrenstechnik  
Technikumstrasse 21  
CH-6048 Horw  
[hilfiker.karl@bluewin.ch](mailto:hilfiker.karl@bluewin.ch)  
[www.hta.fhz.ch](http://www.hta.fhz.ch)

# Energieumwandlungen mit Exergie-Analyse richtig bewerten

## *Zusammenfassung*

*Energien sind nicht immer leicht zu verstehen: Sie haben zwei Aspekte und man muss lernen, sie zu unterscheiden. Das eine ist die Quantität, das andere die Qualität der Energie. Wer beide kennt, ist mit den Energien gut vertraut.*

*Die Thermodynamik postuliert, dass in thermischen Prozessen Energien niemals verloren gehen; es gibt also keine Energie-Verluste. Aber die meisten technischen Energie-Umwandlungen sind eine starke Entwertung der Energie.*

*Zur Bewertung von Energie-Umwandlungen wird in der Physik der Begriff Entropie verwendet. Er ist sehr abstrakt. Anschaulich und übersichtlicher gelingt dies mit dem neueren Begriff der technischen Thermodynamik: EXERGIE.*

*Die folgende Darstellung gibt eine einfache Einführung in die Exergie-Analyse und zeigt, wie Energie-Umwandlungen richtig bewertet werden können. Dazu dienen die Begriffe Exergie-Verlust und exergetischer Wirkungsgrad.*

*Heizsysteme mit elektrischer oder chemischer Energie haben nur 3 % bis 5 % exergetischen Wirkungsgrad, jedoch fast 100 % thermischen. Im ersten Fall spricht man die Energie als Qualität und im zweiten als Quantität an. Wärmepumpen erbringen heute rund 30 % bis 40 % exergetischen Wirkungsgrad. Aber auch dieser lässt sich noch steigern.*

## *Summary*

*It is sometimes not easy to get insight into what energies are and do. They have two faces and they shall be distinguished from each other. One is the quantity and the other the quality of energy. To know both makes understanding easier.*

*Thermodynamics postulates that energies can never get lost. However, in most real energy conversion process a degradation of energy happens – this in respect to its quality.*

*To evaluate the efficiency of energy conversion processes the term exergy is more suitable than entropy in thermal engineering. An exergy analysis indicates immediately where exergy losses occur and improvements can be made.*

*Heating systems with electric or chemical energy have 3 % to 5 % exergetic efficiency but almost 100 % thermal efficiency. Heat pumps deliver 30 % to 40 % exergetic efficiency.*



## 1. Exergie: Arbeitsfähige Energie

Die Thermodynamik gilt als abstrakte Theorie. Ihr Fundament sind zwei Postulate, der 1. und 2. Hauptsatz. Beide Hauptsätze werden mit streng definierten Begriffen formuliert. Der 1. Hauptsatz lehrt, dass es verschiedene Energieformen gibt: *Arbeit, Wärme, thermische Energie der Stoffe, mechanische, elektrische und chemische Energie*. Weiter sagt er aus, dass bei den Energie-Umwandlungen die Energien *erhalten* bleiben. Der Ingenieur verwendet ihn, um Energiebilanzen zu machen.

Bei der Auslegung einer Wärmepumpe werden durch Energiebilanzen beispielsweise Kompressorleistung, zu entnehmender Wärmestrom aus der Umgebung, die Ströme der Kreislauffluide berechnet.

Die *Bewertung* von thermischen Prozessen erfolgt mit dem 2. *Hauptsatz*. Damit kann abgeklärt werden, ob ein thermischer Prozess möglich oder unmöglich ist. Er erlaubt, die *Güte* von Energie-Umwandlungen zu berechnen. Dazu dient der Begriff *Entropie*. Anschaulicher und übersichtlicher gelingt dies mit dem neueren Begriff der technischen Thermodynamik: EXERGIE. Der Ingenieur macht *Exergie-Analysen* für Prozessbewertungen. In allen realen Prozessen treten *Exergie-Verluste* auf und zeigen damit, wo ein lohnendes Verbesserungspotenzial zu finden ist und wie gross es ist.

### 1.1 Quantität und Qualität der Energie

Energien haben zwei Aspekte: *Quantität* und *Qualität*. Mit dem 1. *Hauptsatz* der Thermodynamik werden alle Energieformen als *Quantität* bilanziert. Die Energien bleiben als *Quantität* erhalten. Man soll also nicht von Energieverlusten sprechen! Aber bei allen realen Energieumwandlungen geht *Qualität* verloren: Durch Druckverlust in einem strömenden Fluid, durch ein Temperaturgefälle in einem Wärmestrom, durch ein Konzentrationsgefälle bei Stoffübertragung (z.B. wenn bei der Abkühlung feuchter Luft Wasserdampf auskondensiert oder desublimiert).

Auch in anderen Bereichen ist zwischen Quantität und Qualität zu unterscheiden: Bei Lebensmitteln, Werkstoffen usw.

1951 hat Z. Rant für die Bewertung thermischer Prozesse den Begriff *Exergie* eingeführt: Eine Energie hat so viel *Exergie*, als daraus *Arbeit* gewonnen werden kann (beim Umwandeln dieser Energie, bis sie Umgebungszustand erreicht hat). Und später ergänzte Rant das Konzept zu:

$$\text{Energie} = \text{Exergie} + \text{Anergie}$$

Die verschiedenen Energieformen lassen sich bezüglich *Qualität* in drei Klassen einteilen:

- *Vollständig in Arbeit umwandelbare Energien = Exergie*
- *Teilweise in Arbeit umwandelbare Energien = Exergie + Anergie*
- *Nicht in Arbeit umwandelbare Energien = Anergie*

Die *vollständig in Arbeit umwandelbaren Energien* sind von höchster Qualität: geordnet, frei von Entropie, lauter Exergie. Dies sind die mechanischen, elektrischen und (recht genau) auch die chemischen Energien. Im Grenzfall lassen sie sich als reversible Prozesse

vollständig untereinander umwandeln, zum Beispiel in einem Elektromotor elektrische in mechanische Energie und in einem elektrischen Generator mechanische Energie in elektrische.

Die *nicht in Arbeit umwandelbaren Energien* sind thermische Energien (Wärme, Innere Energie und Enthalpie der Stoffe) und zwar dann, wenn sie *Umgebungszustand* haben: Allein können sie nichts bewirken, sie sind lauter *Anergie*. Beispiele sind Luft und Wasser bei Umgebungstemperatur und Umgebungsdruck. Aber sie können nützlich gemacht werden, so in einer Wärmepumpe unter Zufuhr von Arbeit.

*Teilweise umwandelbare Energien* sind thermische Energien, die *nicht* Umgebungszustand haben: Sie können höhere oder niedrigere Temperaturen oder Drücke als die Umgebung haben. Diese Klasse besteht aus *Exergie* und *Anergie*. Als Beispiel: *Wärme* kann in einem Dampfkraftwerk niemals vollständig in Arbeit umgewandelt werden.

Die folgende Tabelle 1 gibt eine Übersicht über die drei Energieklassen:

| Klasse                    | I                                      | II                | III                                    |
|---------------------------|----------------------------------------|-------------------|----------------------------------------|
| Umwandelbarkeit in Arbeit | vollständig                            | teilweise         | nicht                                  |
| Energieform               | mechanisch,<br>elektrisch,<br>chemisch | thermisch         | thermisch bei<br>Umgebungs-<br>zustand |
| Energiequalität           | Exergie                                | Exergie + Anergie | Anergie                                |

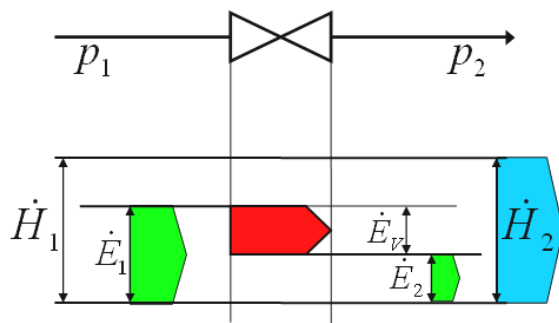
**Tabelle 1:** Einteilung der Energieklassen.

Um *Exergie-Analysen* durchführen zu können, braucht man lediglich noch zwei Formeln (sofern man keine Stoffgemische verändert): Nämlich für die Ermittlung der *Exergie* der *Wärme* und für die *thermische Exergie der Stoffe* bzw. von *Stoffströmen*. Denn mechanische, elektrische und approximativ auch chemische Energien werden als Exergie bilanziert.

Der 2. Hauptsatz lässt sich nun, leicht nachvollziehbar, durch den Begriff *Exergie* statt *Entropie* formulieren:

- Bei allen *reversiblen* (also verlustfreien) Energieumwandlungen bleibt die *Exergie* erhalten.
- Bei allen *irreversiblen* (also realen) Prozessen geht *Exergie* verloren. Die Exergieabnahme wird als *Exergie-Verlust* bezeichnet (und geht in *Anergie* über).

Zur Veranschaulichung ist in Bild 1 das *Energie- und Exergieflussbild* eines adiabaten Fluidstromes dargestellt, dessen Druck durch *Drosseln* von  $p_1$  auf  $p_2$  abnimmt (kinetische Energien seien vernachlässigbar klein). Der *Energiestrom* des Fluid bleibt trotz Druckabnahme konstant:  $\dot{H} = \dot{H}_1 = \dot{H}_2$ , dagegen vermindert sich der *Exergiestrom* des Fluids von  $\dot{E}_1$  auf  $\dot{E}_2$ . Diese Exergiestrom-Abnahme lässt sich gut als *Exergieverluststrom*  $\dot{E}_V$  nachvollziehen.



$$\dot{H}_1 = \dot{H}_2 \quad (1. \text{ Hauptsatz})$$

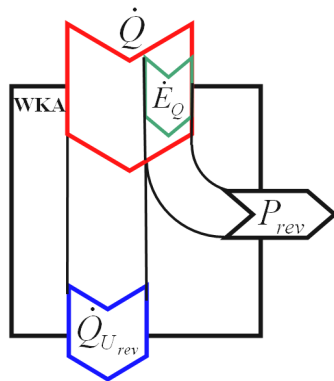
$$\dot{E}_V = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 \quad (2. \text{ Hauptsatz})$$

**Bild 1:** Adiabate Drosselung eines Fluidstromes.

- Für stationäre Fließprozesse gilt stets, dass der Exergieverluststrom die Differenz zwischen allen ein- und austretenden Exergieströmen eines Kontrollraums ist.

## 1.2 Exergie der Wärme

Aus einem Wärmestrom  $\dot{Q}$  mit einer Temperatur  $T$  lässt sich mit der reversiblen Wärmekraftanlage WKA (dem *Carnot-Prozess*) die maximale Leistung  $P_{rev}$  gewinnen, deren Betrag nur von  $\dot{Q}$ ,  $T$  und der Umgebungstemperatur  $T_U$  abhängig ist. Die Energiedifferenz muss als Wärmestrom  $\dot{Q}_{U_{rev}}$  an die Umgebung abgeführt werden. Bild 2 zeigt die Energie- und Exergieflüsse dazu. –  $\dot{Q}_{U_{rev}}$  mit  $T_U$  hat keine Exergie!



Es gelten:  $P_{rev} = \dot{Q} - \dot{Q}_{U_{rev}} \quad (1. \text{ Hauptsatz})$

$$\frac{\dot{Q}}{T} = \frac{\dot{Q}_{U_{rev}}}{T_U} \quad (2. \text{ Hauptsatz})$$

**Bild 2:**

Energie- und Exergieflussbild der reversiblen Wärmekraftanlage (rechtsdrehender Carnot-Prozess).

Durch Elimination von  $\dot{Q}_{U_{rev}}$  folgt:

$$P_{rev} = \dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_U}{T}\right) = \dot{Q} \cdot \eta_C$$

$$\eta_C \equiv \frac{P_{rev}}{\dot{Q}} = 1 - \frac{T_U}{T} = \frac{T - T_U}{T} \quad (\text{Carnot-Faktor})$$

Damit gelangen wir schliesslich zum *Exergiestrom*  $\dot{E}_Q$ , also zur Arbeitsfähigkeit des Wärmestromes  $\dot{Q}$ :  $\dot{E}_Q$  **ist identisch mit**  $P_{rev}$ .

$$\dot{E}_Q \equiv P_{rev} = \dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_U}{T}\right) = \dot{Q} \cdot \frac{T - T_U}{T} \quad (1.1)$$

$\dot{E}_Q$  ist also proportional zu  $\dot{Q}$  und abhängig von der Temperatur  $T$  des Wärmestromes  $\dot{Q}$  und zudem noch von der Umgebungstemperatur  $T_U$ .

Bei 0 °C (also 273 K) Umgebungstemperatur hat eine Heizleistung von 100 kW bei 20 °C (293 K) einen Exergiestrom von 7 kW; der Carnot-Faktor ist 7 %. Dem entspricht für eine Elektroheizung ein *exergetischer Wirkungsgrad* von 7 % (bezogen auf die Elektrizitätsversorgung am Haus).

Die folgende Tabelle 2 zeigt das Verhältnis von  $E_Q$  zu  $Q$  für einige Temperaturen  $\vartheta$  bezüglich der Umgebungstemperatur  $\vartheta_U = 0^\circ\text{C}$ ,  $T_U = 273.15\text{K}$ .

| $\vartheta$ in °C                                                | 0   | 10    | 20    | 40     | 100    |
|------------------------------------------------------------------|-----|-------|-------|--------|--------|
| $\frac{E_Q}{Q} \equiv \eta_C$                                    | 0 % | 3.5 % | 6.8 % | 12.8 % | 26.8 % |
| $\varepsilon_{rev} = \frac{\dot{Q}}{P_{rev}} = \frac{1}{\eta_C}$ | -   | 28.6  | 14.7  | 7.8    | 3.7    |

**Tabelle 2:**  $E_Q / Q = \eta_C$  und  $\varepsilon_{rev}$  mit  $\vartheta_U = 0^\circ\text{C}$ .

Diese Verhältniszahl  $E_Q / Q$  ist von Bedeutung, denn sie stellt den minimalen *Exergie-Aufwand* fürs Heizen dar. Es wird später gezeigt, dass dieses Verhältnis den minimalen Aufwand mechanischer oder elektrischer Leistung  $P_{rev}$  für eine *erforderliche* Heizleistung  $\dot{Q}_H$  mittels einer idealen Wärmepumpe darstellt. Der reziproke Wert davon ist die *bestmögliche Leistungszahl der reversiblen Wärmepumpe* für die Heiztemperatur  $T_H$ :

$$\varepsilon_{rev} = \frac{T_H}{T_H - T_U} = \frac{T_H}{\Delta T_{Hub\ ideal}} = \frac{1}{\eta_C} \quad (1.2)$$

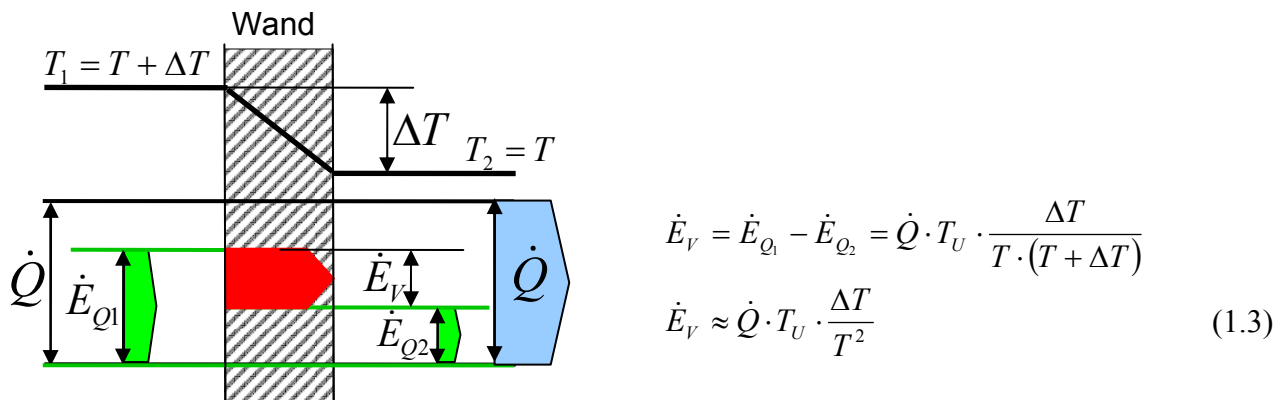
Es ist darauf hinzuweisen, dass eine „Kälteleistung“, d.h. ein Wärmestrom mit  $T < T_U$ , auch Exergie mit *positivem* Vorzeichen hat.

## Exergie-Verlust bei der Wärmeübertragung

Für die Übertragung eines (stationären) Wärmestromes  $\dot{Q}$  durch eine Wand mit der Fläche  $A$  ist ein Temperaturgefälle  $\Delta T$  erforderlich: laut Gesetz des Wärmedurchgangs (von einem Fluid 1 über eine Wand an ein Fluid 2) gilt der Zusammenhang:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T$$

Der Wärmestrom  $\dot{Q}$  hat bei der Nutztemperatur  $T$  eine kleinere Exergie als bei der bereitgestellten Temperatur  $T + \Delta T$ . Dadurch entsteht ein *Exergieverluststrom*  $\dot{E}_V$ . Er hängt ab von der Nutztemperatur  $T$ , dem Temperaturgefälle  $\Delta T$  und der Umgebungstemperatur  $T_U$ . Mit der Gleichung (1.1) und mit Bild 3 folgt (für den Fall  $T > T_U$ ):



**Bild 3:** Energie- und Exergieflussbild der Wärmeübertragung durch die ebene Wand.

Gleichung (1.3) ergibt das wichtige Ergebnis, dass der *Exergieverlust* der Wärmeübertragung proportional zum Temperaturgefälle  $\Delta T$  und approximativ umgekehrt proportional zum Quadrat der Nutztemperatur  $T$  ist (denn meist ist  $\Delta T$  klein gegenüber  $T$ ).

### 1.3 Exergie von Stoffströmen

Stoffe (mit  $T$  und  $p$ ) haben *Exergie*, wenn daraus Arbeit gewonnen werden kann bezüglich des Umgebungszustandes ( $T_U$  und  $p_U$ ). Bei Umgebungszustand, wie die Aussenluft (mit  $T_U$  und  $p_U$ ), haben sie keine Exergie. Aus ihnen kann wohl Energie entzogen werden (wie bei der Wärmepumpe aus der Umgebungsluft), aber von sich aus vermögen sie keine Umwandlungen bewirken.

Die Exergie eines Stoffes erhält man durch *reversibles* Abarbeiten auf den (definierten) Umgebungszustand. Muss jedoch Arbeit aufgewendet werden, um den Stoff auf Umgebungszustand zu bringen, so ist seine Exergie negativ.

Der *Exergiestrom*  $\dot{E}$  eines *Stoffstromes* ergibt sich aus der Gleichung [1]

$$\dot{E} = \dot{m} \cdot [h - h_U - T_U \cdot (s - s_U)] \quad (1.4)$$

und spezifisch, für den Massenstrom  $\dot{m} = 1$

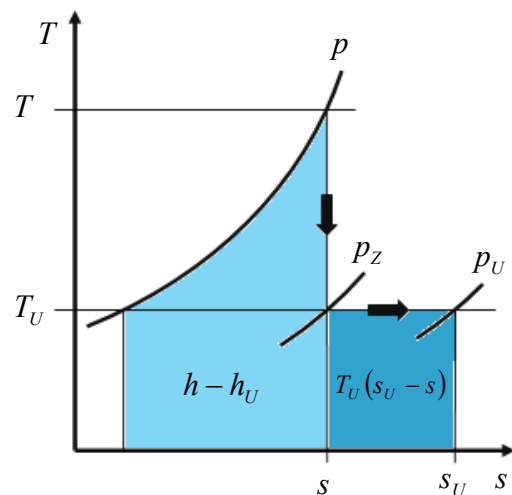
$$e = h - h_U - T_U \cdot (s - s_U) \quad (1.5)$$

Die spezifische Enthalpie  $h$  und die spezifische Entropie  $s$  des Stoffes sind einerseits durch  $T$  und  $p$  und  $h_U$  und  $s_U$  andererseits durch  $T_U$  und  $p_U$  als thermische Zustandsgrößen bestimmt. Kinetische und potenzielle Energien sind ebenfalls Exergieströme, für unsere Anwendung aber vernachlässigbar klein.

Stoffgemische mit Änderung der Zusammensetzung und Prozesse mit chemischen Reaktionen sind hier nicht berücksichtigt.

Die Gleichung (1.5) kann leicht für *ideale Gase* aus dem T,s-Diagramm verifiziert werden (vgl. Bild 4). Das Gas mit der Temperatur  $T$  und dem Druck  $p$  wird zuerst in einer isentropen Turbine auf  $T_U$  abgearbeitet und erzeugt die Arbeit  $h - h_U$  und dann vom Zwischendruck  $p_Z$  isotherm auf  $p_U$ , wobei noch die Arbeit  $T_U \cdot (s_U - s)$  gewonnen wird.

**Bild 4:** T,s-Diagramm.



### Exergie-Verluste in Fluidströmen

Exergie-Verluste treten in Stoffströmen vorwiegend durch Strömungsdruckverluste auf. Für die adiabate Drosselung als Beispiel (vgl. Bild 1) gilt:

$$\dot{E}_V = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 = \dot{m} \cdot (e_1 - e_2) = \dot{m} \cdot T_U \cdot (s_2 - s_1) = \dot{m} \cdot T_U \cdot s_{i12} \quad (1.6)$$

und spezifisch

$$e_V = T_U \cdot (s_2 - s_1) = T_U \cdot s_{i12} \quad (1.7)$$

da ja die Enthalpieänderung dabei null ist. Es ist  $s_{i12}$  die spezifische *irreversible Entropie-Erzeugung*.

## 2. Energie- und Exergieflussbilder

*Energieflussbilder* geben Aufschluss über die Prozesszusammenhänge, aber nicht über die Effizienz von Energieumwandlungen. Dazu sind *Exergieflussbilder* zuständig. Diese zeigen, wo und wie gross die Einbussen bei Energie-Umwandlungen sind, nämlich als *Exergieverluste*.

Die folgenden Abschnitte sollen den Nutzen von Energie- und Exergieflussbilder darlegen.

### 2.1 Ideale und reale Wärmepumpe als Gesamtsystem

Das Faszinierende an der Wärmepumpe ist, dass die Heizleistung  $\dot{Q}_H$  (bei der Temperatur  $T_H > T_U$ ) mit relativ geringer mechanischer Antriebsleistung  $P$  bewirkt wird und die Differenz davon als Wärmestrom  $\dot{Q}_U$  aus der Umgebung entnommen werden kann.

Bild 5a zeigt für eine ideale Wärmepumpe das Energieflussbild als

$$\dot{Q}_{U_{rev}} + P_{rev} = \dot{Q}_H$$

und ebenfalls das Exergieflussbild als

$$P_{rev} = \dot{E}_{Q_H}$$

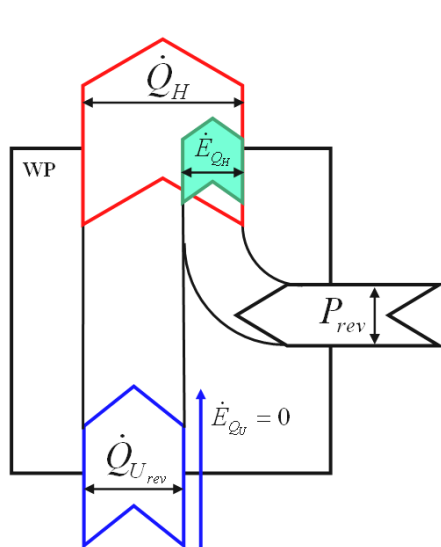
Bild 5b gilt für eine reale Wärmepumpe. Hier lautet das Energieflussbild

$$\dot{Q}_U + P = \dot{Q}_H$$

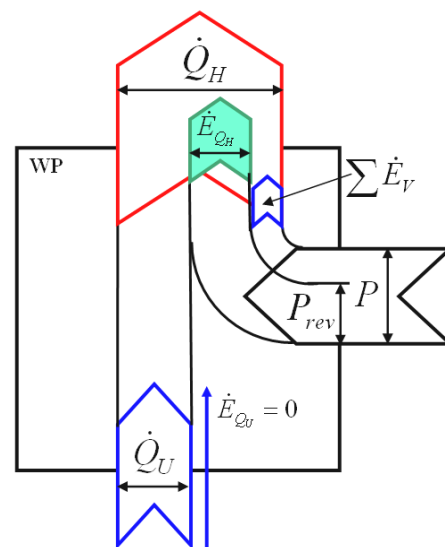
und das Exergieflussbild

$$P = \dot{E}_{Q_H} + \sum \dot{E}_V$$

Es ist  $P > P_{rev}$  und zwar um die Summe der Exergie-Verluste, die in der Wärmepumpe entstehen und  $\dot{Q}_U < \dot{Q}_{U_{rev}}$ , wiederum um den Betrag der Exergie-Verluste. Der Exergiestrom aus der Umgebung  $\dot{E}_{Q_U}$  beträgt in beiden Fällen null.



**Bild 5 a:** Ideale Wärmepumpe

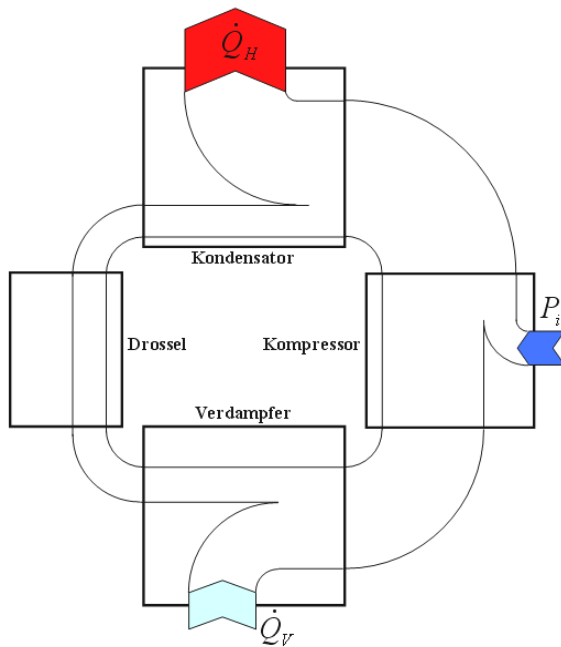


**Bild 5 b:** Reale Wärmepumpe

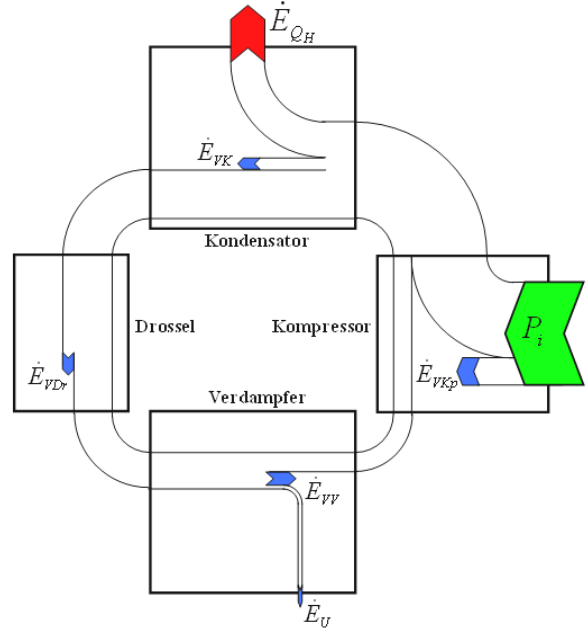
**Bild 5:** Energie- und Exergieflussbilder der idealen und realen Wärmepumpe.

## 2.2 Die reale Wärmepumpe mit ihren Teilprozessen

In Bild 6 sind das Energie- und Exergieflussbild der Wärmepumpe mit deren Teilprozessen dargestellt.



**Bild 6 a:** Energieflussbild



**Bild 6 b:** Exergieflussbild

### Bild 6:

Gegenüberstellung: Energie- und Exergieflussbild der Wärmepumpe mit Teilprozessen.

Zur besseren Übersicht ist im Exergieflussbild eine Vergrößerung um den Faktor drei gemacht worden.

Im *Energieflussbild* treten nur die drei Energieströme Heizleistung, Kompressorleistung und Wärmestrom im Verdampfer auf. Es gibt keine *Energie-Verluste*!

Das *Exergieflussbild* zeigt die einzelnen auftretenden *Exergie-Verluste*: im Kompressor, in der Drossel, im Kondensator und Verdampfer.

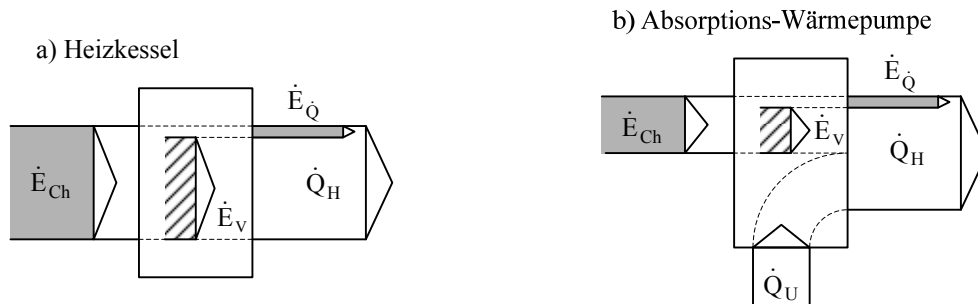
Die Antriebsleistung  $P_i$  ist um die Summe der einzelnen Exergie-Verluste grösser als die reversible Antriebsleistung  $P_{rev} = \dot{E}_{Q_H}$ .

Der grösste Exergie-Verlust entsteht im Kompressor. Die Exergieverluste in Verdampfer und Kondensator sind vorwiegend durch die Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung verursacht [6].

## 2.3 Heizen mit Heizkessel, Absorptions-Wärmepumpe, Blockheizkraftwerk

In Heizkesseln wird chemische Energie quasi zu 100 % in Heizwärme  $\dot{Q}_H$  umgesetzt; ihr Exergiestrom aber ist kaum 5 % davon. Es findet eine radikale Energie-Entwertung statt (Bild 7a): 77 % des Exergieverlusts entsteht durch die Verbrennung und 21 % durch die Wärmeübertragung von den Verbrennungsgasen an das Heizwasser. Mit den warmen Verbrennungsgasen gehen noch 2 % verloren.





Ein Heizkessel:

Fast 100 % thermischer Wirkungsgrad,  
aber nur 5 % exergetischer; enorme  
Entwertung

Absorptions-Wärmepumpe:

$\dot{E}_{Ch}$  trägt 50 % bei zu  $\dot{Q}_H$ ; mit  $\dot{E}_{Ch}$  wird auch  
 $\dot{Q}_U$ , reine Energie aus der Umgebung aktiviert  
 $\eta_{ex} \approx 10\%$

**Bild 7:** Energie und Exergie zum Heizen.

In einer Absorptions-Wärmepumpe kann mit der chemischen Energie  $\dot{E}_{ch}$  auch Anergie aus der Umgebung zum Heizen aktiviert werden. Sie erreichen heute etwa 10 % exergetischen Wirkungsgrad.

Nochmals bedeutend besser ist das Blockheizkraftwerk: Chemische Energie wird in mechanische Energie und Heizenergie umgewandelt. Bereits sind exergetische Wirkungsgrade von 40 % möglich.

### 3. Leistungszahl und exergetischer Wirkungsgrad von Wärmepumpen

#### 3.1 Einfache Wärmepumpe

Energetisch werden Wärmepumpen mit der *Leistungszahl*  $\varepsilon$  bewertet.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_H}{P_{el}} \quad (3.1)$$

Das Prinzip einer Wärmepumpe ist lediglich der Umkehrprozess der Wärmekraftanlage von Carnot. Der Vergleich zwischen der idealen Wärmekraftanlage, Bild 2, und der idealen Wärmepumpe, Bild 5a, zeigt dies unmittelbar auf.

Für eine verlustfrei arbeitende Wärmepumpe ist daher die (reversible) Antriebsleistung durch Gleichung (1.1) bestimmt. Damit erhält man für die maximale reversible Leistungszahl mit der Umgebungstemperatur  $T_U$  und der Heiztemperatur  $T_H$ :

$$\varepsilon_{rev} = \frac{T_H}{T_H - T_U} = \frac{1}{\eta_C}$$

Um die Güte einer realen Wärmepumpe thermodynamisch richtig zu bewerten, wird der *exergetische Wirkungsgrad*  $\eta_{ex}$  eingeführt: der Exergiestrom  $\dot{E}_{Q_H}$  der Heizwärme wird auf die aufgewendete mechanische bzw. elektrische Leistung  $P$  bezogen:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_{Q_H}}{P} \quad (3.2)$$

Für verlustfreie Wärmepumpen ist

$$P = P_{rev} = \dot{E}_{Q_H} \quad (3.3)$$

und somit

$$\eta_{ex rev} = 1$$

Der *exergetische Wirkungsgrad* realer Wärmepumpen ist stets kleiner als eins.

Es ist sinnvoll, die Bewertungen von Wärmepumpen auf verschiedene Systeme zu beziehen, je nach der gewünschten Beurteilung. Mit dem *inneren exergetischen Wirkungsgrad* wird der Kreislaufprozess des Arbeitsfluids der Wärmepumpe beurteilt. Bei *äusseren exergetischen Wirkungsgraden* wird die Exergie des Heizstromes  $\dot{Q}_H$  auf entsprechende Heiztemperaturen bezogen. Vergleiche dazu die Studie WEXA [6]!

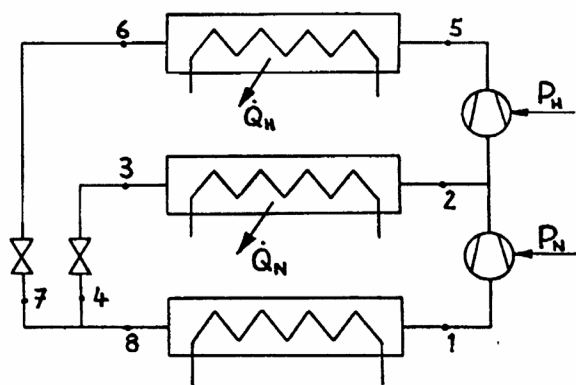
Beispiel: Eine Wärmepumpe gibt bei 0 °C Aussentemperatur eine Heizleistung von 7.5 kW ab. Die gesamte elektrische Leistungszufuhr beträgt 3.3 kW. Das Arbeitsfluid des Wärmepumpenkreislaufs kondensiert bei 42 °C, verdampft bei -5 °C, die mittlere Heizwassertemperatur ist 33 °C und die Raumtemperatur 20 °C. - Die Auswertung ergibt:

- Leistungszahl  $\varepsilon = 2.3$
- Innerer exergetischer Wirkungsgrad:  $\eta_{ex i} = 34 \%$  (mit 42 °C Kondensationstemperatur und -5 °C Verdampfungstemperatur)
- Äusserer exergetischer Wirkungsgrad:  $\eta_{ex a} = 24 \%$  (mit 33 °C Heizwassertemperatur)
- Gesamtexergetischer Wirkungsgrad:  $\eta_{ex o} = 16 \%$  (mit 20 °C Raumtemperatur).

### 3.2 Beurteilung komplexer Heiz- und Kühlsysteme

Je komplexer Heiz- und Kühlsysteme sind, umso wichtiger wird die Prozessbewertung durch Exergieanalysen. Häufig lohnt es sich, diese recht detailliert durchzuführen. Die Exergie-Analyse kann gut genutzt werden, um wirtschaftliche Optimierungen zu machen [3, 4, 5]. Als Richtlinie gilt, dass die *Exergieverlust-Verhältnisse* in jedem Teilprozess etwa gleich gross sein sollen [6].

Das folgende einfache Beispiel beschränkt sich auf eine energetische und exergetische Gesamtbeurteilung.

**Bild 8:**

Wärmepumpe mit Wärmeabgabe auf zwei Temperaturniveaus.

Eine Wärmepumpenanlage gibt simultan einen Wärmestrom  $\dot{Q}_H = 0.5 \text{ MW}$  bei  $55 \text{ °C}$  ab und einen zweiten  $\dot{Q}_N = 0.3 \text{ MW}$  bei  $40 \text{ °C}$  – vgl. Bild 8. Als Umgebungstemperatur gelte:  $4 \text{ °C}$ . Die Antriebsleistungen der zwei Kompressoren betragen  $P_N = 187 \text{ kW}$  und  $P_H = 26 \text{ kW}$ .

Die *Leistungszahl* beträgt:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_H + \dot{Q}_N}{P_H + P_N} = 3.76$$

Es soll hier angemerkt werden, dass aus der Leistungszahl kaum Schlüsse über die energetische Effizienz gezogen werden können, hier insbesondere weil die beiden Heizströme verschiedene Temperaturniveaus haben. Als Gesamtbewertung dient der exergetische Wirkungsgrad:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_{Q_H} + \dot{E}_{Q_N}}{P_H + P_N} = 0.53$$

$$\dot{E}_{Q_H} = 500 \cdot \left(1 - \frac{277}{328}\right) = 77.7 \text{ kW}; \quad \dot{E}_{Q_N} = 34.5 \text{ kW}$$

## Quellen

- [1] Baehr, H.D. Thermodynamik. Springer Verlag 1996
- [2] Elsener, N. Technische Thermodynamik. Akademie Verlag 1993
- [3] Fratzscher, W. Exergie, Theorie und Anwendung. VEB Leipzig 1986
- [4] Szargut, J. Exergy analysis: thermal, chemical and metallurgical processes. Hemisphere
- [5] Baloh, T. Exergie. Technische Universität Berlin
- [6] L. Gasser, B. Wellig, K. Hilfiker: WEXA Exergie-Analyse zur Verbesserung von Luft/Wasser-Wärmepumpen, Bundesamt für Energie 2007.

Lukas Gasser, Dr. Beat Wellig, Prof. Dr. Karl Hilfiker  
Hochschule Technik + Architektur Luzern  
CC Thermische Energiesysteme und Verfahrenstechnik  
Technikumstrasse 21  
CH-6048 Horw  
[tagasser@hta.fhz.ch](mailto:tagasser@hta.fhz.ch)  
[www.hta.fhz.ch](http://www.hta.fhz.ch)

# Mit Exergie-Analyse das Verbesserungspotenzial von Luft- Wasser-Wärmepumpen aufzeigen

## *Zusammenfassung*

*Das Ziel des Forschungsprojekts WEXA (Wärmepumpen Exergie-Analyse) ist mittels Exergie-Analyse aufzuzeigen, wie die Effizienz von Luft-Wasser-Wärmepumpen (L/W-WP) erhöht werden kann. Dazu wurde ein analytisches Modell basierend auf wenigen Approximationen und Stoffdaten entwickelt. Die Wärmepumpe und das Heizsystem werden mit vier verschiedenen exergetischen Wirkungsgraden beurteilt. Die Leistungszahl verhält sich angenähert umgekehrt proportional zum Hub; der exergetische Wirkungsgrad der L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung hingegen nimmt mit steigenden Umgebungstemperaturen und somit kleineren Temperaturhuben ab. Ursache dafür ist die Diskrepanz zwischen erforderlicher und erzeugter Heizleistung und damit die bei höheren Umgebungstemperaturen grösser werdenden Temperaturdifferenzen für die Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator. Diese Temperaturdifferenzen wirken sich negativ auf alle Teilprozesse der Wärmepumpe aus. Daraus kann quantitativ bestimmt werden, durch welche Massnahmen die Effizienz von L/W-WP verbessert werden kann. Die wichtigste Massnahme ist die Reduktion der Temperaturdifferenzen für die Wärmeübertragung durch eine geeignete Leistungsregelung der Wärmepumpe.*

## *Summary*

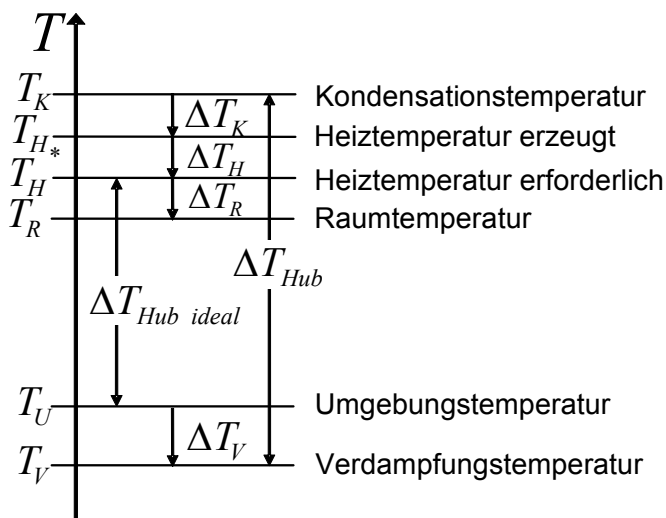
In this study, the behaviour of air/water heat pumps over a wide range of operating conditions is investigated using the exergy method. An analytical model based on the relevant thermophysical properties has been developed to calculate the exergetic efficiency. The exergy losses of the heat pump components and the heating distribution system are discussed with mathematical equations demonstrating the influence of important variables such as temperature differences for heat transfer, compressor efficiency, temperature lift and ambient temperature. The reason for small efficiency is the heat pump characteristic: the less heat is required the more it delivers. In common heat pumps this is compensated by on/off operation. As a consequence, the delivered heat flow of the heat pump shall be continuously adapted to the required one, hence also the delivered and required temperatures will always be equal.

## 1. Die relevanten Einflussgrößen der Exergieverluste in Wärmepumpen

Um die thermodynamische Effizienz der Luft-Wasser-Wärmepumpe richtig zu beurteilen und in den Teilprozessen lohnenswerte Effizienzsteigerungen zu erzielen, wurde eine Wärmepumpen-Exergie-Analyse WEXA [1] durchgeführt. Die Studie WEXA wurde durch das umfangreiche Forschungsprojekt LOREF [2–4] ausgelöst. Im Projekt LOREF erwuchs zunehmend die Einsicht, dass für eine markante Effizienzsteigerung von Luft-Wasser-Wärmepumpen all ihre Teilprozesse und das Heizsystem in eine Analyse einzubeziehen sind.

Die *ursächlichen Einflussgrößen* der Exergieverluste von Wärmepumpen sind die *Temperaturgefälle* für die Wärmeübertragung im *Verdampfer* ( $\Delta T_V$ ) und *Kondensator* ( $\Delta T_K$ ) sowie der *isentropen Kompressorwirkungsgrad*  $\eta_s$ . Diese wirken sich gegenseitig aufeinander aus und vermindern so mehrfach den *exergetischen Wirkungsgrad* der Wärmepumpe. Zudem sind die Exergieverluste aller Wärmepumpen-Teilprozesse vom *Temperaturhub*  $\Delta T_{Hub}$  abhängig:

$$\Delta T_{Hub} = T_K - T_V = (T_H^* - T_U) + \Delta T_H + \Delta T_V + \Delta T_K = \Delta T_{Hub\ ideal} + \Delta T_H + \Delta T_V + \Delta T_K \quad (1.1)$$



**Bild 1:**

*Temperaturen und Temperaturgefälle in Heizsystemen mit Wärmepumpen.*

Bei Luft-Wasser-Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung ist die intermittierend *erzeugte* Heiztemperatur  $T_H$  um  $\Delta T_H$  grösser als die vom Gebäude kontinuierlich *erforderliche* Heiztemperatur  $T_{H^*}$ . Der Temperaturhub  $\Delta T_{Hub}$  wird gegenüber dem idealen Temperaturhub  $\Delta T_{Hub\ ideal}$  durch die Temperaturgefälle  $\Delta T_V$ ,  $\Delta T_K$  und  $\Delta T_H$  vergrößert (Gleichung 1.1). In dieser Studie werden sämtliche Exergieverluste auf diese *relevanten Einflussgrößen* zurückgeführt und diskutiert. Dadurch können Verbesserungsmöglichkeiten direkt erkannt und deren Nutzen quantifiziert werden.

## 2. Exergieverluste eines Heizsystems mit Wärmepumpe

### 2.1 Exergieverluste der Teilprozesse des Wärmepumpen-Kreislauffluids

Die *Exergieverluste* der Kompressionswärmepumpe entstehen im Kompressor ( $\dot{E}_{VKp}$ ), im Kondensator ( $\dot{E}_{VK}$ ), im Expansionsventil ( $\dot{E}_{VEx}$ ) und im Verdampfer ( $\dot{E}_{VV}$ ). Auf weitere Exergieverluste wie infolge mechanischer und elektrischer Antriebsverluste sowie bei Luft-Wasser-Wärmepumpen mit luftseitig erzwungener Konvektion die Ventilatorleistung soll an dieser Stelle nicht eingegangen werden.

Die Exergieverluste der Wärmepumpen-Teilprozesse sind in der Studie WEXA [1] aus elementaren Analysen ermittelt und in Tabelle 1 zusammengefasst.

| Exergieverlust   | Bestimmungsgleichung                                                                                                                                                                                                                                     |
|------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Kompressor       | $\dot{E}_{VKp} \approx \dot{m}_f \cdot r \cdot \frac{\Delta T_{Hub}}{T_V + \Delta T_{Hub}} \cdot \left( \frac{1}{\eta_s} - 1 \right) \approx \dot{m}_f \cdot r \cdot \frac{1}{\varepsilon_{revi}} \cdot \left( \frac{1}{\eta_s} - 1 \right) \quad (2.1)$ |
| Expansionsventil | $\dot{E}_{VEx} \approx \dot{m}_f \cdot c_{pl} \cdot \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{\Delta T_{Hub}^2}{T_V + \Delta T_{Hub}} \right) \approx \dot{m}_f \cdot c_{pl} \cdot \frac{\Delta T_{Hub}}{2 \cdot \varepsilon_{revi}} \quad (2.2)$                   |
| Verdampfer       | $\dot{E}_{VV} = \dot{Q}_V \cdot T_U \cdot \frac{\Delta T_V}{\bar{T}_V \cdot (\bar{T}_V + \Delta T_V)} \approx \dot{Q}_V \cdot T_U \cdot \frac{\Delta T_V}{\bar{T}_V^2} \quad (2.3)$                                                                      |
| Kondensator      | $\dot{E}_{VK} = \dot{Q}_H \cdot T_U \cdot \frac{\Delta T_K}{T_H \cdot (T_H + \Delta T_K)} \approx \dot{Q}_H \cdot T_U \cdot \frac{\Delta T_K}{T_H^2} \quad (2.4)$                                                                                        |

#### **Tabelle 1:**

*Exergieverluste der Teilprozesse des Wärmepumpen-Kreislauffluids ( $\dot{m}_f$ : Massenstrom Arbeitsfluid,  $r$ : Verdampfungsenthalpie Arbeitsfluid,  $\varepsilon_{revi}$ : innere reversible Leistungszahl).*

Der Exergieverlust im Kompressor ist annähernd proportional zum Temperaturhub  $\Delta T_{Hub}$ . Die Auswirkung des Isentropenwirkungsgrades  $\eta_s$  ist unmittelbar ersichtlich. Der Exergieverlust im Expansionsventil ist proportional zur spezifischen Wärmekapazität des flüssigen Arbeitsfluids  $c_{pl}$  sowie proportional zum Quadrat des Temperaturhubs. Für jedes Wärmeabgabesystem ist  $\Delta T_{Hub}$  durch die Temperaturgefälle  $\Delta T_V$ ,  $\Delta T_K$  und  $\Delta T_H$  beeinflussbar.

Der Exergieverlust im Verdampfer ist proportional zum übertragenen Wärmestrom  $\dot{Q}_V$ , zum Temperaturgefälle  $\Delta T_V$  sowie umgekehrt proportional zum Quadrat der mittleren Verdampfungstemperatur  $\bar{T}_V$ . Der Exergieverlust im Kondensator berechnet sich analog zu jenem im Verdampfer.

## 2.2 Exergieverluste im Heizsystem

Wird zusätzlich zu den Exergieverlusten der vier Teilprozesse der Kompressionswärmepumpe das Heizsystem (Heizwärmeverteilersystem und Heizwärmeabgabesystem) berücksichtigt, treten zwei weitere Exergieverluste auf: Im Heizwärmeverteilersystem ( $\dot{E}_{VHS}$ ) und im Heizwärmeabgabesystem ( $\dot{E}_{VR}$ ). Diese sind in Tabelle 2 aufgeführt. Detaillierte Herleitungen der einzelnen Bestimmungsgleichungen finden sich in WEXA [1].

| Exergieverlust           | Bestimmungsgleichung                                                                                                                                       |
|--------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Heizwärmeverteilersystem | $\dot{E}_{VHS} = \dot{Q}_H \cdot T_U \cdot \frac{T_H - T_H^*}{T_H \cdot T_H^*} = \dot{Q}_H \cdot T_U \cdot \frac{\Delta T_H}{T_H \cdot T_H^*} \quad (2.5)$ |
| Heizwärmeabgabesystem    | $\dot{E}_{VR} = \dot{Q}_H \cdot T_U \cdot \frac{T_H^* - T_R}{T_H^* \cdot T_R} = \dot{Q}_H \cdot T_U \cdot \frac{\Delta T_R}{T_H^* \cdot T_R} \quad (2.6)$  |

**Tabelle 2:** Exergieverluste im Heizsystem.

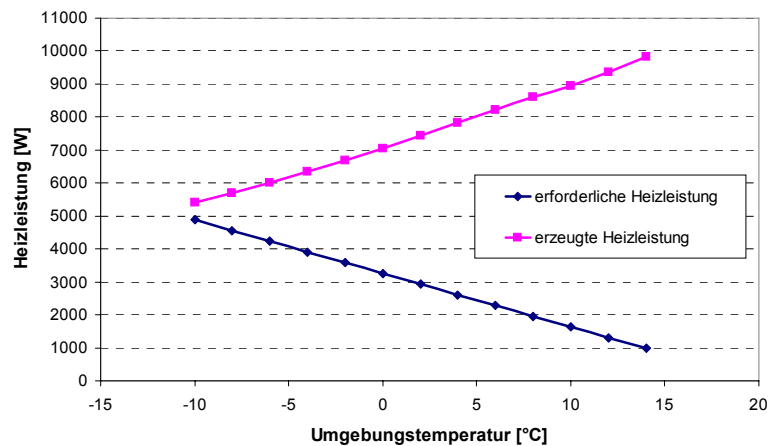
Der Exergieverlust im Heizwärmeverteilersystem resultiert aus der Diskrepanz, dass der erzeugte Heizwärmestrom höher ist als der erforderliche und entsprechend, dass die erzeugte Heiztemperatur  $T_H$  höher ist als die erforderliche Heiztemperatur  $T_H^*$ . Für einen erzeugten Heizwärmestrom  $\dot{Q}_H$  ist dieser Exergieverlust proportional zum Temperaturgefälle  $\Delta T_H$  (vgl. Bild 1). Die Ursache dieses Exergieverlustes ist die ungünstige Betriebscharakteristik der Luft-Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung. Für die thermodynamische Bewertung ist daher dieser Exergieverlust der Luft-Wasser-Wärmepumpe anzulasten. Demgegenüber darf der Exergieverlust des Heizwärmeabgabesystems  $\dot{E}_{VR}$  nicht der Wärmepumpe angelastet werden, sondern eben dem Heizsystem selbst.  $\dot{E}_{VR}$  ist bei einem erzeugten Heizwärmestrom  $\dot{Q}_H$  proportional zum Temperaturgefälle  $\Delta T_R$  (vgl. Bild 1) für die Wärmeübertragung vom Heizwärmeabgabesystem an den Raum. Das Temperaturgefälle  $\Delta T_R$  und somit der Exergieverlust  $\dot{E}_{VR}$  kann bei der Planung und Auslegung des Heizwärmeabgabesystems positiv beeinflusst werden. Ziel ist es dabei das Temperaturgefälle  $\Delta T_R$  möglichst zu minimieren.

### 3. Betriebscharakteristik der Luft-Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung

Mit steigender Umgebungstemperatur nimmt die *erforderliche Heizleistung* des Gebäudes ab (vgl. Bild 2). Demgegenüber ist das Verhalten von üblichen Wärmepumpen, deren Kompressor mit konstanter Drehzahl angetrieben wird, gerade konträr: Je kleiner die vom Gebäude *erforderliche* Heizleistung und Heiztemperatur bei Zunahme der Aussentemperatur, umso höher die *erzeugte* Heizleistung und -temperatur. Die Anpassung der Heizleistung erfolgt durch Takten (Ein/Aus-Regelung). Bild 2 zeigt die Diskrepanz zwischen *erforderlicher* und *erzeugter* Heizleistung.

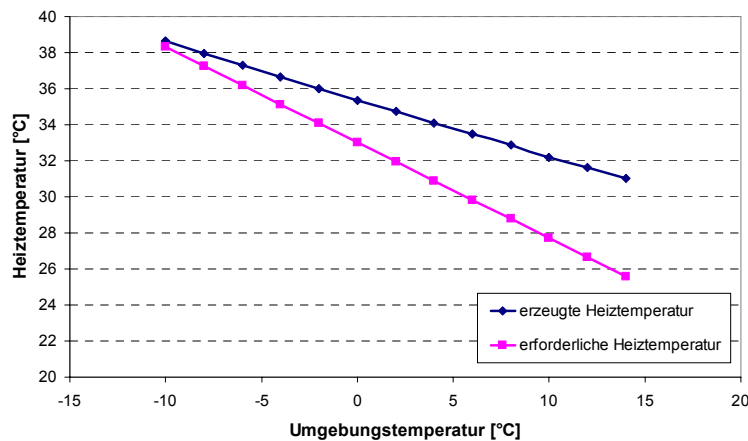
Die nachfolgend dargestellten Simulationen der Betriebscharakteristik, der Exergieverlust-Verhältnisse sowie der exergetischen Wirkungsgrade gelten für eine Luft-Wasser-Wärmepumpe mit 5.4 kW Nominal-Heizleistung bei  $\vartheta_U = -10^\circ\text{C}$  mit Ein/Aus-Regelung. Detaillierte Spezifikationen zu dieser Wärmepumpe finden sich in WEXA [1].

**Bild 2:**  
*Erzeugte und erforderliche Heizleistung der L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung in Funktion der Umgebungstemperatur.*



Dieses Verhalten der Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung hat zur Folge, dass alle Temperaturgefälle für die Wärmeübertragungen in Verdampfer und Kondensator, aber auch im Heizwärmeverteilersystem mit steigender Umgebungstemperatur ansteigen und so den exergetischen Wirkungsgrad massgeblich reduzieren. Bild 3 zeigt die Diskrepanz zwischen *erzeugter* und *erforderlicher* Heiztemperatur.



**Bild 3:**

Erzeugte und erforderliche Heiztemperatur der L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung in Funktion der Umgebungstemperatur.

#### 4. Definition von exergetischen Wirkungsgraden

Mit dem *inneren exergetischen Wirkungsgrad* der Wärmepumpe wird der Kreislaufprozess des Arbeitsfluids der Wärmepumpe mit den Fluidtemperaturen  $T_V$  und  $T_K$  im Verdampfer und Kondensator bewertet:

$$\eta_{exi} = \frac{\dot{Q}_H \cdot \frac{T_K - T_V}{T_K}}{P} = \varepsilon \cdot \eta_{Ci} \quad (4.1)$$

Dieser umfasst den totalen Temperaturhub  $\Delta T_{Hub} = T_K - T_V$ , schliesst also die Temperaturgefälle in Verdampfer und Kondensator sowie im Heizwärmeverteilersystem mit ein, *aber nicht deren Exergieverluste*.

Beim *äusseren exergetischen Wirkungsgrad der erzeugten Heiztemperatur* wird die Exergie des *erzeugten* Heizstromes  $\dot{Q}_H$  auf die (im Kondensator) *erzeugte* Heiztemperatur  $T_H$  (des Heizwassers) bezogen:

$$\eta_{exa} = \frac{\dot{Q}_H \cdot \frac{T_H - T_U}{T_H}}{P} = \varepsilon \cdot \eta_{Ca} \quad (4.2)$$

Als dritte Beurteilung dient der *äussere exergetische Wirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur*: Die Exergie der *erzeugten* Heizleistung  $\dot{Q}_H$  wird dabei auf die vom Gebäude *erforderliche* Heiztemperatur  $T_H^*$  bezogen:

$$\eta_{exa}^* = \frac{\dot{Q}_H \cdot \frac{T_H^* - T_U}{T_H^*}}{P} = \varepsilon \cdot \eta_{Ca}^* \quad (4.3)$$

Schliesslich wird als vierte Bewertung mit dem *äusseren exergetischen Wirkungsgrad des Heizsystems mit Wärmepumpe* das gesamte Heizsystem bewertet: die Exergie der Heizwärme wird mit der Umgebungstemperatur  $T_U$  sowie der gewünschten Raumtemperatur  $T_R$  gebildet:

$$\eta_{exHS} = \frac{\dot{Q}_H \cdot \frac{T_R - T_U}{T_R}}{P} = \varepsilon \cdot \eta_{CHS} \quad (4.4)$$

Er berücksichtigt zusätzlich zum *äusseren exergetischen Wirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur* auch die im Heizwärmeabgabesystem auftretenden Exergie-Verluste. – Diese sind nicht der Wärmepumpe anzulasten.

## 5. Ergebnisse der Exergie-Analyse für Luft-Wasser-Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung – ohne Antriebsverluste

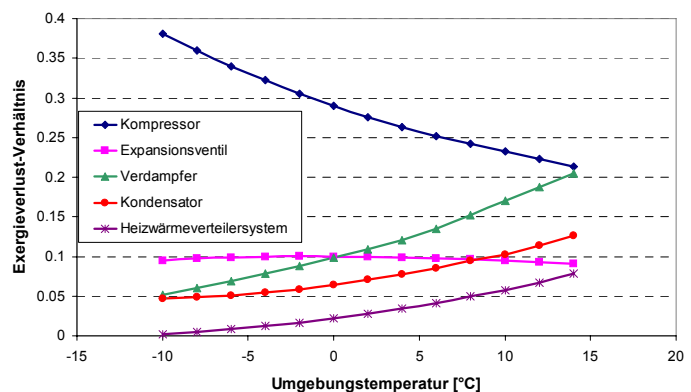
### 5.1 Vergleich der einzelnen Exergieverlust-Verhältnisse

Den Entwicklungsingenieur von Wärmepumpen interessieren einerseits die Beträge der einzelnen Exergieverluste und ebenso diese im Vergleich zueinander. Eine übersichtliche Beurteilung gelingt durch das *Exergieverlust-Verhältnis*: es ist hier definiert als jeweiliger Exergieverluststrom bezogen auf die innere Kompressorleistung  $P_i$ . So kann man unmittelbar die *subtraktive Auswirkung* auf den exergetischen Wirkungsgrad verfolgen. Dieser lässt sich nämlich aus den einzelnen *Exergieverlust-Verhältnissen* berechnen:

$$\eta_{exa} = 1 - \frac{\dot{E}_{VKp}}{P_i} - \frac{\dot{E}_{VK}}{P_i} - \frac{\dot{E}_{VEx}}{P_i} - \frac{\dot{E}_{VV}}{P_i} \quad (5.1)$$

In Bild 4 werden die Verläufe der *Exergieverlust-Verhältnisse* verglichen. (Sie sind auf die innere Leistung  $P_i$  der Luft-Wasser-Wärmepumpe mit einem Scrollkompressor der Firma Copeland bezogen.)

**Bild 4:**  
Zusammenstellung der  
Exergieverlust-Verhältnisse der  
Luft-Wasser-Wärmepumpe mit  
Ein/Aus-Regelung  
(aus Simulationen).



Das *Exergieverlust-Verhältnis des Kompressors* überwiegt stark. Bei Aussentemperaturen unter 0 °C beträgt es sogar das vier- bis achtfache der drei anderen Teilprozesse. Es beträgt 38 % bei -10 °C und nimmt dann bis 15 °C auf 22 % ab und überragt die anderen Verluste immer noch. Es zeigt sich hier, dass Hersteller von Wärmepumpen und Hersteller von Kompressoren in Zusammenarbeit noch einiges zu verbessern haben.

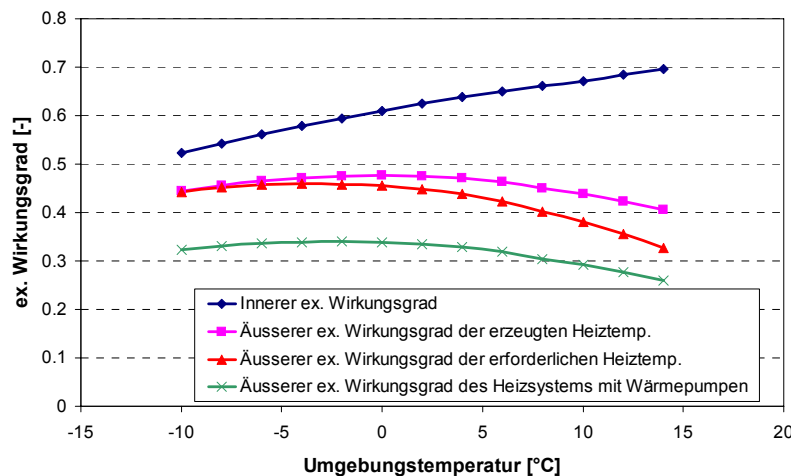
Die Exergieverlust-Verhältnisse der Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator betragen bei -10 °C nur 5 %. Diese könnten eventuell mit mehr Wärmeübertragerfläche und zusätzlich im Verdampfer mit elektronisch geregelten Expansionsventilen nochmals halbiert werden. Jedoch bedeutend einschneidender ist die Zunahme des Exergieverlust-Verhältnisses bei höheren Umgebungstemperaturen: bei 14 °C steigt es im Kondensator auf 13 % und im Verdampfer, noch ohne Frostbildung, sogar auf 20 %. Die Auswirkung auf den äusseren exergetischen Wirkungsgrad ist markant.

Das Exergieverlust-Verhältnis der Drosselung verläuft durchwegs bei 10 % und ist somit relativ hoch. Für Wärmepumpen, die für niedrigen Temperaturhub ausgelegt sind, wird das Exergieverlust-Verhältnis günstiger, denn es ist  $\dot{E}_{VDr} \sim \Delta T_{Hub}^2$ .

Auch das *Exergieverlust-Verhältnis im Heizwärmeverteilersystem* nimmt mit steigender Aussentemperatur progressiv zu: von 0 % bei -10 °C auf 8 % bei 14 °C.

## 5.2 Vergleich der exergetischen Wirkungsgrade

In Bild 5 werden die Verläufe der in Abschnitt 4 definierten *exergetischen Wirkungsgrade* verglichen. Der mechanische und elektrische Wirkungsgrad des Kompressors sowie die Ventilatorleistung sind hier nicht berücksichtigt.



**Bild 5:**  
Zusammenstellung der  
exergetischen Wirkungs-  
grade der Luft-Wasser-  
Wärmepumpe mit  
Ein/Aus-Regelung (aus  
Simulationen).

Der *innere exergetische Wirkungsgrad* der Luft-Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung nimmt mit steigender Umgebungstemperatur von rund 52 % bei -10 °C auf rund 69 % bei 14 °C zu. Ursache dafür ist die Abnahme des Temperaturhubs. Dagegen sinken die *äusseren exergetischen Wirkungsgrade* mit zunehmender Umgebungstemperatur, bezüglich der *erzeugten Heiztemperatur* wegen den zunehmenden Exergieverlusten der Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator. Noch stärker sinkt der *äussere exergetische Wirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur*. Ursache dafür ist die zunehmende Divergenz zwischen *erforderlicher* und *erzeugter* Heiztemperatur. Der Verlauf des

*äusseren exergetischen Wirkungsgrades des Heizsystems mit Wärmepumpen* berücksichtigt zusätzlich zum *äusseren exergetischen Wirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur* die Exergieverluste der Wärmeübertragung vom Heizwärmeabgabesystem an den Raum und liegt so nochmals deutlich tiefer.

### 5.3 Erkenntnisse

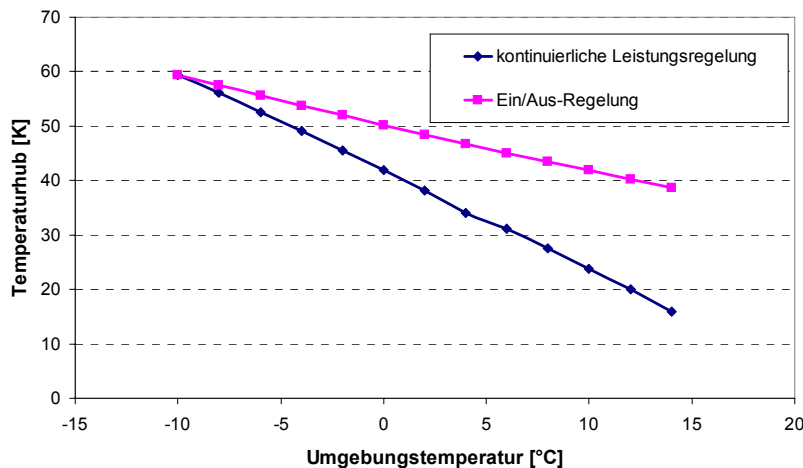
Die Erkenntnisse aus der Exergie-Analyse sind zusammengefasst:

- Die Exergieverluste aller vier Teilprozesse der Luft-Wasser-Wärmepumpe werden infolge der für die Wärmeübertragung benötigten Temperaturgefälle  $\Delta T_V$  und  $\Delta T_K$  sowie durch die Diskrepanz zwischen *erzeugter* und *erforderlicher* Heiztemperatur  $\Delta T_H$  nachteilig beeinflusst.
- Direkten Einfluss haben die Temperaturgefälle  $\Delta T_V$  und  $\Delta T_K$  auf die Exergieverluste in Verdampfer und Kondensator. Indirekt wirken sie sich aber auch auf das Expansionsventil und den Kompressor aus.
- Die mit steigender Umgebungstemperatur zunehmenden Temperaturgefälle  $\Delta T_V$  und  $\Delta T_K$  in Verdampfer und Kondensator, aber auch  $\Delta T_H$  im Heizwärmeverteilersystem entstehen durch die Diskrepanz zwischen *erzeugter* und *erforderlicher* Heizleistung  $\dot{Q}_H$ .
- Die ungünstige Charakteristik von Ein/Aus geregelten Luft-Wasser-Wärmepumpen (die mit einem Kompressor von konstanter Drehzahl angetrieben sind) ist die Ursache für die mit steigender Umgebungstemperatur zunehmende *erzeugte* Heizleistung  $\dot{Q}_H$  sowie die zu hohe *erzeugte* Heiztemperatur.
- Durch *Reduktion der Temperaturgefälle* im Verdampfer und Kondensator sowie durch die Anpassung der *erzeugten* an die *erforderliche* Heiztemperatur kann der Luft-Wasser-Wärmepumpenprozess in seiner Effizienz deutlich verbessert werden.
- Durch Reduktion der *erforderlichen Vorlauftemperatur* kann das Temperaturgefälle  $\Delta T_R$  und so der Exergieverlust im Heizwärmeabgabesystem reduziert und der *exergetische Wirkungsgrad des Heizsystems mit Wärmepumpe* verbessert werden.

## 6. Schlussfolgerungen und Ausblick

Es wurde darauf hingewiesen, dass die Diskrepanz zwischen *erzeugter* und *erforderlicher* Heizleistung eine nur mässig gute Effizienz von Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung ermöglicht. Damit die Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator bei Teillast, also mit zunehmender Umgebungstemperatur, statt zunehmen, abnehmen können, muss die Diskrepanz zwischen *erforderlicher* und *erzeugter* Heizleistung und Heiztemperatur vermieden werden. Als Konsequenz ergibt sich, dass die Luft-Wasser-Wärmepumpe nicht im Ein/Aus-Taktbetrieb arbeitet, sondern *kontinuierlich* in Betrieb ist – ausser für notwendige Abtauprozesse. Für die Anpassung der erzeugten Heizleistung an die *erforderliche* eignen sich verschiedene Strategien, so kann z.B. der Kompressor mit einer Drehzahlregelung ausgestattet werden.

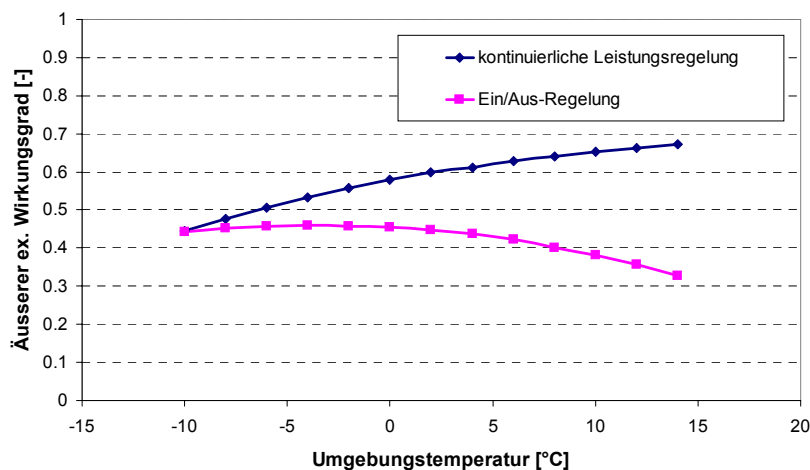
In Bild 6 sind die Temperaturhübe der Ein/Aus-geregelten Wärmepumpe mit der *kontinuierlich leistungsgeregelten* Wärmepumpe verglichen.



**Bild 6:**  
Temperaturhub der Luft-Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung und mit kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors (aus Simulationen).

Bei Luft-Wasser-Wärmepumpen mit kontinuierlicher Leistungsregelung entspricht die erzeugte Heiztemperatur stets nahezu der erforderlichen. Dies führt dazu, dass die äusseren exergetischen Wirkungsgrade der erzeugten und erforderlichen Heiztemperatur quasi gleich gross sind.

Der Verlauf des äusseren exergetischen Wirkungsgrades der erforderlichen Heiztemperatur der Luft-Wasser-Wärmepumpe mit kontinuierlicher Leistungsregelung ist in Bild 7 wiederum mit der Ein/Aus geregelten Wärmepumpe verglichen (ohne Berücksichtigung der mechanischen und elektrischen Antriebsverluste des Kompressors sowie ohne Ventilator).



**Bild 7:**  
Äusserer exergetischer Wirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur der Luft-Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung und mit kontinuierlicher Leistungsregelung des Kompressors (aus Simulationen).

Mit der kontinuierlichen Leistungsregelung des Kompressors werden bedeutend höhere exergetische Wirkungsgrade erreicht. Der äussere exergetische Wirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur steigt von 44 % bei -10 °C auf 68 % bei 14 °C an. Der Gewinn ist gross: der äussere exergetische Wirkungsgrad der erforderlichen Heiztemperatur ist bei der kontinuierlich leistungsgeregelten Wärmepumpe bei 14 °C rund doppelt so hoch wie bei der Luft-Wasser-Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung.

Weitere Untersuchungen zur kontinuierlichen Leistungsregelung des Kompressors sowie zur simultanen Leistungsregelung des Kompressors und Ventilators finden sich in WEXA [1]. Darin sind auch die verschiedenen Antriebsverluste von Kompressor und Ventilator in die Analyse einbezogen.

## Quellen

- [1] L. Gasser, K. Hilfiker, B. Wellig: WEXA – Exergie-Analyse zur Verbesserung von Luft/Wasser-Wärmepumpen. Bundesamt für Energie, 2007
- [2] R. Sahinagic, M. Imholz, L. Berlinger, H. Huber, K. Hilfiker: LOREF – Lamellenluftkühler-Optimierung mit Reduktion von Eis- und Frostbildung: Untersuchung der Frostbildung für Lamellenluftkühler von Wärmepumpen. Bundesamt für Energie, 2004
- [3] L. Berlinger, M. Imholz, M. Albert, B. Wellig, K. Hilfiker: LOREF – Lamellenluftkühler-Optimierung mit Reduktion von Eis- und Frostbildung: Optimierung des Lamellenluftkühlers/Verdampfers von Luft/Wasser-Wärmepumpen – Teil 1: Theoretische und experimentelle Untersuchungen. Bundesamt für Energie, 2007
- [4] R. Sahinagic, L. Gasser, B. Wellig, K. Hilfiker: LOREF – Lamellenluftkühler-Optimierung mit Reduktion von Eis- und Frostbildung: Optimierung des Lamellenluftkühlers/Verdampfers von Luft/Wasser-Wärmepumpen – Teil 2: Mathematisch-physikalische Simulation des Lamellenluftkühlers mit Kondensat- und Frostbildung. Bundesamt für Energie, 2007



Dr. Beat Wellig, Mike Albert, Prof. Dr. Karl Hilfiker  
Hochschule Technik und Architektur Luzern  
CC Thermische Energiesysteme und Verfahrenstechnik  
Technikumstrasse 21  
CH-6048 Horw  
[beat.wellig@hta.fhz.ch](mailto:beat.wellig@hta.fhz.ch)  
[www.hta.fhz.ch](http://www.hta.fhz.ch)

# Effiziente Luft-Wasser-Wärmepumpen trotz Eis & Frost – Projekt LOREF

## *Zusammenfassung*

*Der Einsatz von Luft-Wasser-Wärmepumpen (L/W-WP) zur Gebäudeheizung nimmt immer mehr zu. Das Ziel des Forschungsprojekts LOREF ist, die Geometrie des Lamellenluftkühlers/Verdampfers sowie die Prozessführung zu optimieren, damit L/W-WP trotz Eis- und Frostbildung möglichst hohe Leistungszahlen erreichen. Dazu wurde die Frostbildung an verschiedenen Lamellenluftkühlern experimentell und theoretisch untersucht. Es wurde ein Simulationsprogramm entwickelt, das die Berechnung der Kondensat-, Eis- und Frostbildung sowie des luftseitigen Druckverlustes in Funktion von Zeit und Ort für alle relevanten Luftzustände erlaubt. Die theoretischen Ergebnisse wurden durch zahlreiche Experimente validiert. Dabei wurden die Lufttemperatur und Feuchtigkeit, die Temperaturdifferenz und die Luftgeschwindigkeit systematisch variiert. Die Analysen zeigen, dass die Geometrie vor allem in Bezug auf die Abtauung mittels Ventilatornachlauf relevant ist. Die Anwendung der Abtauung mit Ventilatornachlauf reduziert den Energieverbrauch markant. Die Erkenntnisse aus dem Projekt LOREF bilden die Basis für die zukünftige Gesamtoptimierung von Luft-Wasser-Wärmepumpen.*

## *Abstract*

*The use of air/water heat pumps for heating houses is progressively increasing. The goal of the project LOREF is to improve the geometry of the fin tube evaporator and to optimize the process in order to achieve higher efficiency in spite of formation of ice and frost. A simulation program has been developed which permits to calculate the formation of condensate, ice and frost and also the pressure loss of the air as a function of space and time at any condition of the ambient air. The theoretical results have been validated by numerous experiments in which the air temperature and humidity, the temperature difference and the air velocity have been systematically varied. The analysis shows that the geometry is of major importance in regard to the requirement of defrosting by ambient air. The application of ambient-air defrosting significantly reduces defrosting energy consumption. The results of the LOREF research project are now the basis for the overall optimization of air/water heat pumps.*



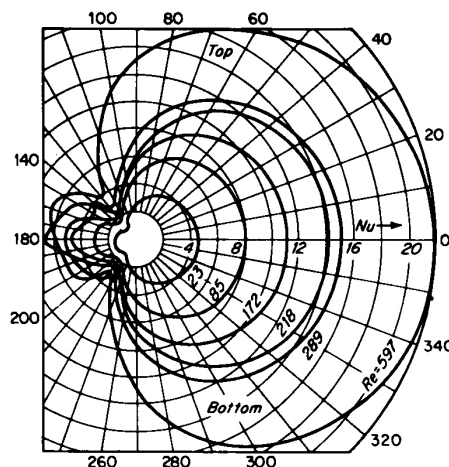
## 1. Einleitung

Wirtschaftlich und nachhaltig geheizt wird heute mit Wärmepumpen. Die Verbreitung von Luft-Wasser-Wärmepumpen (L/W-WP) nimmt zu, mithin weil sie einfach zu installieren und betreiben sind. Gegenüber Erdsondenwärmepumpen weisen L/W-WP jedoch tiefere Jahresarbeitszahlen auf.

Die als Lamellenluftkühler ausgelegten Verdampfer von L/W-WP entziehen der Umgebungsluft Wärmeenergie. Auf der Luftseite findet eine simultane Wärme- und Stoffübertragung statt: Durch Partial-Kondensation oder -Desublimation von Wasserdampf bilden sich Kondensat, Eis oder Frost auf der Verdampferoberfläche. Die Anlagerung von Eis und Frost verkleinert den freien Strömungsquerschnitt, als Folge sinkt der Luftvolumenstrom. Die luftseitige Wärmeübertragung wird beeinträchtigt und die Effizienz der Wärmepumpe sinkt. Die Frostschrift am Verdampfer muss regelmässig abgetaut werden, was mit einem zusätzlichen Energieaufwand verbunden ist.

Das Hauptziel des Projekts LOREF ist, die Effizienz von Luft-Wasser-Wärmepumpen durch geeignete Auslegung des Lamellenluftkühlers/Verdampfers und Prozessführung zu steigern. Diese Zielsetzung wird durch den Projektnamen LOREF ausgedrückt: *Luftkühler-Optimierung durch Reduktion von Eis und Frost*. Es sollen optimale Verhältnisse für Luftströmung sowie Wärme- und Stoffübertragung bei Frostausscheidung erarbeitet werden. Frost soll durch angepasste Prozessführung möglichst zu kompaktem Eis vergletschern und sich nicht örtlich konzentriert ablagern.

In der ersten Projektphase (LOREF 1 [1]) sind die ingenieur-wissenschaftlichen Grundlagen der Eis- und Frostbildung theoretisch wie auch experimentell erarbeitet worden. Bild 1 zeigt den Vergleich zwischen einem Verfrosterexperiment (links) und dem theoretischen Zusammenhang durch die Nusseltzahlen (rechts). Es konnte gezeigt werden, dass die Analogie zwischen Wärme- und Stoffübertragung erfüllt ist und dass die Isolationswirkung der Frostschrift nur einen sekundären Einfluss auf die abnehmende Effizienz der Wärmepumpe hat.



**Bild 1:**

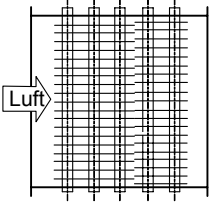
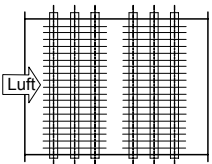
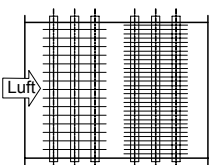
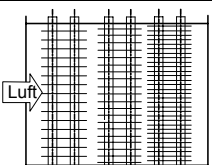
(links) Frostbild an einem Nocken zur Simulation der quer angeströmten Rohre;  
(rechts) Nusseltzahlen an einem quer angeströmten Zylinder. (Strömung von rechts nach links)

In der zweiten Projektphase (LOREF 2 [2]) wurden die gewonnenen Erkenntnisse in die Praxis umgesetzt. Die Abstufung der Lamellenabstände oder Aussparungen in den Lamellen zeigen Verbesserungsmöglichkeiten für begrenzte Temperaturbereiche. Mit einem parallel entwickelten Simulationsprogramm [3] lassen sich neue Geometrievarianten ohne Experimente bewerten. Des Weiteren zeigt die im Projekt WEXA [4] durchgeführte Exergie-Analyse, dass in der kontinuierlichen Leistungsregelung ein grosses Verbesserungspotenzial liegt.

## 2. Versuchsluftkühler mit unterschiedlichen Geometrien

### 2.1 Geometrien

Auf Basis der Erkenntnisse aus den experimentellen und theoretischen Untersuchungen an einer Verfröstungsplatte [1] wurden in der zweiten Projektphase 7 Versuchsluftkühler (VLK) entworfen und gebaut. Als anschauliche Beispiele sind in Tabelle 1 vier Versuchsluftkühler dargestellt.

| VLK   | Bild                                                                                | Paket 1                                        | Paket 2                                        | Paket 3                                        | Bemerkungen                                                                                                                     |
|-------|-------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------|------------------------------------------------|------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| VLK 1 |   | $s_{\text{Lam}} = 4.2 \text{ mm}$<br>$n_R = 5$ | -                                              | -                                              | VLK mit fünf Rohrreihen. Lamellen aus zwei einzelnen Lamellen (3+2 Rohrreihen) zusammengesetzt.<br><br>Kein Abstand dazwischen! |
| VLK 2 |  | $s_{\text{Lam}} = 4.2 \text{ mm}$<br>$n_R = 3$ | $s_{\text{Lam}} = 4.2 \text{ mm}$<br>$n_R = 3$ | -                                              | Standard-Versuchsluftkühler. Zwei identische Lamellenpakete mit 20 mm Abstand zueinander.                                       |
| VLK 3 |  | $s_{\text{Lam}} = 5.2 \text{ mm}$<br>$n_R = 3$ | $s_{\text{Lam}} = 3.2 \text{ mm}$<br>$n_R = 3$ | -                                              | Zwei unterschiedliche Lamellenpakete mit 20 mm. Abstand zueinander.                                                             |
| VLK 5 |  | $s_{\text{Lam}} = 5.2 \text{ mm}$<br>$n_R = 2$ | $s_{\text{Lam}} = 4.2 \text{ mm}$<br>$n_R = 2$ | $s_{\text{Lam}} = 3.2 \text{ mm}$<br>$n_R = 2$ | Drei unterschiedliche Lamellenpakete mit jeweils 20 mm Abstand zueinander.                                                      |

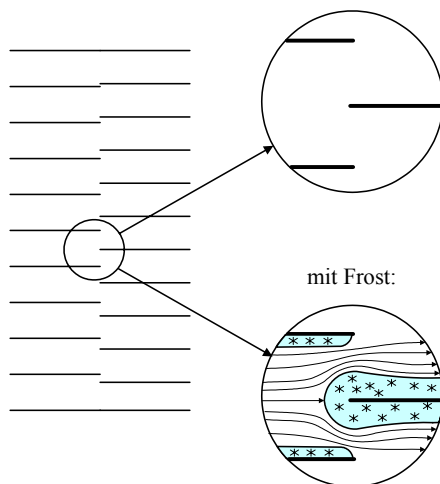
**Tabelle 1:** Geometrien getesteter Versuchsluftkühler (Auswahl).

Bei Lufttemperaturen unter 0 °C wächst die Frostschrift am Eintritt in den Lamellenluftkühler am stärksten an, weshalb lokal auch der Druckverlust am schnellsten ansteigt. Schafft man an den kritischen Stellen mehr Platz für den entstehenden Frost, kann eine

gleichmässiger Verteilung des Druckverlustes erreicht werden. Somit wären längere Betriebszeiten des Luftkühlers möglich.

Mit zwei Versuchsluftkühlern (VLK 3 und VLK 5) wurde der Einfluss eines abgestuften Lamellenabstands auf den Druckverlust und auf die Wärmeübertragung untersucht. Diese beiden Versuchsluftkühler bilden zusammen mit VLK 2 (Standard-Versuchsluftkühler) eine Reihe von Versuchsluftkühlern mit unterschiedlichen Lamellenabständen. Die Gesamtfläche für die Wärmeübertragung ist bei allen drei VLK gleich gross.

Als Standard-Versuchsluftkühler wurde ein Versuchsluftkühler mit 5 Rohrreihen und einem Lamellenabstand von 4.2 mm verwendet (VLK 1, Firma WTS Produktions AG). Dieser Versuchsluftkühler entspricht der Verdampfergeometrie der L/W-WP PPL 401 der Danfoss-Steinmann Wärmepumpen AG. Da mit den vorhandenen Stanzwerkzeugen nur Lamellen für 4 Rohrreihen gefertigt werden können, war der gelieferte Luftkühler aus zwei Paketen mit 3 und 2 Rohrreihen zusammengesetzt. Am Übergang vom ersten zum zweiten Paket sind die Lamellen teilweise stark versetzt, was während der Verfröschung zu einem übermässig schnellen Anstieg des Druckverlustes führen kann (Bild 2). Um unerwünschte Effekte zu vermeiden wurde ein neuer Luftkühler (VLK 2) mit einem Abstand von 20 mm zwischen den Paketen als Referenz eingesetzt.



**Bild 2:**  
*Lamellenversatz bei VLK 1.*

## 2.2 Versuchsanlage

Die Versuchsanlage für Lamellenluftkühler ist als geschlossener Kreislauf ausgelegt [2]. Die Hauptelemente sind die Teststrecke mit dem Versuchsluftkühler und die Luftkonditionierungseinheit, die aus Lufterhitzer und -kühler, Ventilator und einer Dampf-Lanze zur Befeuchtung besteht. Ein statischer Mischer und ein Lochblech vor der Teststrecke gewährleisten einen über den Strömungsquerschnitt homogenen Luftzustand. Die Lufttemperatur, Luftfeuchte und Luftgeschwindigkeit können über den relevanten Anwendungsbereich eingestellt werden. Der Versuchsluftkühler wird mit einer Wasser/Glykol-Mischung (Kältesole) gekühlt, was das Einstellen beliebiger Temperaturdifferenzen erlaubt. Mit den Temperatur- und Durchflussmessungen im Kältesole-Kreislauf kann der Wärmestrom einfach bestimmt werden. Der Betrieb mit Kältesole erlaubt eine genauere Berechnung der Wärmeübergangszahl als mit einem verdampfenden Kältemittel. Bei genügend grossem Solemassenstrom ist zudem gewährleistet, dass die Temperaturabnahme der Kältesole zwischen Ein- und Austritt nicht zu gross wird.

## 2.3 Versuchsprogramm

Die wichtigsten Einflussgrößen auf die Verfestung sind die Lufttemperatur, Luftfeuchte, Luftgeschwindigkeit, sowie die Temperaturdifferenz für die Wärmeübertragung. Die Luftzustandsparameter basieren auf den Prüfständen der Norm EN 255-2 und wurden durch weitere Stützpunkte ergänzt (Tabelle 2), um den neuralgischen Bereich der Eis- und Frostbildung von 2 °C bis 7 °C besser aufzulösen.

| Luftzustände                    |    | EN 255 |     |    |    | Ergänzungen |    |    |    |
|---------------------------------|----|--------|-----|----|----|-------------|----|----|----|
| Lufttemperatur $\vartheta_{LE}$ | °C | -7     | 2   | 7  | 15 | -2          | 5  | 6  | 4  |
| Taupunkt $\vartheta_{TP}$       | °C | -8     | 1.5 | 6  | 12 | -2.5        | 4  | 5  | 3  |
| relative Feuchte $\varphi$      | %  | 92     | 97  | 93 | 82 | 96          | 93 | 93 | 93 |

**Tabelle 2:** Luftzustände für das Versuchsprogramm.

Die Luftgeschwindigkeit ist durch die Ventilatorcharakteristik und den luftseitigen Strömungswiderstand des Lamellenluftkühlers/Verdampfers gegeben. An der Versuchsanlage können beliebige Ventilator Kennlinien eingestellt werden. Die Soleeintrittstemperatur, welche bei den Versuchsluftkühlern die Verdampfungstemperatur des Kältemittels „simuliert“, wird massgebend durch die Wahl des Verdichters und die Dimensionierung des Verdampfers bestimmt. Ein Ausschnitt aus dem umfangreichen Versuchsprogramm ist in Tabelle 3 zusammengestellt.

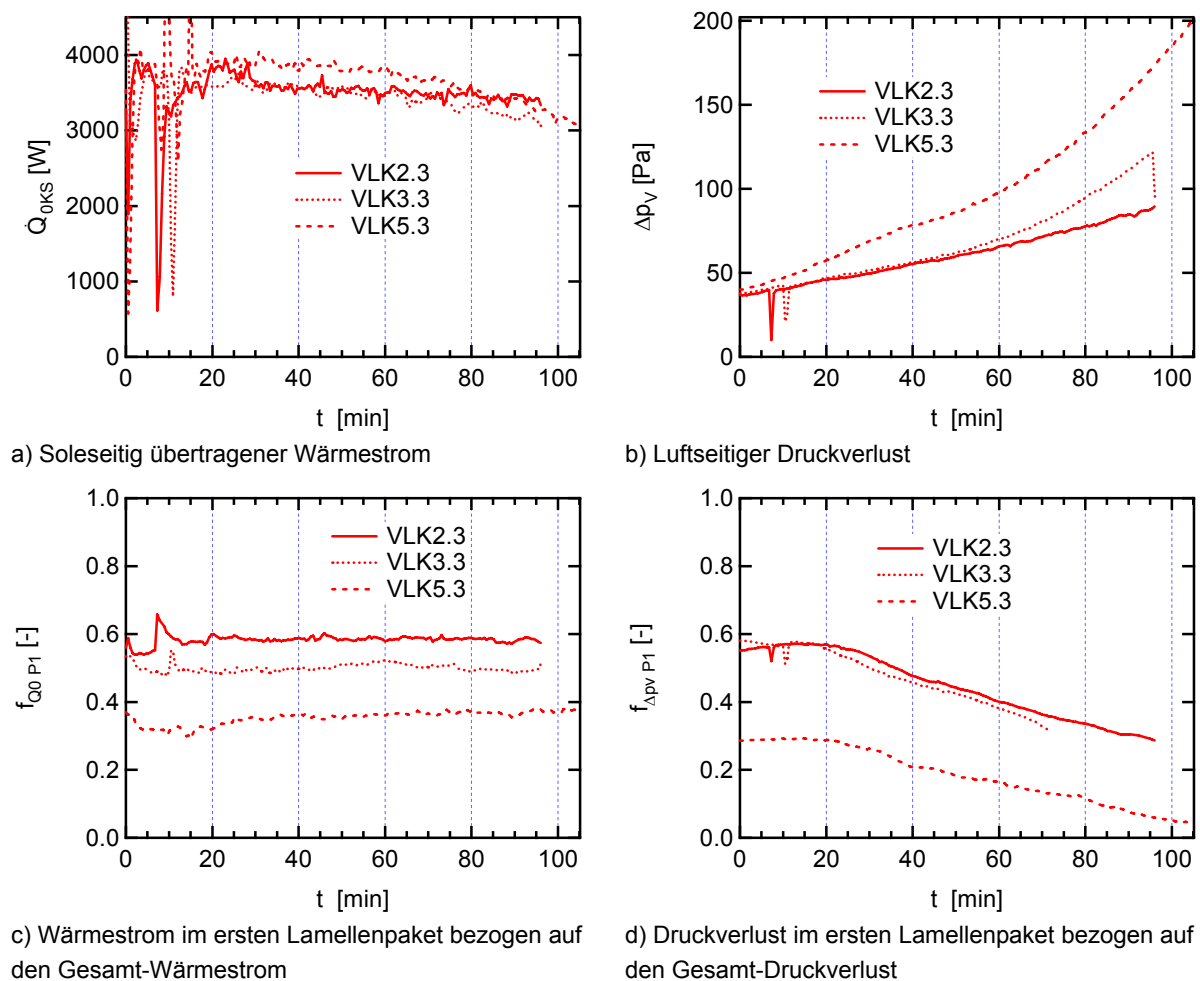
| Versuchs-Nr.                     | $\vartheta_{LE}$<br>[°C] | $\vartheta_{TP}$<br>[°C] | $\vartheta_{LE}-\vartheta_S$<br>[K] | $\vartheta_{SE}$<br>[°C] | w<br>[m/s] | Ventilator-<br>kennlinie | Durchgeführte Versuche |          |          |          |
|----------------------------------|--------------------------|--------------------------|-------------------------------------|--------------------------|------------|--------------------------|------------------------|----------|----------|----------|
|                                  |                          |                          |                                     |                          |            |                          | VLK<br>1               | VLK<br>2 | VLK<br>3 | VLK<br>5 |
| <b>Ein-/Aus-geregelte L/W-WP</b> |                          |                          |                                     |                          |            |                          |                        |          |          |          |
| VLK x.1                          | 20                       | 10                       | -10                                 | 30                       | 0.5-3      | konstant                 |                        | X        | X        | X        |
| VLK x.2                          | 15                       | 12                       | 13.6                                | 1.4                      | 2          | steil                    | X                      | X        | X        | X        |
| VLK x.3                          | 7                        | 6                        | 11.8                                | -4.8                     | 2          | steil                    | X                      | X        | X        | X        |
| VLK x.4                          | 2                        | 1.5                      | 10.6                                | -8.6                     | 2          | steil                    | X                      | X        | X        | X        |
| VLK x.5                          | -2                       | -2.5                     | 9.7                                 | -12                      | 1          | steil                    | X                      | X        | X        | X        |
| VLK x.6                          | -2                       | -2.5                     | 9.7                                 | -12                      | 2          | steil                    | X                      | X        | X        | X        |
| VLK x.7                          | -2                       | -2.5                     | 9.7                                 | -12                      | 3          | steil                    | X                      | X        | X        | X        |
| VLK x.8                          | -7                       | -8                       | 8.5                                 | -16                      | 2          | steil                    | X                      | X        | X        | X        |
| VLK x.9                          | -2                       | -2.5                     | 6.7                                 | -8.7                     | 2          | steil                    | X                      | X        | X        | X        |
| VLK x.10                         | -2                       | -2.5                     | 12.7                                | -15                      | 2          | steil                    | X                      | X        | X        | X        |
| VLK x.11                         | -2                       | -2.5                     | 9.7                                 | -12                      | 2          | flach                    | X                      | X        | X        | X        |
| VLK x.12                         | -2                       | -2.5                     | 9.7                                 | -12                      | 2          | konstant                 | X                      | X        | X        | X        |
| VLK x.13                         | 7                        | 6                        | 11.8                                | -4.8                     | 2          | konstant                 |                        | X        |          |          |
| VLK x.14                         | 2                        | 1.5                      | 10.6                                | -8.6                     | 2          | konstant                 |                        | X        |          |          |
| VLK x.15                         | -2                       | -2.5                     | 9.7                                 | -12                      | 1          | konstant                 |                        | X        |          |          |
| VLK x.17                         | -2                       | -2.5                     | 9.7                                 | -12                      | 3          | konstant                 |                        | X        |          |          |
| VLK x.18                         | -7                       | -8                       | 8.5                                 | -16                      | 2          | konstant                 |                        | X        |          |          |

**Tabelle 3:** Ausschnitt aus dem Versuchsprogramm ( $\vartheta_{LE}$  Lufteintrittstemperatur,  $\vartheta_{TP}$  Taupunkttemperatur,  $\vartheta_{SE}$  Soleeintrittstemperatur, w Strömungsgeschwindigkeit der Luft bei unverfrostenem VLK).

## 2.4 Ergebnisse und Interpretationen

Die Messungen, Auswertungen und Interpretationen erfolgen hier beispielhaft an der Versuchsreihe mit abgestuften Lamellenabständen (VLK 2, VLK 3, VLK 5).

**Lufttemperatur 15 °C:** Bei Lufttemperaturen über 8 – 10 °C bildet sich an den Lamellenoberflächen Kondensat. In den ersten 30 Minuten steigt der Druckverlust leicht an, was auf die Tropfenbildung auf den anfänglich trockenen Lamellen zurückzuführen ist. Sobald sich ein gleichmässiger Kondensatfilm ausgebildet hat, stellt sich ein stationärer Betriebszustand ein.

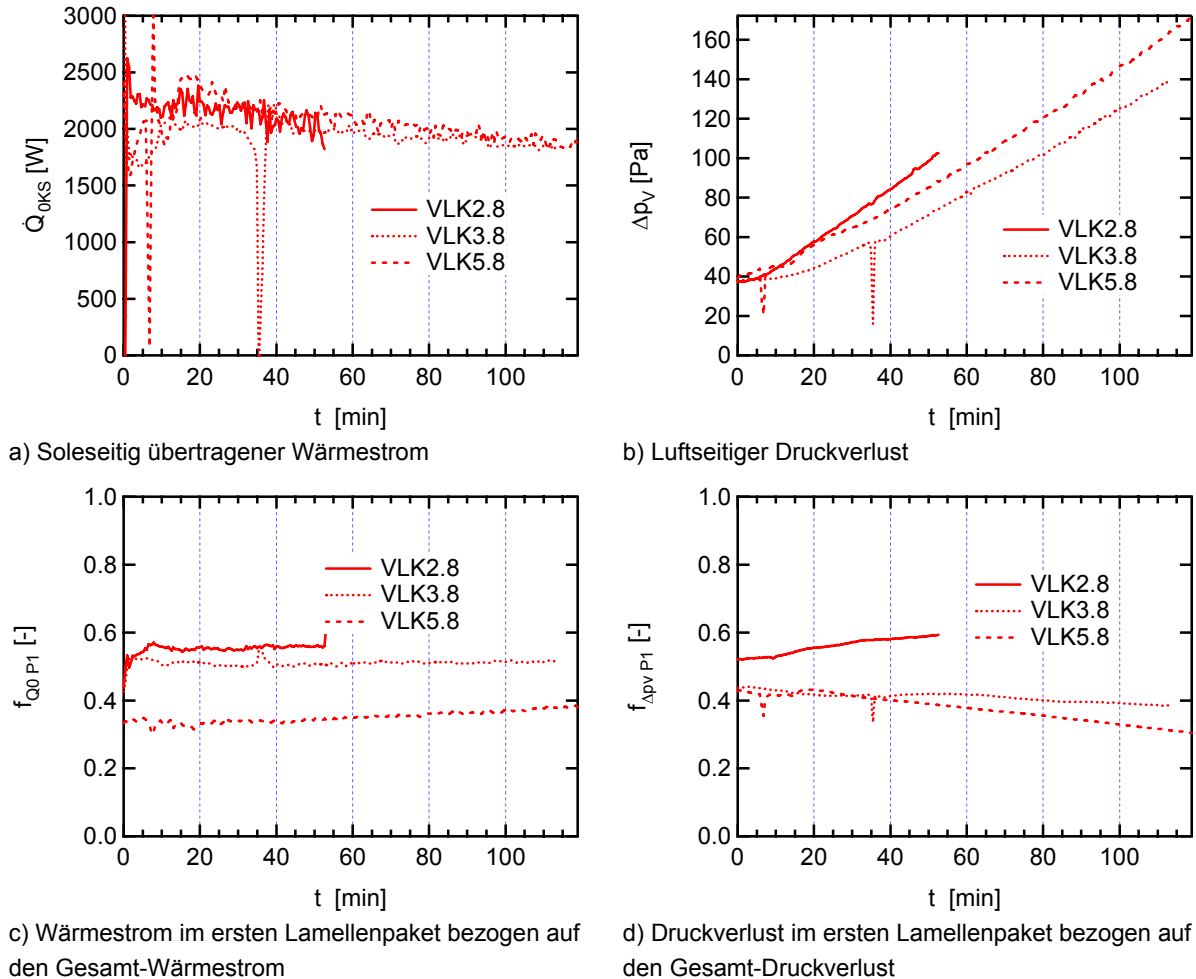


**Bild 3:**

VLK2, VLK3 und VLK5 bei ( $\vartheta_{LE}=7\text{ °C}$ ,  $\vartheta_{TP}=6\text{ °C}$ ,  $w=2\text{ m/s}$  (steile Ventilator Kennlinie),  $\vartheta_{KSE}=-4.8\text{ °C}$ ).

**Lufttemperatur 7 °C:** An der stetigen Zunahme des Druckverlustes (Bild 3 b) erkennt man, dass bei diesen Bedingungen bereits Frost entsteht. Der Druckverlust steigt im VLK 5 am schnellsten an, weil bei diesen Betriebsbedingungen der Frost hauptsächlich am Austritt des Luftkühlers entsteht und der VLK 5 dort den kleinsten Lamellenabstand aufweist. Der Anteil des ersten Lamellenpakets am gesamten Druckverlust macht anfänglich 30 % aus, nimmt aber mit zunehmender Verfrosterung stark ab (Bild 3 d). Die Wärmeströme

(Bild 3 a) sinken mit zunehmender Betriebsdauer, was auf den abnehmenden Luftvolumenstrom zurückzuführen ist. Die Aufteilung der Wärmeströme auf die Lamellenpakete (Bild 3 c) bleibt über die ganze Betriebsdauer konstant.



#### Bild 4:

VLK2, VLK3 und VLK5 bei ( $\vartheta_{LE} = -7\text{ °C}$ ,  $\vartheta_{TP} = -8\text{ °C}$ ,  $w = 2\text{ m/s}$  (steile Ventilator Kennlinie),  $\vartheta_{KSE} = -15.5\text{ °C}$ ).

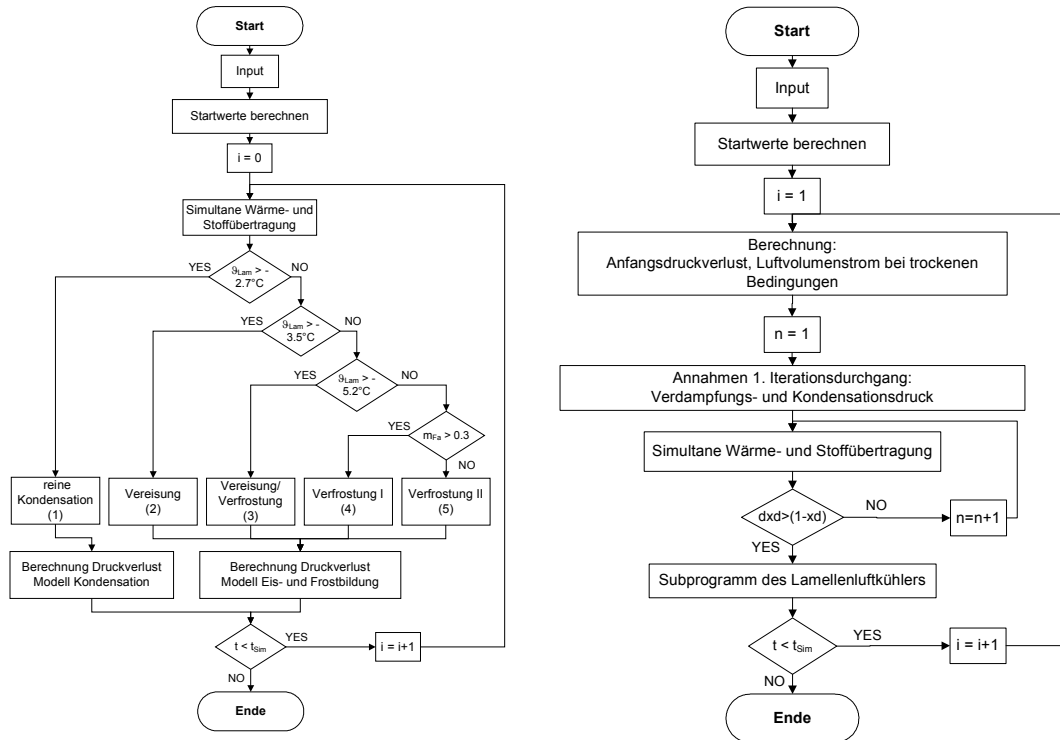
**Lufttemperatur  $-7\text{ °C}$ :** Bei tiefen Umgebungstemperaturen verlagert sich das Frostwachstum zum Lufteintritt hin. Dank den grösseren Lamellenabständen am Eintritt von VLK 3 und VLK 5 steigt bei diesen zwei Luftkühlern der Druckverlust weniger schnell an als beim Standardluftkühler VLK 2 (Bild 4 b). Die Aufteilung des Druckverlustes (Bild 4 d) zeigt, dass bei VLK 5 60 – 70 % des gesamten Druckverlustes im hinteren Teil des Luftkühlers entsteht, da dort die Lamellenabstände mit 3.2 mm sehr klein sind. Die Abstufung der Lamellenabstände ist bei dieser Variante möglicherweise zu stark ausgeprägt. Die übertragenen Wärmeströme (Bild 4 a) sind nahezu identisch und auch die Aufteilung auf die Lamellenpakete (Bild 4 c) ändert sich kaum.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass für einzelne Bereiche die Abstufung der Lamellenabstände optimiert werden kann. Für den Betrieb der L/W-WP ist jedoch ein optimales Verhalten über alle Bereiche gefordert. Dazu müssten die Versuchsergebnisse anhand der Laufzeit der L/W-WP im betreffenden Bereich gewichtet werden.

### 3. Verbessertes Lamellenluftkühler/Verdampfer

#### 3.1 Simulationsprogramm

Im Projekt LOREF wurde ein Simulationsprogramm [3] für die Berechnung der Kondensat-, Eis- und Frostbildung entwickelt. Das Programm basiert auf der Theorie der simultanen Wärme- und Stoffübertragung und wurde durch empirische Korrelationen für den luftseitigen Wärmeübergang und die Frostdichte ergänzt.



**Bild 5:**

(links) Fließbild für die Berechnung der Frostdicke; (rechts) Fließbild für die Simulation der L/W-WP.

Bild 5 (links) zeigt das Modell zur Berechnung der Dicke der Frost- oder Kondensatschicht. Anhand der Grenzflächentemperatur zwischen Frostoberfläche und Luft werden vier Bereiche unterschieden. Für jeden Bereich mit Frostbildung wurde eine Korrelation für die Frostdicke in Funktion der Flächenbeladung mit Frost aufgestellt.

Durch die Mathematisierung der Wärmepumpenkomponenten kann auch die Charakteristik der Wärmepumpe simuliert werden. Das Modell für die Verfestung wird dabei als Subprogramm in die Berechnung integriert (Bild 5, rechts). Mit dem Programm kann das Betriebsverhalten beliebiger Verdampfergeometrien in Kombination mit unterschiedlichen Wärmepumpenkomponenten simuliert werden. Durch die Wahl von Heizkurve und Klimabedingungen (Summenhäufigkeitsverteilung der Umgebungstemperatur) ist ein Vergleich der Jahresarbeitszahlen verschiedener Wärmepumpen möglich.

### 3.2 Optimierter Lamellenluftkühler/Verdampfer

Am Beispiel der Luft-Wasser-Wärmepumpe LCR5 der Danfoss Steinmann AG wurde eine Optimierung des als Lamellenluftkühler ausgeführten Verdampfers vorgenommen.

Mit dem Simulationsprogramm für die L/W-WP wurden systematische Simulationsreihen von unterschiedlichen Geometrien durchgeführt. Ausgehend vom Standardverdampfer der LCR5 wurden die Anzahl Rohrreihen in Strömungsrichtung und die Grösse des angeströmten Querschnittes variiert. Die luftseitige Wärmeübertragungsfläche sollte dabei aber immer gleich gross sein wie beim Standardverdampfer ( $19 \text{ m}^2$ ), damit eine erzielte Verbesserung ausschliesslich auf die Geometrieänderung zurückgeführt werden kann. Auf eine Abstufung der Lamellenabstände wurde verzichtet, da sich bei den Versuchen mit den Versuchsluftkühlern gezeigt hat, dass die Auswirkungen relativ gering sind. Sobald die Anzahl Rohrreihen und die Grösse des angeströmten Querschnittes festgelegt sind, ergeben sich die Lamellenabstände aufgrund der gegebenen Wärmeübertragungsfläche.

| Standard | Variante                          | Optimiert |
|----------|-----------------------------------|-----------|
| 5        | Anzahl Rohrreihen                 | 7         |
| 650x560  | Strömungsquerschnitt [mm]         | 650x672   |
| 4        | Lamellenabstand [mm]              | 7.6       |
| 1.96     | Luftgeschwindigkeit trocken [m/s] | 1.84      |

**Tabelle4:** Gegenüberstellung Standardverdampfer / optimierter Verdampfer.

Bewertet wurden die unterschiedlichen Varianten durch eine rechnerisch ermittelte Jahresarbeitszahl. Der Verlauf der Arbeitszahl „Heizen+Abtauen“  $AZ_{H+A}$  (Bild 6) wurde mit der relativen Einschaltdauer der Wärmepumpe und der Stundenhäufigkeit der Temperatur gewichtet. Die Arbeitszahl  $AZ_{H+A}$  wird mit der untenstehenden Gleichung berechnet. Die zeitliche Integration läuft dabei vom Einschaltzeitpunkt der Wärmepumpe bis zum Ende der Abtauung, welche direkt nach der Heizphase eingeleitet wird.

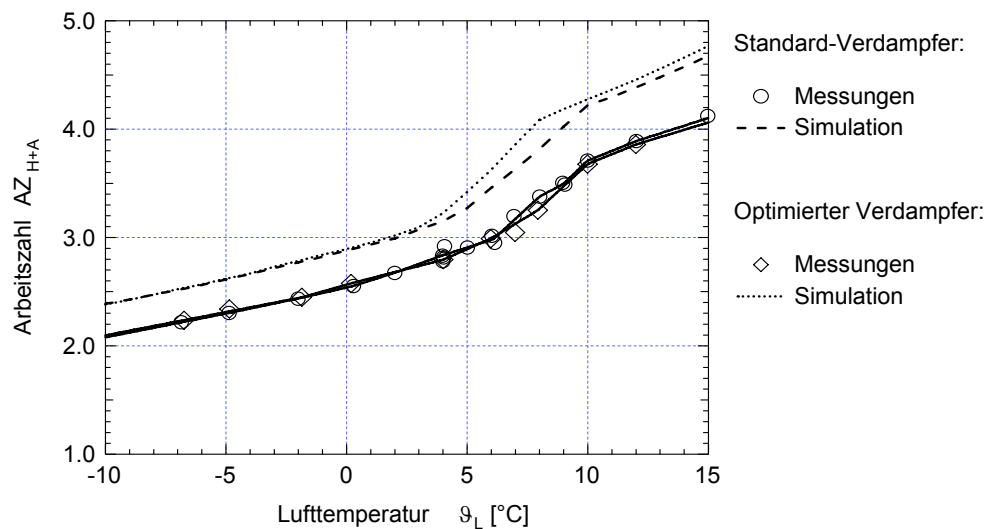
$$AZ_{H+A} = \frac{\int \dot{Q}_H \cdot dt}{\int (P_K + P_V) \cdot dt}$$

( $P_K$  = Kompressorleistung,  $P_V$  = Ventilatorleistung)

### 3.3 Experimenteller Vergleich im WP-Einsatz

Die Versuchsanlage konnte nach einigen Modifikationen für den experimentellen Vergleich der Verdampfer verwendet werden. Für verschiedene Umgebungstemperaturen wurden Heizzyklen inklusive Abtauung durchgeführt und die Arbeitszahl Heizen+Abtauen bestimmt. Die relative Luftfeuchtigkeit betrug in allen Versuchen 85 %.



**Bild 6:**

Verläufe der Arbeitszahl Heizen+Abtauen  $AZ_{H+A}$ .

In Bild 6 sind die berechneten und gemessenen Verläufe der Arbeitszahl Heizen+Abtauen in Funktion der Umgebungstemperatur aufgetragen. Die Übereinstimmung zwischen den simulierten und den gemessenen Verläufen ist gut. Der Übergangsbereich zwischen 4 und 10  $^{\circ}\text{C}$  wird ebenfalls gut wiedergegeben. Die um rund 0.3 höhere Arbeitszahl aus den Simulationen entsteht durch eine Abweichung bei der Berechnung der Kompressorleistung (kann im Simulationsprogramm einfach korrigiert werden).

Die gemessenen Verläufe für den Standardverdampfer und den optimierten Verdampfer unterscheiden sich nur unwesentlich. Für beide Verdampfer wurde das gleiche Kriterium zur Einleitung der Abtaung verwendet (Standard-Kriterium der Wärmepumpe LCR5), jedoch war bei der optimierten Version der luftseitige Druckverlust noch nicht bis zur Pumpgrenze des Ventilators angestiegen wie dies beim Standardverdampfer der Fall war. Dies bedeutet, dass die Heizphase verlängert werden könnte.

Es zeigt sich, dass in der Anpassung der Geometrie alleine kein grosses Verbesserungspotenzial steckt. Ein Grund, weshalb die simulierte Effizienzsteigerung nicht erreicht wird, liegt vermutlich im Kriterium zur Einleitung der Abtaung (in der Simulation wurde das Kriterium „optimale Arbeitszahl Heizen+Abtauen“ verwendet). Für eine endgültige Verifizierung wären zusätzlich Versuche notwendig.

Der optimierte Verdampfer weist insgesamt den Vorteil auf, dass längere Laufzeiten möglich sind, d.h. die Umschaltverluste (Aufheizen Verdampfermasse auf Abtaudtemperatur) reduzieren sich. In Bezug auf die Abtaung mit Ventilatornachlauf (siehe nachfolgender Abschnitt) wird die optimierte Geometrie mit den erheblich grösseren Lamellenabständen von Vorteil sein: Bei gleicher Frostmasse auf der Wärmeübertragungsfläche ist der Luftvolumenstrom wesentlich höher.

## 4. Abtauung mit Ventilatornachlauf

### 4.1 Potenzial der Abtauung mit Ventilatornachlauf

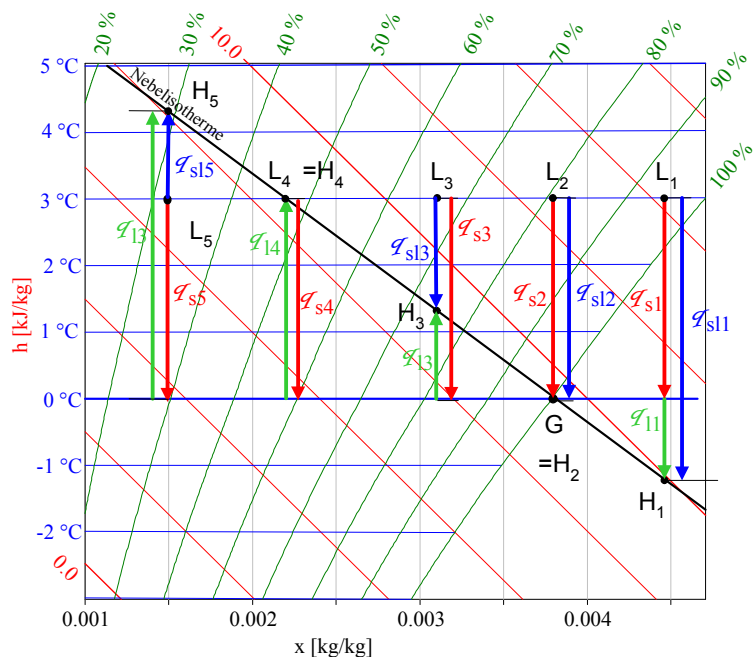
Die Abtauung von Frost- und Eis wird heute vorwiegend mit Prozessumkehr- oder Heissgasabtauung realisiert. Der Verdichter ist bei beiden Abtauarten in Betrieb. Die Idee der Abtauung mit Ventilatornachlauf ist, dass bei geeignetem Luftzustand mit Umgebungsluft abgetaut wird. Dazu wird der Heizbetrieb durch Ausschalten des Kompressors unterbrochen, während der Ventilator weiter Umgebungsluft durch den Verdampfer fördert. Da die Ventilatorleistung im Vergleich zur Kompressorleistung relativ klein ist, bringt Abtauung mit Ventilatornachlauf eine erhebliche Energieeinsparung. Der Schlüssel zur erfolgreichen und effizienten Abtauung mit Ventilatornachlauf liegt im Zustand der Umgebungsluft. Ein zusätzlicher Vorteil gegenüber der Abtauung mit Prozessumkehr ist, dass dem Gebäude zur Abtauung keine Wärmeenergie entzogen wird.

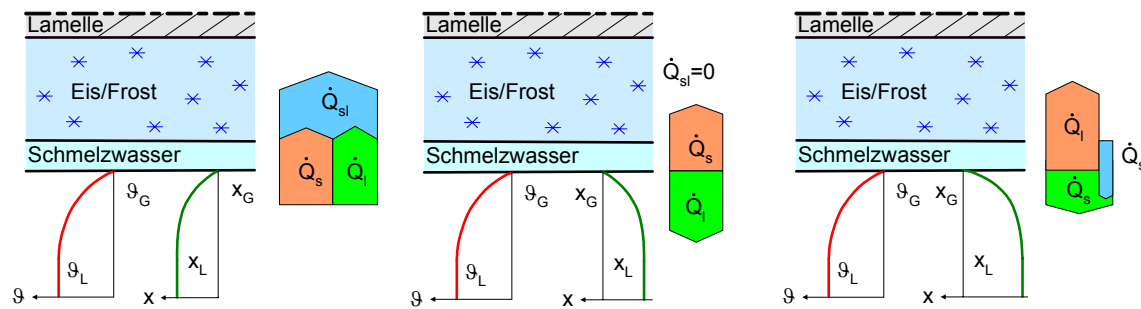
### 4.2 Physikalische Vorgänge

Damit die Abtauung mit Ventilatornachlauf möglich ist, muss für die Übertragung eines Wärmestroms die Temperatur der Umgebungsluft höher sein als der Schmelzpunkt von Eis bzw. Frost. Neben der Lufttemperatur hat die Feuchtigkeit einen bedeutenden Einfluss auf die Abtauung. Das Feuchtigkeitsgefälle von der Luft an die Frostoberfläche kann je nach Luftzustand positiv oder negativ sein.

Aus dem Temperaturgefälle zwischen der Luft und der Frost- bzw. Schmelzwasseroberfläche ( $\vartheta_L - \vartheta_G$ ) resultiert ein sensibler Wärmestrom  $\dot{Q}_s$  von der Luft an die Frostsicht. Infolge des Feuchtigkeitsgefälles ( $x_L - x_G$ ) entsteht der latente Wärmestrom  $\dot{Q}_l$ . Dieser kann, je nach Feuchtigkeitsgefälle, positiv, also von der Luft an die Frostsicht, aber auch negativ, also von der Frostsicht an die Luft sein. Die Temperatur der Phasengrenzfläche  $\vartheta_G$  beträgt während dem eigentlichen Schmelzvorgang 0 °C (Schmelzwasserfilm). Die Luft an der Phasengrenzfläche ist gesättigt ( $\varphi = 100\%$ ). Bild 7 zeigt das  $h,x$ -Diagramm feuchter Luft mit dem Punkt G der Phasengrenzfläche und verschiedenen Luftzuständen.

**Bild 7:**  
 *$h,x$ -Diagramm der feuchten Luft mit Zustandspunkt der Phasengrenzfläche G und verschiedenen Luftzuständen.*



**Bild 8:**

*Temperatur und Feuchtigkeitsprofil quer zur Luftströmung mit den entsprechenden Wärmeströmen (latent/sensibel) für die Luftzustände L1 (links), L4 (mitte) und L5 (rechts) gemäss Bild 7.*

**Luftzustand L1 (3 °C, 95 % rH,  $x_L > x_G$ ):** Die Luft im Zustandspunkt L1 ist nahezu gesättigt ( $\varphi = 95\%$ ). Aus dem  $h,x$ -Diagramm (Bild 7) lässt sich herauslesen, dass die Differenz der absoluten Feuchte  $x_{L1} - x_G$  positiv ist. Das bedeutet, dass Wasserdampf aus der Luft am Schmelzwasserfilm kondensiert und ein latenter Wärmestrom an das Schmelzwasser und den Frost abgegeben wird. Das Abtauen der Frostschrift wird durch die sensible *und* die latente Wärmeenergie unterstützt und ist in diesem Bereich optimal.

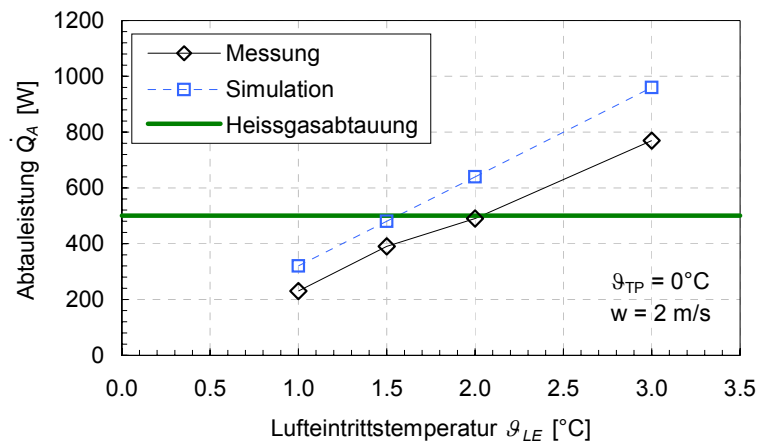
**Luftzustand L4 (3 °C, 47 % rH,  $x_L < x_G$ ):** Der Luftzustand L4 befindet sich auf der Nebelisoothermen. Der latente Wärmestrom ist dem sensiblen entgegengesetzt und gleich gross. Einer allfällig vorhandenen Schmelzwasserschicht und der Frostschrift wird also kein Wärmestrom zu- oder abgeführt. Dieser Luftzustand bildet den theoretischen Grenzfall: Das Abtauen mit Ventilatornachlauf ist nicht mehr möglich.

**Luftzustand L5 (3 °C, 32 % rH,  $x_L < x_G$ ):** Der Luftzustand L5 befindet sich links von der Nebelisoothermen. Der latente Wärmestrom ist entgegengesetzt grösser als der sensible Wärmestrom (Verdunstung von Wasserdampf aus dem Schmelzwasserfilm). Der resultierende Wärmestrom ist somit negativ! Im Modell gemäss Bild 8 (rechts) wird also Schmelzwasser zu Eis gefrieren (negativer Massenstrom  $\dot{m}_s$ ).

### 4.3 Experimentelle Untersuchung

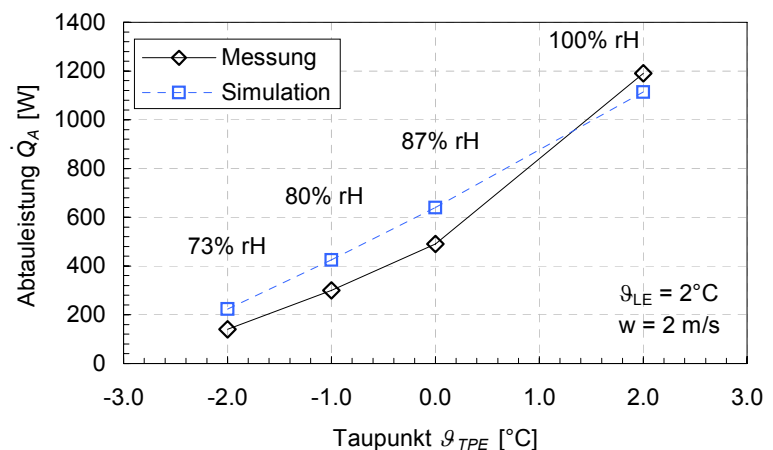
Die Wirksamkeit der Abtaung mit Ventilatornachlauf bei verschiedenen Luftzuständen wurde mit Experimenten an der Versuchsanlage untersucht. In Bild 9 ist die resultierende Abtauleistung in Funktion der Lufttemperatur bei einer Taupunkttemperatur von 0 °C und einer Luftgeschwindigkeit von 2 m/s dargestellt.

**Bild 9:**  
Resultierende Abtauleistung  
in Funktion der Lufttemperatur  
bei 2 m/s Luftgeschwindigkeit  
und einer Taupunkttemperatur  
von 0 °C.



Die resultierende Abtauleistung nimmt mit steigender Lufttemperatur quasi linear zu. Bereits bei Lufttemperaturen grösser als 2 °C wird die resultierende Abtauleistung grösser als bei Heissgasabtauung. Bild 10 zeigt die resultierende Abtauleistung bei einer Lufttemperatur von 2 °C in Funktion der Taupunkttemperatur, also der relativen Feuchte bei einer Luftgeschwindigkeit von 2 m/s.

**Bild 10:**  
Resultierende Abtauleistung  
in Funktion der Taupunkt-  
temperatur bei 2 m/s Luft-  
geschwindigkeit und einer  
Lufttemperatur von 2 °C.

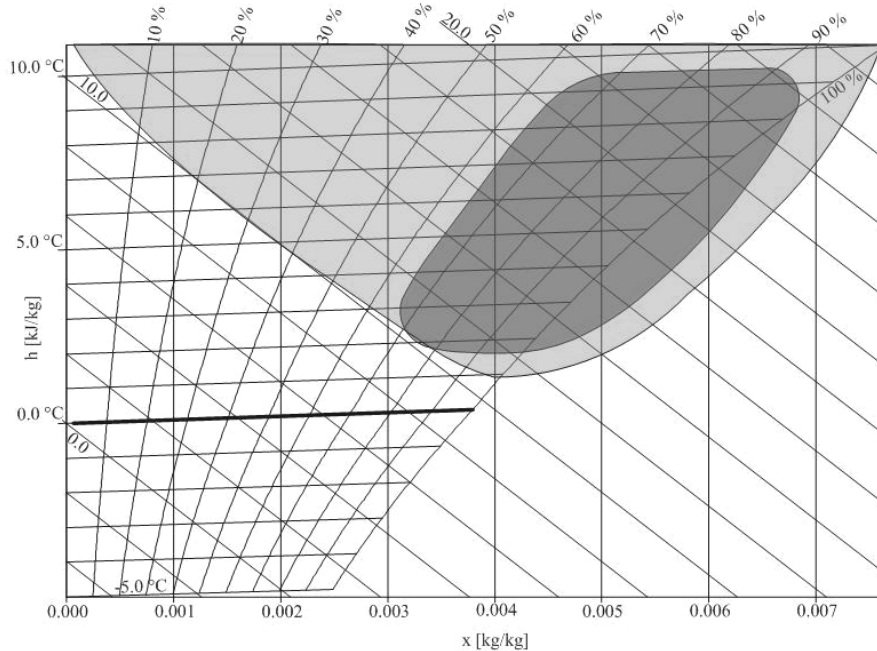


Das Diagramm verdeutlicht, dass für eine erfolgreiche Abtauung mit Ventilatornachlauf die Lufttemperatur alleine als Kriterium nicht ausreicht. Beim Messpunkt mit  $\vartheta_{TPE} = -2^\circ\text{C}$  liegt die Abtauleistung unter 200 W und die Abtauzeit beträgt fast 40 min. Beim Messpunkt mit gesättigter Luft ( $\varphi = 100\%$ ) wird eine Abtauleistung von deutlich über 1000 W erzielt und die Abtauzeit beträgt nur 5 min, obwohl die Lufttemperatur mit 2 °C nicht viel über dem Schmelzpunkt von Wasser liegt.

#### 4.4 Einsatzbereich

Die Abtauleistung mit Ventilatornachlauf ist stark abhängig von der Lufttemperatur und insbesondere von der Luftfeuchtigkeit. Vor allem bei Lufttemperaturen zwischen 0 °C bis ca. 3 °C kann bei entsprechend tiefer Luftfeuchte die Abtauung stark verlangsamt werden. Will man in Zukunft bei Temperaturen wenig oberhalb von 0 °C mit Ventilatornachlauf abtauen, muss die Luftfeuchtigkeit zwingend berücksichtigt werden.

Aufgrund des Energiesparpotenzials ist es sinnvoll, bei möglichst vielen Luftzuständen mit Ventilatornachlauf abzutauen. Bei Lufttemperaturen von 2 °C bis 7 °C und hohen Luftfeuchtigkeiten entsteht besonders viel Frost, welcher jedoch aufgrund der hohen Luftfeuchtigkeit sehr effizient abgetaut werden kann. In Bild 11 sind die für die Abtauung mit Ventilatornachlauf möglichen Luftzustände im  $h,x$ -Diagramm dargestellt. Dabei zeigt die hell schraffierte Fläche den Bereich der Luftzustände, in denen eine Abtauung mit Ventilatornachlauf prinzipiell möglich ist und die dunkel schraffierte Fläche den Bereich der Luftzustände, in denen eine sehr effiziente Abtauung mit Ventilatornachlauf durchführbar ist.



**Bild 11:**

*Mögliche Luftzustände für Abtauung mit Ventilatornachlauf.*

## 5. Schlussfolgerung und Ausblick

Das Projekt LOREF hat gezeigt, dass durch die alleinige Anpassung der Verdampfergeometrie keine markante Effizienzsteigerung für die Heizphase erreicht werden kann. Jedoch weist eine optimierte Verdampfergeometrie deutliche Vorteile für die Abtauung mittels Ventilatornachlauf auf. Insgesamt liegt ein grosses Potenzial bei der Prozessführung brach.

Kurzfristig werden Verbesserungen durch den Einsatz der Abtauung durch Ventilatornachlauf und dem dadurch reduzierten Energieaufwand für die Abtauung erreicht. Längerfristig wird die kontinuierliche Leistungsregelung die Effizienz markant verbessern, da dadurch der Temperaturhub bei höheren Umgebungstemperaturen verkleinert werden kann (siehe WEXA [4]) und zusätzlich die Frostbildung erst bei tieferen Umgebungstemperaturen einsetzt als dies bei der Wärmepumpe mit Ein/Aus-Regelung der Fall ist.

Mit dem Projekt LOREF wurde eine solide Basis für die weitere Verbesserung der Luft-Wasser-Wärmepumpen geschaffen. Das mathematisch-physikalische Simulationsprogramm wird in Zukunft eine grosse Unterstützung bei der Weiterentwicklung der L/W-WP darstellen, da damit die Auswirkungen von Modifikationen rasch und zuverlässig abgeschätzt werden können.

## Quellen

- [1] R. Sahinagic, M. Imholz, L. Berlinger, H. Huber, K. Hilfiker: LOREF Untersuchung der Frostbildung für Lamellenluftkühler von Wärmepumpen, Phase 1, Bundesamt für Energie 2004, Publ.-Nr. 240120.
- [2] L. Berlinger, M. Imholz, M. Albert, B. Wellig, K. Hilfiker: LOREF Optimierung des Lamellenluftkühlers/Verdampfers von Luft/Wasser-Wärmepumpen, Phase 2, Teil 1: Theoretische und experimentelle Untersuchungen, Bundesamt für Energie 2007.
- [3] R. Sahinagic, L. Gasser, B. Wellig, K. Hilfiker: LOREF Optimierung des Lamellenluftkühlers/Verdampfers von Luft/Wasser-Wärmepumpen, Phase 2, Teil 2: Mathematisch-physikalische Simulation des Lamellenluftkühlers mit Kondensat- und Frostbildung, Bundesamt für Energie 2007.
- [4] L. Gasser, B. Wellig, K. Hilfiker: WEXA Exergie-Analyse zur Verbesserung von Luft/Wasser-Wärmepumpen, Bundesamt für Energie 2007.



Hans Rudolf Gabathuler, dipl. Ing. FH  
Hans Mayer, dipl. Ing. FH  
Gabathuler AG  
Beratende Ingenieure  
Kirchgasse 23  
CH-8253 Diessenhofen  
[gabathuler.ag@bluewin.ch](mailto:gabathuler.ag@bluewin.ch)

# Optimierte Warmwasserbereitung mit Wärmepumpen

## ***Zusammenfassung***

*Im Rahmen des Projektes „STASCH – Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen“ wurden vor 5 Jahren Empfehlungen zur Auslegung der Warmwasserbereitung mit Wärmepumpen abgegeben. Mit dem Projekt „Warmwasserbereitung mit Wärmepumpe“ wurde untersucht, wie sich diese Empfehlungen bewähren. Durch Messungen an einer Versuchsanlage in Rorschacherberg (Kanton St. Gallen) wurden optimale Hydraulikschaltungen und Regelkonzepte eruiert.*

## ***Abstract***

*Five years ago, recommendations for designing domestic hot water heating systems using heat pumps were published in the STASCH project on "Standard circuit diagrams for small-scale heat pump plant". In the project on "Domestic hot water heating using heat pumps" the effectiveness of these recommendations were studied. Furthermore, optimum hydraulic circuits and control procedures were developed based on measurements on a test installation in Rorschacherberg (Canton of St. Gall).*



## Einleitung

In der Vergangenheit wurden häufig Wärmepumpenanlagen allein zur Raumheizung gebaut, während das Warmwasser weiterhin über Elektroboiler erwärmt wurde. Dies ist nicht sehr sinnvoll. Wenn immer möglich, sollte auch die Warmwasserbereitung über die Wärmepumpe erfolgen.

Deshalb wurden vor 5 Jahren im Rahmen des Projektes „STASCH – Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen“ [1] [2] Empfehlungen zur Auslegung der Warmwasserbereitung mit Wärmepumpen abgegeben. Mit dem Projekt „Warmwasserbereitung mit Wärmepumpe“ [4] wurde untersucht, wie sich diese Empfehlungen bewähren.

Mit den hier erarbeiteten neuen Empfehlungen soll es in Zukunft möglich sein, Warmwasserbereitungen beliebiger Grösse mit handelsüblichen Wärmepumpen, Wärmetauschern und Speichern zu planen. Insbesondere soll die Untersuchung eine klare Antwort darauf geben, mit welcher Art Wärmepumpe und welcher Schaltung, welche Warmwassertemperaturen mit welchen Arbeitszahlen erreicht werden können. Der Schlussbericht [4] erscheint im Juli 2007.

## Auslegungsdaten der Versuchsanlage

Als Versuchsanlagen wurde eine Anlage in Rorschacherberg (Kanton St. Gallen) ausgewählt (Bilder 1 bis 3). Die Auslegungsdaten der Anlage sind:

### 2 identische Wärmepumpen

- Fabrikat SATAG
- Typ BWH113.1
- Wärmequelle Erdwärmesonden
- Arbeitsmittel R407C
- max. Verflüssigeraustrittstemp. 65 °C (Scroll-Verdichter mit Zwischendruck-ansaugung)
- Heizleistung bei B0/W35 2 x 16,2 kW
- Heizleistung bei B2/W65 2 x 17,7 kW (zur Berechnung der spezifischen Wärmeaustauschfläche eingesetzt)

### Warmwasserspeicher

- Inhalt 1'200 dm<sup>3</sup>

### Aussenliegender Wärmetauscher

- Bauart Plattenwärmetauscher
- Wärmeaustauschfläche 5,7 m<sup>2</sup>

### Innenliegender Wärmetauscher

- Bauart Rohrbündelwärmetauscher (Glattrohr)
- Wärmeaustauschfläche 3,0 m<sup>2</sup> (grösstmögliche Wärmeaustauschfläche für den installierten Warmwasserspeicher)

**Spezifische Wärmeaustauschfläche des aussenliegenden Wärmetauschers**

- Betrieb mit 1 Wärmepumpe 0,32 m<sup>2</sup>/kW
- Betrieb mit 2 Wärmepumpen 0,16 m<sup>2</sup>/kW
- Empfehlung STASCH [1] [2] 0,15 m<sup>2</sup>/kW

**Spezifische Wärmeaustauschfläche des innenliegenden Wärmetauschers**

- Betrieb mit 1 Wärmepumpe 0,17 m<sup>2</sup>/kW
- Betrieb mit 2 Wärmepumpen nicht sinnvoll (Wärmeaustauschfläche viel zu klein)
- Empfehlung STASCH [1] [2] 0,30 m<sup>2</sup>/kW

Der Warmwasserspeicher war bei Projektstart bereits geliefert. Deshalb mussten die Messorte übernommen werden, die durch die vorgesehenen Tauchhülsen gegeben waren. Ebenso war die grösstmögliche Wärmeaustauschfläche für den innenliegenden Wärmetauscher durch den grösstmöglichen lieferbaren Rohrbündelwärmetauscher mit 3 m<sup>2</sup> gegeben.

**Untersuchte Schaltungen und Betriebsarten**

Die drei untersuchten Schaltungen sind vereinfacht mit einer Wärmepumpe in Bild 4 dargestellt (in Wirklichkeit waren 2 Wärmepumpen vorhanden). Alle Schaltungen arbeiten alternativ, d.h. es wird entweder nur geheizt oder nur Warmwasser bereitet.

Die drei Schaltungen wurden bei unterschiedlichen Betriebsarten untersucht. Damit ergaben sich 6 Varianten:

- 1 Wassererwärmung mit innenliegendem Wärmetauscher
- 2 Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher – doppelte Wärmeaustauschfläche gegenüber STASCH
- 3 Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher – Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH
- 4 Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher – Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH, aber grössere Temperaturdifferenz über dem Wärmetauscher
- 5 Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher – Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH, aber maximale Verflüssiger-Austrittstemperatur
- 6 Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher und sekundärseitiger Laderegelung; diese Schaltung lag nicht real vor, infolge der konstanten Austrittstemperatur war jedoch eine Berechnung aus Variante 4 oder 5 möglich

**Bild 1:**

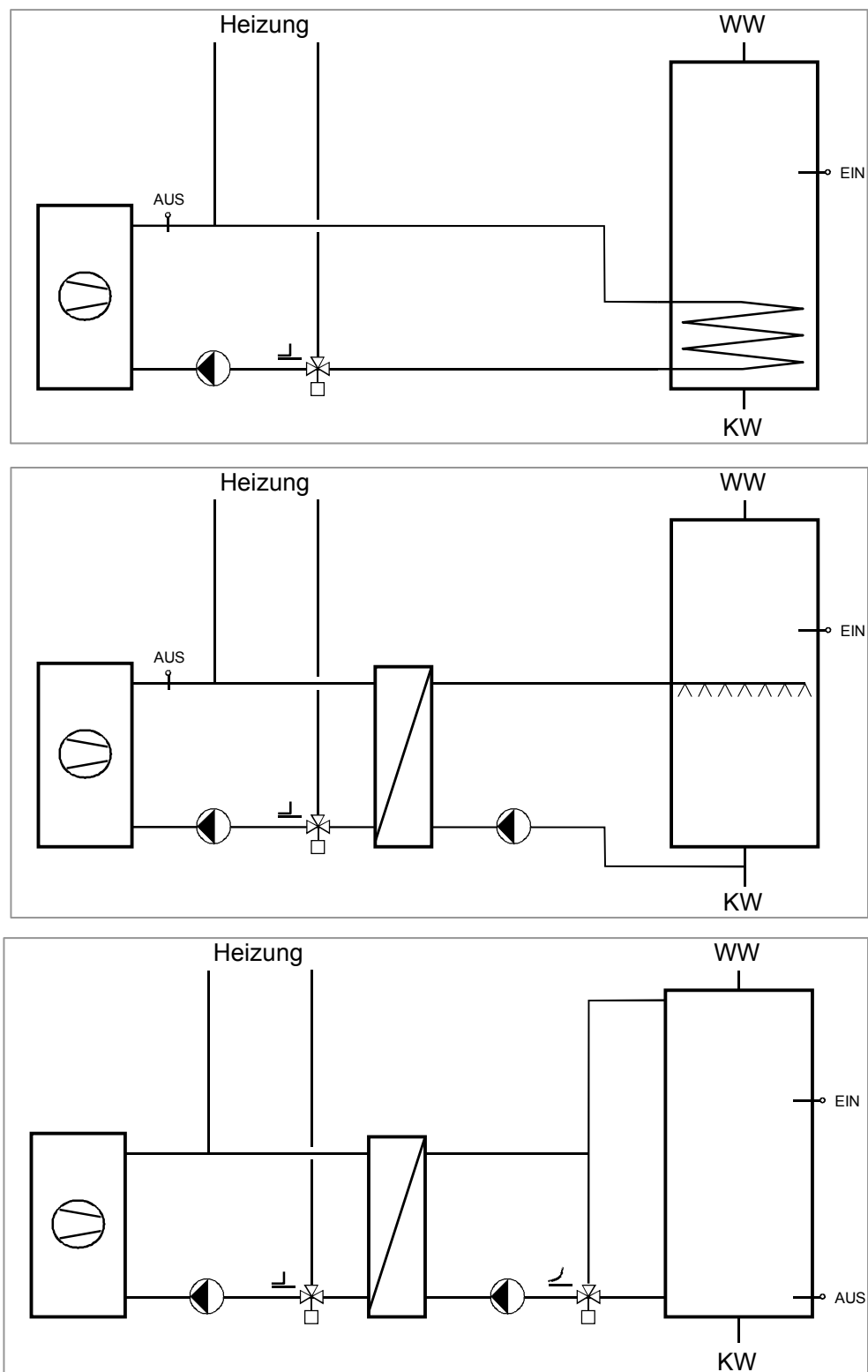
*Heizzentrale; links Heizspeicher, hinten Warmwasserspeicher, rechts Wärmepumpen*

**Bild 2:**

*Warmwasserspeicher; der Mannlochdeckel gibt eine Ahnung von der Grösse des später montierten Wärmetauschers.*

**Bild 3:**

*Warmwasserspeicher; links aussenliegender, rechts provisorisch angeschlossener innenliegender Wärmetauscher.*

**Bild 4:**

*Vereinfachte Schemata der drei untersuchten Schaltungen:*

- *Wassererwärmung mit innenliegendem Wärmetauscher*
- *Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher*
- *Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher und sekundärseitiger Laderegelung.*

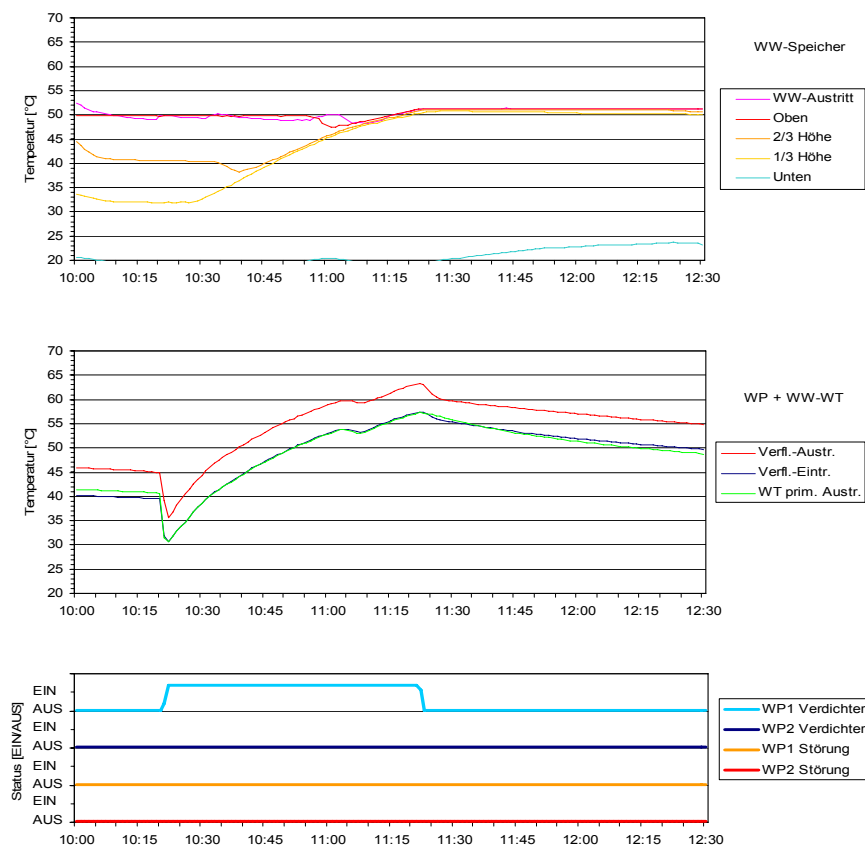
## Resultate der Messungen

Für die Varianten 1 bis 5 sind typische Ladevorgänge in den Bildern 5 bis 9 dargestellt. Auffallend ist dabei, dass die Stufenladung keinerlei Stufung erkennen lässt, wie man aufgrund theoretischer Überlegungen erwarten würde. Vielmehr steigt die Speichertemperatur mehr oder weniger kontinuierlich an. Insofern wäre der Begriff „Rampenladung“ eigentlich zutreffender.

Tabelle 10 gibt eine Übersicht über die durchgeführten Messungen. Es wird jeweils angegeben, wie der Zustand am Ende der Ladung war, und welche Kennzahlen damit erreicht wurden. Zudem wurde für alle Varianten der jährliche Elektroverbrauch hochgerechnet.

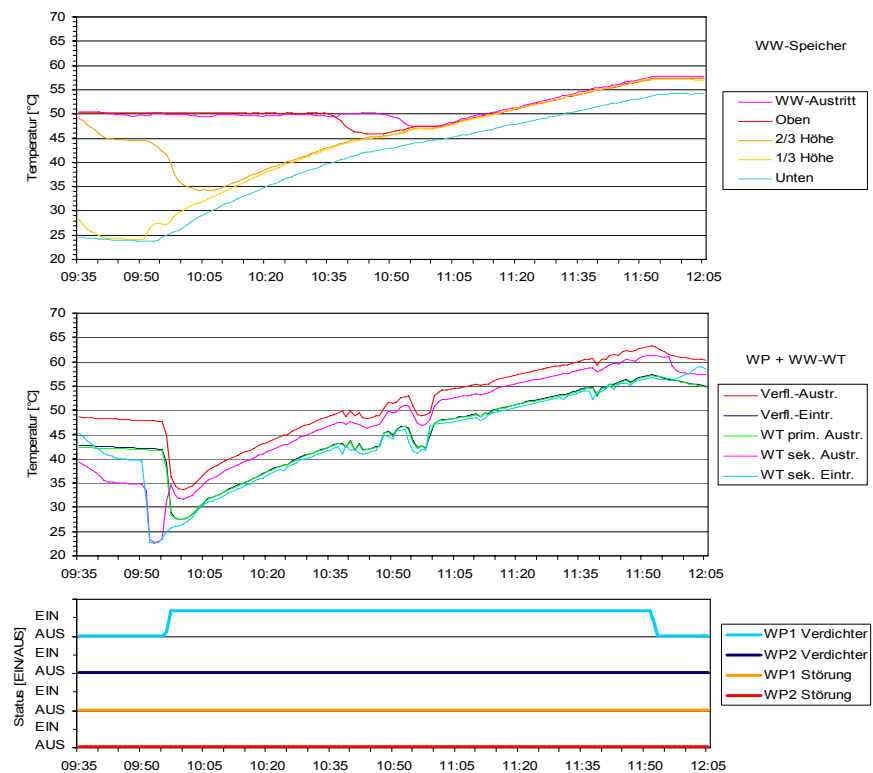
Die Schaltung mit einer sekundärseitigen Laderegelung (Variante 6) lag nicht real vor, infolge der konstanten Austrittstemperatur konnte jedoch eine Berechnung vorgenommen werden (Varianten 6a und 6b in Tabelle 11):

- Mit Variante 5 könnte der Sollwert für die Ladereglung maximal auf 65,5 °C gestellt werden; der Laderegler müsste dann aber sehr sorgfältig eingestellt werden (kein Überspringen), um Hochdruckstörungen sicher zu vermeiden
- Mit Variante 4 und einem Sollwert von maximal 62,4 °C würde sich ein genügender Sicherheitsabstand ergeben.

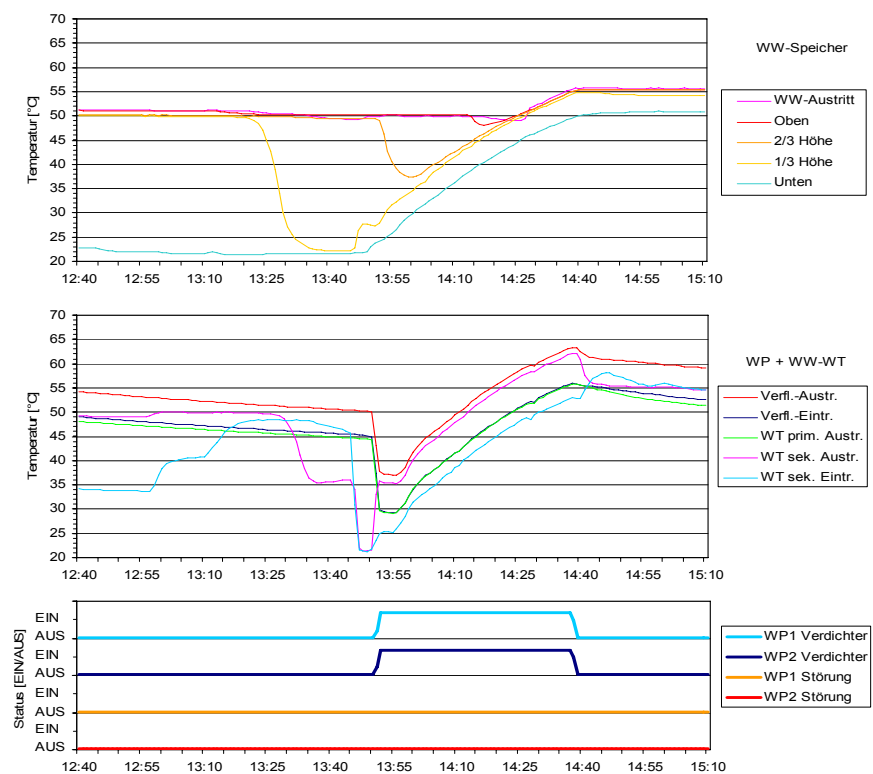


### Bild 5:

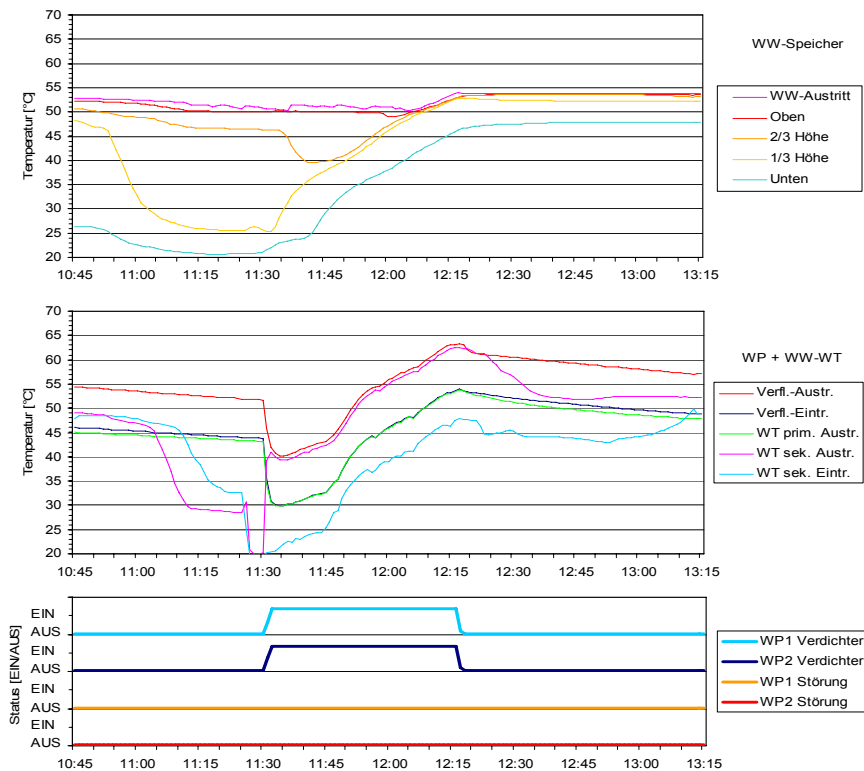
Ladevorgang Variante 1 – Wassererwärmung mit innenliegendem Wärmetauscher.



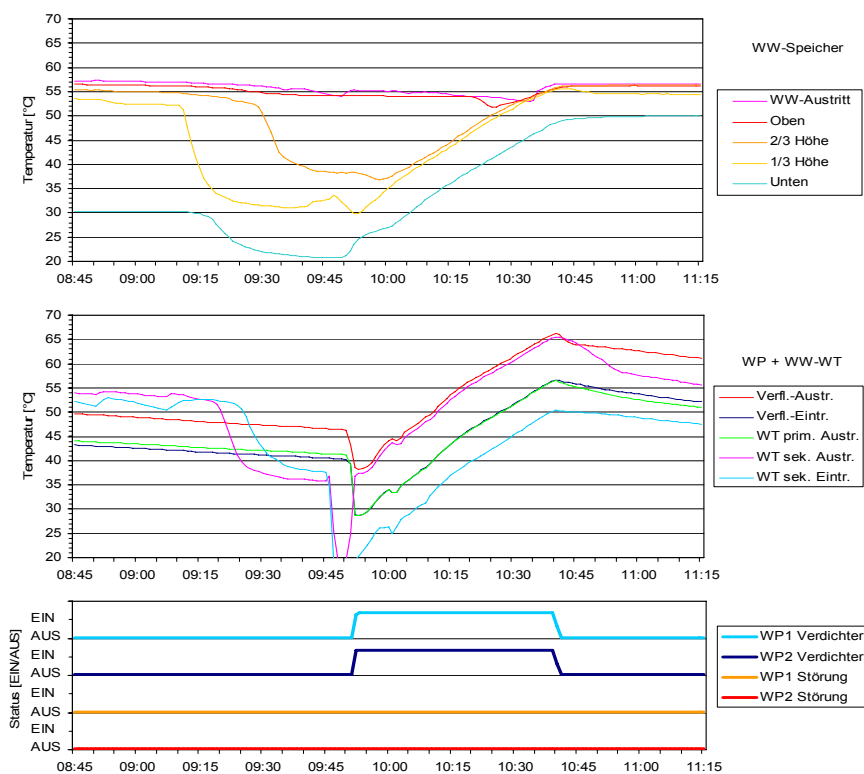
**Bild 6:**  
*Ladevorgang Variante 2 – Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher –  
doppelte Wärmeaustauschfläche gegenüber STASCH.*



**Bild 7:**  
*Ladevorgang Variante 3 – Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher –  
Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH.*

**Bild 8:**

*Ladevorgang Variante 4 – Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher – Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH, aber grössere Temperaturdifferenz über dem Wärmetauscher.*

**Bild 9:**

*Ladevorgang Variante 5 – Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher – Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH, aber maximale Verflüssiger-Austrittstemperatur.*

| Variante →                                                                             | 1                                       | 2                                       | 3                                       | 4                                       | 5                                       |
|----------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------|-----------------------------------------|-----------------------------------------|-----------------------------------------|-----------------------------------------|
| Wärmetauscher                                                                          | innenliegend                            | aussenliegend                           | aussenliegend                           | aussenliegend                           | aussenliegend                           |
| Wärmeaustauschfläche [m²]                                                              | 3,0                                     | 5,7                                     | 5,7                                     | 5,7                                     | 5,7                                     |
| Anzahl Wärmepumpen                                                                     | 1                                       | 1                                       | 2                                       | 2                                       | 2                                       |
| Spez. Wärmeaustauschl. [m²/kW]<br>(Empfehlung STASCH)                                  | 0,17<br>(0,30)                          | 0,32<br>(0,15)                          | 0,16<br>(0,15)                          | 0,16<br>(0,15)                          | 0,16<br>(0,15)                          |
| Ladetemperatur                                                                         | variabel                                | variabel                                | variabel                                | variabel                                | variabel                                |
| Laderegler sekundär                                                                    | nein                                    | nein                                    | nein                                    | nein                                    | nein                                    |
| Einschaltkriterium:<br>Speichertemperatur 2/3 [°C]                                     | < 50                                    | < 50                                    | < 50                                    | < 50                                    | < 50                                    |
| Ausschaltkriterium [°C]                                                                | Verflüssiger-<br>Austrittstemp.<br>> 63 | Verflüssiger-<br>Austrittstemp.<br>> 63 | Verflüssiger-<br>Austrittstemp.<br>> 63 | Verflüssiger-<br>Austrittstemp.<br>> 63 | Verflüssiger-<br>Austrittstemp.<br>> 66 |
| <b>Zustand am Ende der Ladung:</b>                                                     |                                         |                                         |                                         |                                         |                                         |
| Heizleistung [kW]<br>(Mittelwert über den Ladevorgang)                                 | 19,2<br>(20,3)                          | 19,2<br>(20,0)                          | 38,4<br>(39,5)                          | 36,8<br>(38,8)                          | 36,0<br>(37,7)                          |
| Elektrische Leistung [kW]<br>(Mittelwert über den Ladevorgang)                         | 7,4<br>(6,43)                           | 7,3<br>(6,01)                           | 14,3<br>(12,00)                         | 14,0<br>(11,66)                         | 14,6<br>(11,98)                         |
| Durchfluss WT primär [m³/h]                                                            | 2,9                                     | 2,8                                     | 4,4                                     | 3,25                                    | 3,2                                     |
| Durchfluss WT sekundär [m³/h]<br>(Durchfluss durch Speicher)                           | –<br>(0)                                | 3,5<br>(3,5)                            | 3,5<br>(3,5)                            | 2,2<br>(2,2)                            | 2,15<br>(2,15)                          |
| Eintrittstemperatur WT primär [°C]                                                     | 63,0                                    | 63,0                                    | 63,0                                    | 63,0                                    | 66,0                                    |
| Austrittstemperatur WT primär [°C]                                                     | 57,2                                    | 57,2                                    | 55,6                                    | 53,5                                    | 56,4                                    |
| Eintrittstemperatur WT sek. [°C]                                                       | 51,3 *                                  | 56,6                                    | 52,7                                    | 47,4                                    | 50,4                                    |
| Austrittstemperatur WT sek. [°C]                                                       | 51,3 *                                  | 61,3                                    | 61,8                                    | 62,4                                    | 65,5                                    |
| Logarithmische Temperaturdiff. [K]                                                     | 8,47                                    | 1,06                                    | 1,93                                    | 2,37                                    | 2,22                                    |
| Res. k-Wert WT [W/(m²·K)]                                                              | 756                                     | 3'178                                   | 3'491                                   | 2'724                                   | 2'845                                   |
| Warmwasser-Austrittstemp. [°C]                                                         | 51,3                                    | 57,7                                    | 55,6                                    | 53,8                                    | 56,6                                    |
| Speichertemperatur 3/3 [°C]                                                            | 51,3                                    | 57,4                                    | 55,4                                    | 53,4                                    | 56,2                                    |
| Speichertemperatur 2/3 [°C]                                                            | 51,0                                    | 57,4                                    | 55,3                                    | 53,4                                    | 56,2                                    |
| Speichertemperatur 1/3 [°C]                                                            | 50,8                                    | 57,2                                    | 54,8                                    | 52,9                                    | 55,6                                    |
| Speichertemperatur unten [°C]                                                          | 20,0                                    | 54,1                                    | 50,6                                    | 46,7                                    | 49,2                                    |
| <b>Gemessene Kennzahlen:</b>                                                           |                                         |                                         |                                         |                                         |                                         |
| Arbeitszahl [–]<br>(Mittelwert über den Ladevorgang)                                   | 3,16                                    | 3,33                                    | 3,29                                    | 3,33                                    | 3,15                                    |
| Warmwasserverbrauch [dm³/d]                                                            | 680                                     |                                         |                                         |                                         |                                         |
| Energieverbrauch WW [kWh/d]                                                            | 32,3                                    |                                         |                                         |                                         |                                         |
| Speicher- und Zirk.-Verl. ** [kWh/d]                                                   | 16,8                                    |                                         |                                         |                                         |                                         |
| Ges. Energieverbrauch WW [kWh/d]                                                       | 49,1                                    |                                         |                                         |                                         |                                         |
| <b>Berechnung:</b>                                                                     |                                         |                                         |                                         |                                         |                                         |
| Elektroverbrauch pro Jahr [kWh/a]                                                      | 5'671                                   | 5'382                                   | 5'447                                   | 5'382                                   | 5'690                                   |
| Prozentual [%]                                                                         | 105                                     | 100                                     | 101                                     | 100                                     | 106                                     |
| * Annahme: Speichertemperatur von 51,3 °C um das Rohrbündel (höchster gemessener Wert) |                                         |                                         |                                         |                                         |                                         |
| ** Laufzeit der Zirkulationspumpe = 17 h                                               |                                         |                                         |                                         |                                         |                                         |

**Tabelle 10:**

Übersicht über die Resultate der durchgeführten Messungen.



| Variante →                                                | 4<br>(Messung)                          | 5<br>(Messung)                          | 6a<br>(Berechnung<br>aus 4) | 6b<br>(Berechnung<br>aus 5) |
|-----------------------------------------------------------|-----------------------------------------|-----------------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| Ladetemperatur                                            | variabel                                | variabel                                | konstant                    | konstant                    |
| Laderegler sekundär                                       | nein                                    | nein                                    | ja                          | ja                          |
| Einschaltkriterium: Speichertemperatur 2/3                | < 50                                    | < 50                                    | < 50                        | < 50                        |
| Ausschaltkriterium                                        | Verflüssiger-<br>Austrittstemp.<br>> 63 | Verflüssiger-<br>Austrittstemp.<br>> 66 | Speichertemp.<br>unten > 50 | Speichertemp.<br>unten > 50 |
| <b>Zustand am Ende der Ladung:</b>                        |                                         |                                         |                             |                             |
| Heizleistung<br>(Mittelwert über den Ladevorgang)         | 36,8<br>(38,8)                          | 36,0<br>(37,7)                          | 36,8<br>(38,8)              | 36,0<br>(37,7)              |
| Elektrische Leistung<br>(Mittelwert über den Ladevorgang) | 14,0<br>(11,66)                         | 14,6<br>(11,98)                         | 14,0<br>(11,66)             | 14,6<br>(11,98)             |
| Durchfluss WT primär                                      | 3,25                                    | 3,2                                     | 3,25                        | 3,2                         |
| Durchfluss WT sekundär<br>(Durchfluss durch Speicher)     | 2,2<br>(2,2)                            | 2,15<br>(2,15)                          | 2,2<br>(variabel)           | 2,15<br>(variabel)          |
| Eintrittstemperatur WT primär                             | 63,0                                    | 66,0                                    | 63,0                        | 66,0                        |
| Austrittstemperatur WT primär                             | 53,5                                    | 56,4                                    | 53,5                        | 56,4                        |
| Eintrittstemperatur WT sekundär                           | 47,4                                    | 50,4                                    | 47,4                        | 50,4                        |
| Austrittstemperatur WT sekundär                           | 62,4                                    | 65,5                                    | 62,4                        | 65,5                        |
| Logarithmische Temperaturdifferenz                        | 2,37                                    | 2,22                                    | 2,37                        | 2,22                        |
| Resultierender k-Wert WT                                  | 2'724                                   | 2'845                                   | 2'724                       | 2'845                       |
| Warmwasser-Austrittstemperatur                            | 53,8                                    | 56,6                                    | 62,4                        | 65,5                        |
| Speichertemperatur 3/3                                    | 53,4                                    | 56,2                                    | 62,4                        | 65,5                        |
| Speichertemperatur 2/3                                    | 53,4                                    | 56,2                                    | 62,4                        | 65,5                        |
| Speichertemperatur 1/3                                    | 52,9                                    | 55,6                                    | 62,4                        | 65,5                        |
| Speichertemperatur unten                                  | 46,7                                    | 49,2                                    | > 50                        | > 50                        |
| <b>Kennzahlen:</b>                                        |                                         |                                         |                             |                             |
| Arbeitszahl (Mittelwert über den Ladevorgang)             | 3,33                                    | 3,15                                    | 2,63                        | 2,47                        |
| Elektroverbrauch pro Jahr                                 | 5'382                                   | 5'690                                   | 6'815                       | 7'256                       |
| Prozentual                                                | 100                                     | 106                                     | 127                         | 135                         |

**Tabelle 11:**

Wassererwärmung mit aussenliegendem Wärmetauscher und sekundärseitiger Laderegulation – Berechnung der Varianten 6a und 6b aus den gemessenen Varianten 4 und 5.

## Empfehlungen

**Welche maximale Warmwassertemperatur kann mit welchem Wassererwärmungssystem und welcher Auslegung sicher erreicht werden?**

Das SVGW-Merkblatt [3] gibt zur Vermeidung von Problemen mit Legionellen im Trinkwasser für den normalen Wohnungsbau folgende Empfehlungen:

- 1 Es ist empfehlenswert das Speicher-Nutzvolumen 1 x täglich während mindestens einer Stunde auf 60 °C zu erwärmen.
- 2 Temperaturhaltung an den Verteil- und Steigleitungen mindestens 50 °C.

Die Antwort auf Frage 1 kann aus Tabelle 12 (oder ausführlicher aus Tabelle 10 und Tabelle 11) herausgelesen werden:

- Forderung 1 kann nur mit einer sekundärseitigen Laderegelung (Variante 6) erfüllt werden. Ohne Laderegelung (Varianten 1...5) ist also immer eine elektrische Zusatzheizung erforderlich.
- Für die Einhaltung von Forderung 2 ist neben der Warmwassertemperatur auch das Zirkulationssystem von entscheidender Bedeutung.

**Beispiel zu Forderung 2:** Wenn ein Temperaturverlust von 5 K bis zur Steigleitung, die am weitesten entfernt ist, angenommen wird, könnten der innenliegende Wärmetauscher (Variante 1) und die Variante mit der grossen Temperaturdifferenz über dem Wärmetauscher (Variante 4) die Forderung 2 nicht erfüllen.

| Variante →                                                          | 1<br>(Messung) | 2<br>(Messung) | 3<br>(Messung) | 4<br>(Messung) | 5<br>(Messung) | 6<br>(Berechnung aus 4 und 5) |
|---------------------------------------------------------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|-------------------------------|
| Wärmetauscher                                                       | innenliegend   | ausserliegend  |                |                |                |                               |
| WW-Laderegelung                                                     | nein           |                |                |                |                | ja                            |
| Spez. Wärmeaustauschfl. [m <sup>2</sup> /kW]<br>(Empfehlung STASCH) | 0,17<br>(0,30) | 0,32<br>(0,15) | 0,16<br>(0,15) |                |                |                               |
| Max. Verflüssiger-Austrittstemp. [°C]                               | 63             | 63             | 63             | 63             | 66             | 63(...66)                     |
| Temperaturdiff. Primärseite [K]                                     | 6              | 6              | 7              | 10             | 10             | 10                            |
| Temperaturdiff. Sekundärseite [K]                                   | –              | 6              | 9              | 15             | 15             | 15                            |
| <b>Warmwassertemperatur [°C]</b>                                    | <b>51</b>      | <b>57</b>      | <b>55</b>      | <b>53</b>      | <b>56</b>      | <b>62(...65)</b>              |
| <b>Arbeitszahl [–]</b>                                              | <b>3,16</b>    | <b>3,33</b>    | <b>3,29</b>    | <b>3,33</b>    | <b>3,15</b>    | <b>2,63(...2,47)</b>          |
| <b>Elektroverbrauch [%]</b>                                         | <b>105</b>     | <b>100</b>     | <b>101</b>     | <b>100</b>     | <b>106</b>     | <b>127(...135)</b>            |

**Tabelle 12:**

*Zusammenfassung der wichtigsten Messresultate. Die Temperaturen und Temperaturdifferenzen sind gerundet (die genauen Werte sind in Tabelle 10 und in Tabelle 11 zu finden). Bei Variante 6 ist noch in Klammern der Bereich angegeben, der sich mit Variante 5 ergeben würde.*

### **Wie soll der Warmwasserspeicher ausgelegt werden?**

Die Speicher- und Zirkulationsverluste sind oft viel grösser als erwartet. Bei der Versuchsanlage betrugen die Speicher- und Zirkulationsverluste zusammen 52 % bezogen auf den Energieverbrauch zur reinen Wassererwärmung (siehe Tabelle 10). Hinzu kommt noch, dass die Zirkulation die Schichtung im Speicher stört und damit die tiefen Temperaturen im unteren Teil des Speichers, die möglicherweise der Berechnung zugrunde gelegt wurden, illusorisch werden.

- Der Zirkulation muss grösste Beachtung geschenkt werden. Empfehlungen folgen weiter unten.

Falls der Speicher nur einmal pro Tag durchgeladen wird, muss er auf den folgenden nutzbaren Speicherinhalt ausgelegt werden ( $\eta$  = Speichernutzungsgrad zur Berücksichtigung der Speicher- und Zirkulationsverluste):

- Wenn der Speicher am Ende des Tages leer sein darf:  
nutzbarer Speicherinhalt  $\geq$  Tagesbedarf  $\times 1/\eta$ :

- Wenn am Ende des Tages noch ein minimaler Spitzenbedarf (z.B. 1/3 des Speicherinhalts) zur Verfügung stehen soll:  
nutzbarer Speicherinhalt  $\geq$  (Tagesbedarf + Spitzenbedarf)  $\times$  1/ $\eta$ :
- Für die maximale Nutzung von Niedertarifstrom oder wenn ein grosser Speicherinhalt zur Solarenergienutzung notwendig ist, ist die Auslegung auf mindestens einen Tagesbedarf erforderlich. Dies ist jedoch nur bei Anlagen ohne Zirkulation sinnvoll.

Die Versuchsanlage (mit Zirkulation) wurde durchschnittlich dreimal pro Tag geladen.

- Anlagen mit Zirkulation werden sinnvollerweise auf mehrere Ladungen pro Tag ausgelegt:
  - Bei Wassererwärmern in der Heizzentrale sind mehrere Ladungen pro Tag kein Problem
  - Bei dezentralen Wassererwärmern sollte die Anzahl Ladungen pro Tag auf 2, höchstens 3, beschränkt werden, damit die Fernleitungstemperatur nicht allzu oft hochgefahren werden muss (vor allem im Sommerbetrieb).

Die minimale Spitzenleistung ergibt sich aus dem Teilinhalt des Wassererwärmers bis zum Einschaltfühler. Die Versuchsanlage hatte den Einschaltfühler auf 2/3 Speicherhöhe. Das ergibt eine minimale Spitzenleistung von 1/3 des Speicherinhaltes.

Die maximale Spitzenleistung ergibt sich aus dem gesamten nutzbaren Volumen des Speichers, welches mindestens auf die geforderte Temperatur gebracht werden kann (vgl. Tabelle 10):

- Beim innenliegenden Wärmetauscher (Variante 1) kann der Speicher etwa bis Mitte Rohrbündel gefüllt werden, also deutlich weniger als der effektive Speicherinhalt (Temperatur am untersten Fühler 20 °C)
- Beim aussenliegenden Wärmetauscher und Stufenladung (Varianten 2...5) kann der Speicher schon deutlich weiter nach unten geladen werden (Temperatur am untersten Fühler je nach Variante 47...54 °C)
- Nur mit einer Laderegelung kann der Speicher praktisch vollständig mit hoher Temperatur durchgeladen werden (Temperatur von zuoberst bis zum Ausschaltfühler auf 62 °C)

- Die Konfiguration Einschaltfühler auf 2/3 Speicherhöhe und Sprührohr für die Stufenladung auf 1/2 Speicherhöhe hat sich bewährt.
- Dass die Kaltwasserzuführung am tiefsten und die Warmwasserentnahme am höchsten Punkt erfolgen sollen, versteht sich von selbst. Hingegen ist der Anschluss der Zirkulation ein grosses Problem, weil die Warmwassertemperatur ganz entscheidend durch die Zirkulation hinuntergemischt wird. Im Idealfall müsste der Zirkulationseintritt immer genau auf der Höhe erfolgen, bei der die Speichertemperatur im Innern den gleichen Wert wie der Zirkulationsrücklauf aufweist. Dieser Idealfall lässt sich nicht realisieren. Es kann jedoch überlegt werden, welche Temperaturverhältnisse am häufigsten vorkommen.

**Beispiel:**

- Oberes Drittel des Speichers = 55 °C
- Mittleres Drittel des Speichers = 35...55 °C
- Unteres Drittel des Speichers = unter 35°C

Wenn die Zirkulation 5 K bis zur entferntesten Steigleitung verliert und nochmals 5 K auf dem Rückweg, ergibt sich eine Rücklauftemperatur von 45 °C. Ein Zirkulationseintritt auf halber Speicherhöhe dürfte hier also kein allzu schlechter Kompromiss sein.

- Der Sekundäreintritt des Wärmetauschers (Varianten 2...5) wird sinnvollerweise direkt an der Kaltwasserleitung angeschlossen, um eine möglichst tiefe Kondensationstemperatur bzw. eine möglichst gute Arbeitszahl zu erreichen.
- Der Laderegler (Variante 6) darf hingegen nicht direkt an der Kaltwasserleitung angeschlossen werden, sondern separat möglichst tief an einem separaten Speicheranschluss, weil sonst jeder Warmwasserbezug den Laderegler massiv stören würde.

***Wie soll der innenliegende Wärmetauscher ausgelegt werden?***

Wie bereits gesagt, wurde im gegebenen Wassererwärmer der Versuchsanlage der grösstmögliche Rohrbündel-Wärmetauscher eingebaut (Bild 2 und Bild 3). Dieser hatte aber, gegenüber der Empfehlung von STASCH [1], nur gut die halbe Wärmeaustauschfläche (0,17 anstatt 0,30 m<sup>2</sup>/kW). Mit einer maximalen Verflüssigertemperatur von 63/57 °C konnte damit der Speicher auf 51 °C geladen werden. Das ist im Vergleich zu den anderen Varianten relativ bescheiden.

- Innenliegende Wärmetauscher sollten normalerweise nur eingesetzt werden, wenn die Wärmeaustauschfläche gemäss STASCH ausgelegt werden kann (0,30 m<sup>2</sup>/kW). Dies ist vor allem in Einfamilienhäusern der Fall, wenn eine relativ kleine Wärmepumpenleistung auf einen relativ grossen Speicher trifft.
- Bezüglich Auslegung der Temperaturdifferenz über dem Verflüssiger (STASCH = 6 K) siehe „ausenliegender Wärmetauscher“ weiter unten.
- Bei Anlagen mit Solarenergienutzung sind zwei innenliegende Wärmetauscher üblich, einer für die Sonnenkollektoren und einer für die Wärmepumpe. Hier kann es der Fall sein, dass eine Auslegung nach STASCH nicht möglich ist. Die Messungen haben aber wenigstens gezeigt, dass ein störungsfreier Betrieb auch mit der halben Wärmeaustauschfläche möglich ist, allerdings auf Kosten einer optimalen Warmwassertemperatur.
- Alle anderen Fälle sind viel zweckmässiger mit einem aussenliegenden Wärmetauscher zu lösen.

***Wie soll der aussenliegende Wärmetauscher ausgelegt werden?***

In den Bildern 5 bis 9 ist keine deutliche Stufung der Speichertemperatur erkennbar, wie man aufgrund theoretischer Überlegungen erwarten würde. Vielmehr steigt die Speichertemperatur mehr oder weniger kontinuierlich an. Dies bedeutet:

- Zufälligkeiten beim letzten Ladedurchgang spielen kaum eine Rolle
- Grössere Spreizungen führen nicht so schnell zu Problemen.

Auf der anderen Seite muss aber auch beachtet werden, dass der Speicher durch eine ungünstige Zirkulation in Verbindung mit geringem Warmwasserverbrauch auf eine relativ hohe Temperatur hochgemischt werden kann. Dies wiederum verbietet eine allzu grosse Temperaturdifferenz auf der Sekundärseite.

Mit den in der Versuchsanlage eingesetzten Wärmepumpen kann gemäss Datenblatt eine maximale Verflüssiger-Austrittstemperatur von 65 °C erreicht werden. Dies gilt allerdings nur für eine Temperaturdifferenz von 10 K, also eine maximale Verflüssiger-Eintrittstemperatur von 55 °C. Mit 10 K Temperaturdifferenz konnte auf der Versuchsanlage eine Verflüssiger-Austrittstemperatur von 66 °C gefahren werden.

- Die Auslegung der Wärmeaustauschfläche und die Regelung gemäss STASCH [1] sind in Ordnung:
  - Wärmeaustauschfläche 0,15 m<sup>2</sup>/kW
  - Einschaltung über einen Fühler im Speicher und Ausschaltung über die Verflüssiger-Austrittstemperatur.
- Eine noch grössere Wärmeaustauschfläche lohnt sich. Mit einer doppelt so grossen Wärmeaustauschfläche (gegenüber STASCH [1]) konnte der Speicher immerhin noch auf eine 2...4 K höhere Warmwassertemperatur geladen werden.
- Die Einschaltung über einen Fühler im Speicher auf 2/3 Speicherhöhe und die Ausschaltung über die Verflüssiger-Austrittstemperatur ergibt eine höchstmögliche Warmwassertemperatur und ist problemlos machbar.
- Die Auslegung der Temperaturdifferenzen gemäss STASCH [1] kann hingegen in Frage gestellt werden:
  - Temperaturdifferenz Primärseite 6 K
  - Temperaturdifferenz Sekundärseite 6 K
- Mit einer Temperaturdifferenz von 6 K auf der Primärseite ist die maximale Verflüssigeraustrittstemperatur auf 63 °C begrenzt. Nur mit 10 K lässt sich die maximale Verflüssigeraustrittstemperatur von 65 °C gemäss Datenblatt erreichen.
- Auf der Sekundärseite sind noch grössere Temperaturdifferenzen möglich, wenn die Speichertemperatur nicht zu hoch wird wegen ungünstiger Zirkulation in Verbindung mit geringem Warmwasserverbrauch. Eine Temperaturdifferenz auf der Sekundärseite von 15 K ergab bei der Versuchsanlage keine Probleme.
- In jedem Falle sollte die Temperaturdifferenz auf der Sekundärseite mindestens gleich gross oder grösser sein als auf der Primärseite. Damit ist gewährleistet, dass die Austrittstemperatur auf der Sekundärseite möglichst nahe an die Eintrittstemperatur auf der Primärseite herankommt.

Der grosse Vorteil einer sekundärseitigen Laderegelung ist, dass nahezu der ganze Speicher auf die höchstmögliche Temperatur geladen werden kann. Infolge der konstant hohen Verflüssiger-Austrittstemperatur ergibt sich aber leider eine deutlich schlechterere Arbeitszahl als bei der Stufenladung.

- Mit einer Laderegelung lassen sich problemlos Warmwassertemperaturen von über 60 °C erreichen, und damit die die Forderungen des SVGW-Merkblattes [3] zur Vermeidung von Problemen mit Legionellen im Trinkwasser erfüllen. Die Messungen haben gezeigt, dass ein Sollwert von 62 °C problemlos machbar ist.
- Die Arbeitszahl wird jedoch wesentlich schlechter sein als ohne Laderegelung. Damit wird der Elektroverbrauch um 1/4 bis 1/3 höher sein als ohne Laderegelung.
- Auch eine Kombination von Stufenladung (gute Arbeitszahl) und Laderegelung (hohe Warmwassertemperatur) ist denkbar. Dies wurde jedoch nicht weiter untersucht.

***Welchen Einfluss haben Durchmischungs- und Schichtungseffekte, und wie können diese hydraulisch und regelungstechnisch umgangen werden?***

Schlimmster Feind des Schichtspeichers ist die Zirkulationspumpe. Diese stört die Schichtung unweigerlich und führt früher oder später zu einer Durchmischung des Speichers. Dazu zwei Ratschläge:

■ *Immer prüfen, ob auf eine Zirkulationspumpe verzichtet werden kann:*

- Kleinere Anlagen immer mit Einzelzapfstellen planen.
- Bei kleineren Anlagen, die nicht ohne Zirkulation auskommen, eine geregelte elektrische Begleitheizung prüfen (Nachteil: Deckung der Zirkulationsverluste mittels Elektroheizung)
- Bei sehr grossen, ausgedehnten Anlagen prüfen, ob eine separate Zirkulationswärmepumpe eingesetzt werden kann (Nachteil: hohe Investitionskosten)

■ *Zirkulationssysteme mit Zirkulationspumpe optimieren:*

- Zirkulationsverluste minimieren: Ein Rohr-an-Rohr-System hat beispielsweise geringere Wärmeverluste als ein konventionelles 2-Rohr-System.
- Pro Tag umgewälzte Zirkulations-Fördermenge minimieren:
  - Geringere Zirkulationsverluste (siehe oben) verringern die notwendige Zirkulations-Fördermenge
  - Möglichst grosse Temperaturspreizung; dies steht im Widerspruch zu einer möglichst hohen Temperatur an der entferntesten Steigleitung (Legionellen)
  - Zeitprogrammgesteuerte Zirkulationspumpe (Schaltuhr)
  - Geregelte Zirkulationspumpe (Regelgrösse = Temperatur an der entferntesten Steigleitung).
- Zirkulationsanschluss optimieren (siehe weiter oben).

### ***Was bedeutet das Gesagte für Wärmepumpen mit maximaler Verflüssigeraustrittstemperatur von 55 °C?***

Alle vorliegenden Untersuchungen wurden mit Wärmepumpen für eine maximale Verflüssigeraustrittstemperatur von 65 °C gemacht (Arbeitsmittel R407C, Scroll-Verdichter mit Zwischendruckansaugung).

Zu vergleichbaren Ergebnissen hätten Wärmepumpen mit Arbeitsmittel R134a geführt.

Die am häufigsten eingesetzten Wärmepumpen mit maximal 55 °C Austrittstemperatur würden jedoch entsprechend tiefere Warmwassertemperaturen ergeben. Tabelle 13 zeigt eine Abschätzung.

| Variante →                                                         | 1                 | 2              | 3              | 4         | 5         | 6                |
|--------------------------------------------------------------------|-------------------|----------------|----------------|-----------|-----------|------------------|
| Wärmetauscher                                                      | innen-<br>liegend | aussenliegend  |                |           |           |                  |
| WW-Laderegelung                                                    | nein              |                |                |           |           | ja               |
| Spez. Wärmeaustauschl. [m <sup>2</sup> /kW]<br>(Empfehlung STASCH) | 0,17<br>(0,30)    | 0,32<br>(0,15) | 0,16<br>(0,15) |           |           |                  |
| Max. Verflüssiger-Austrittstemp. [°C]                              | 53                | 53             | 53             | 53        | 56        | 53(...56)        |
| Temperaturdiff. Primärseite [K]                                    | 6                 | 6              | 7              | 10        | 10        | 10               |
| Temperaturdiff. Sekundärseite [K]                                  | –                 | 6              | 9              | 15        | 15        | 15               |
| <b>Warmwassertemperatur [°C]</b>                                   | <b>41</b>         | <b>47</b>      | <b>45</b>      | <b>43</b> | <b>46</b> | <b>52(...55)</b> |

***Tabelle 13:***

*Abschätzung der Warmwassertemperaturen, wie sie sich bei den gleichen Versuchen mit Wärmepumpen mit maximal 55 °C Austrittstemperatur ergeben würden.*

- Bei Wärmepumpen mit einer maximalen Verflüssigeraustrittstemperatur von 55 °C ist mit Stufenladung immer eine elektrische Zusatzheizung erforderlich. Nur mit einer sekundärseitigen Laderegelung können ohne Zusatzheizung Warmwassertemperaturen von über 50 °C produziert werden.

### **Literaturhinweise**

- [1] Hans Rudolf Gabathuler, Hans Mayer, Thomas Afjei: Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen. Teil 1: STASCH-Planungshilfen. Bern: Bundesamt für Energie, 2002.
- [2] Thomas Afjei et al.: Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen. Teil 2: Grundlagen und Computersimulationen. Bern: Bundesamt für Energie, 2002.
- [3] Schweizerischer Verein des Gas- und Wasserfaches (SVGW): Legionellen in Trinkwasserinstallationen – Was muss beachtet werden? Merkblatt. Zürich: SVGW, 2001.
- [4] Hans Mayer, Hans Rudolf Gabathuler, Thomas Baumgartner: Warmwasserbereitung mit Wärmepumpe. Bern: Bundesamt für Energie, erscheint im Juli 2007.

Peter Hubacher, dipl. Ing. HTL  
Hubacher Engineering  
Tannenbergrasse 2  
CH-9032 Engelburg  
[he-ko@bluewin.ch](mailto:he-ko@bluewin.ch)

in Zusammenarbeit mit Prof. Dr. Max Ehrbar, Im Sixer, CH-7320 Sargans

# Witterungsgeführter Laderegler

## **Zusammenfassung**

*Das Projekt FAWA [1] hat gezeigt, dass vor allem bei Luft-Wasser-Wärmepumpen die Vorlauftemperaturen ab Kondensator nicht in jenem Masse sinken, als dies auf Grund des Heizgesetzes möglich wäre. Die Diskrepanz rührt hauptsächlich davon her, dass der Temperaturhub der Wärmepumpe durch die höhere Wärmeleistung bei höheren Umgebungstemperaturen stark ansteigt, statt sinkt. Wenn man den Massenstrom im Kondensatorkreis so steuert, dass die Vorlauftemperatur ab Kondensator exakt dem Heizgesetz entspricht, lässt sich der geschilderte Effekt umgehen. Der Speicher wird dann stets so geladen, dass seine Temperatur dem Heizgesetz entspricht. Auf diese Weise kann die Wärmepumpe thermodynamisch optimal arbeiten. Dieses Steuerungskonzept wurde in zwei Heizanlagen untersucht und hat die erwarteten Ergebnisse gebracht.*

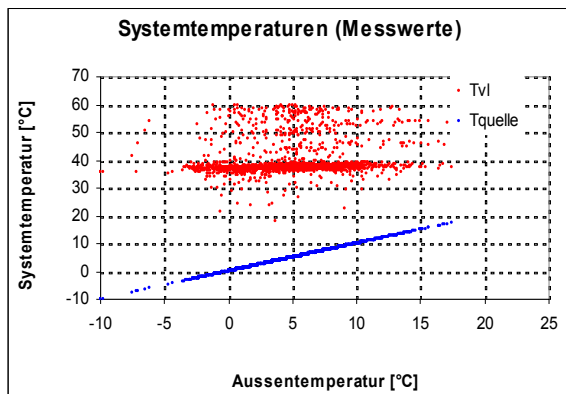
## **Abstract**

*A large field evaluation of residential heat pumps with the name FAWA [1] showed that the heating water outlet temperature of air-to-water heat pumps sink less compared to the heating law (i.e. relationship between heating water outlet and ambient temperature). This variance is caused due to the reverse characteristics of the condenser capacity and the heating requirement of the building with respect to the ambient temperature. The condenser capacity increases towards higher ambient temperatures while the heat requirement of the building decreases. In consequence, the temperature spread between heating water supply and return increases considerably with rising ambient temperatures. The use of variable mass flow rate is a simple way to eliminate this negative effect by aligning the condenser outlet temperature and consequently the heat accumulator temperature to the heating law. This modification provides optimum operating conditions and a more efficient operation of the heat pump what has been confirmed in two field tests.*



## Einführung

Die optimale Führung der Vorlauftemperatur ab Kondensator einer Wärmepumpe führt immer wieder zu Diskussionen. In der Tat sind bei Ein/Aus-geregelten Maschinen drei Dinge ins Lot zu bringen, nämlich Energiebedarf und Energieabgabe, Massenstrom von Kondensatorkreis und Lastkreis sowie Vorlauftemperatur ab Kondensator und Vorlauftemperatur gemäss Heizgesetz. Das Projekt FAWA [1] hat gezeigt, dass vor allem bei Luft-Wasser-Wärmepumpen unter Umständen die Vorlauftemperaturen ab Kondensator bei höheren Temperaturen nicht in dem Masse zurückgehen, wie es gemäss Heizgesetz eigentlich möglich wäre.



**Bild 1:**

*Beispiel eines Verlaufs der Vorlauftemperaturen ab Kondensator für eine Luft-Wasser-Wärmepumpe (Hydraulische Schaltung, gemäss Bild 2).*

Dieser Effekt reduziert die Jahresarbeitszahlen. Oft bleiben sie bei steigenden Umgebungstemperaturen fast konstant oder steigen in Extremfällen sogar. Der vorliegende Bericht befasst sich mit dieser Situation und zeigt einen Lösungsweg auf, die oben genannten drei Forderungen zu entkoppeln, resp. die Vorlauftemperatur ab Kondensator exakt dem Heizgesetz folgen zu lassen. Ziel war, durch die optimale Führung der Vorlauftemperaturen ab Kondensator eine höhere Arbeitszahl zu generieren.

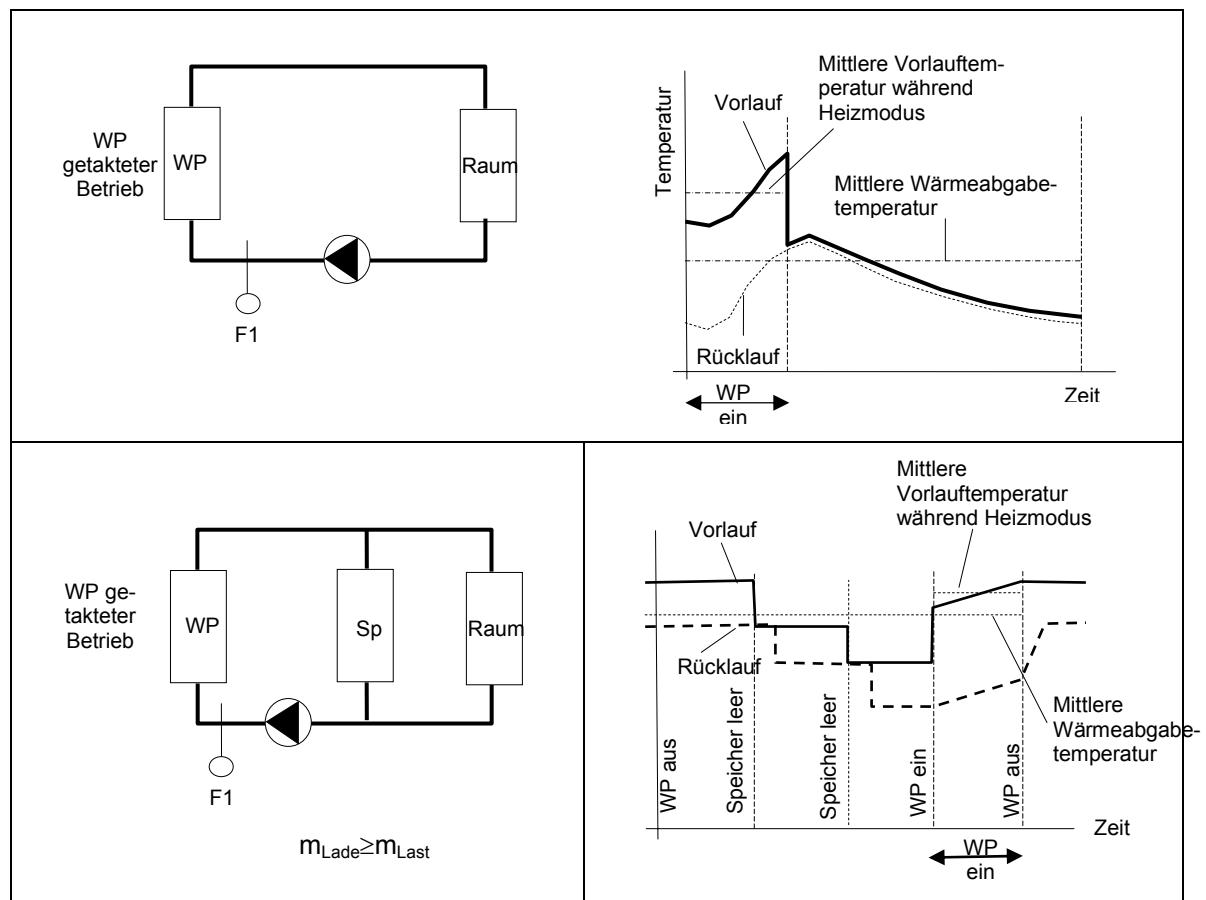
Wenn die Vorlauftemperatur ab Kondensator exakt dem Heizgesetz nachgeführt wird, so variiert die Temperaturspreizung im Last- und Ladekreis im Idealfall proportional zum Wärmebedarf. Dies bedeutet, dass der Massenstrom im Ladekreis (Kondensatorkreis) mit abnehmender Spreizung immer grösser werden muss. Im Extremfall müsste dieser bei Spreizung null unendlich werden. Hier ergibt sich eine erste Begrenzung. Wir haben eine minimale Temperaturspreizung im Ladekreis von 4 K festgelegt. Andererseits wird der kleinste Massenstrom dann erreicht, wenn gleichzeitig die höchste Vorlauftemperatur bei niedrigster Rücklauftemperatur verlangt wird. Im vorliegenden Fall kann die Rücklauftemperatur wegen des Abtausystems im ungünstigsten Fall 20 °C oder gar leicht darunter erreichen. Dieser Fall kann auch eintreten, wenn die Wärmepumpe Warmwasser erzeugen muss. Damit ergab sich für diese Anlage ein Massenstrombereich von 440 bis 4000 l/h.

Für die geforderte Wärmeleistung von 12.8 kW / -10 °C und 10 K Spreizung im Lastkreis müsste der Massenstrom etwa 1100 kg/h betragen. Der Kondensator der verwendeten Wärmepumpe war für einen Massenstrom von 1600 l/h ausgelegt. Bei 4000 l/h hätte dies zu einem etwa 6 Mal höheren Druckverlust geführt. Es musste daher ein Kondensator mit wesentlich geringerem Druckabfall eingebaut werden.

Könnte die Vorlauftemperaturen exakt dem Heizgesetz folgen, müssten die Jahresarbeitszahlen unter den gegebenen Bedingungen maximal werden. Eine Simulationsrechnung hat ergeben, dass auf diesem Wege die JAZ um bis zu 20 % besser werden kann.

## Verlauf der Vorlauftemperaturen ab Kondensator bei Standardschaltungen

In diesem Abschnitt beschäftigen wir uns mit dem Verlauf der Vorlauftemperaturen ab Kondensator der Wärmepumpe bei Ein/Aus-geregelten Maschinen. Die Darstellung erfolgt anhand der Standardschaltungen gemäss Literaturstelle [2].



**Bild 2:**  
*Temperaturverläufe bei einem konventionellen Heizsystem.*

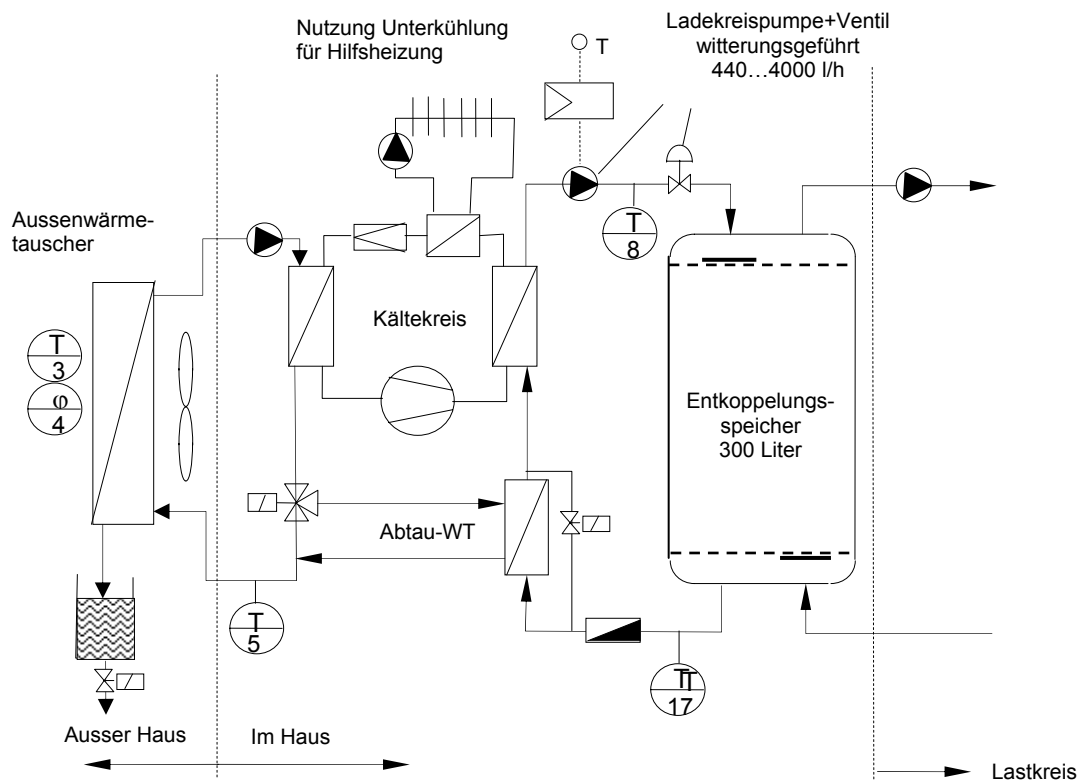
Man beachte in Bild 2, dass die Messung der Vor- und Rücklauftemperaturen am Kondensator Aus- resp. Eingang vorgenommen wurden. Dies ist der Grund, weshalb die beiden Temperaturen ausserhalb der Betriebszeiten der Wärmepumpe zusammenfallen. Würde man die gleichen Temperaturen etwa vor und nach einem Heizkörper erfassen, so liegen diese auseinander. Der zeitliche Mittelwert über einen Ein-Ausschaltzyklus jedoch ist der gleiche wie im ersten Fall.

## Der Vorschlag: Witterungsgeführter Massenstrom im Ladekreis

Unser Vorschlag geht nun dahin, nicht mehr auf die Vorlauftemperatur des Lastkreises einzugreifen, sondern auf den Massenstrom des Ladekreises. Als Ladekreis bezeichnen wir den Kondensatorkreis zwischen Wärmepumpe und Speicher. Für unser Verfahren ist allerdings ein Speicher obligatorisch. Da dieses Verfahren vor allem bei relativ hochtemperierten Wärmeverteilsystemen mit Radiatoren wirksam wird, ist ein Speicher so oder so nötig (wegen der Sperrzeiten der Stromversorgung).

Neu wird der Massenstrom des Ladekreises so gesteuert, dass er stets der nach Heizgesetz notwendigen Vorlauftemperatur entspricht. Mit anderen Worten wird dem Lastkreis und dem Speicher exakt jene Temperatur zugeführt, die benötigt wird. Die Variation des Massenstroms geschieht entweder durch eine frequenzgesteuerte Umwälzpumpe oder durch ein Drosselventil oder durch eine Kombination beider Stellglieder. In den beiden von uns untersuchten Anlagen wurde letztere Lösung gewählt. Diese Konzeption ist sehr einfach und transparent in ihrer Funktion. Sie hat auf Anhieb gut funktioniert.

Die teure, frequenzgesteuerte Umwälzpumpe kann weggelassen werden. Dies hat energetisch einen kleinen Nachteil, verbilligt jedoch die Anlage deutlich.



**Bild 3:** Funktionsprinzip der Steuerung.

Die Steuerung des Massenstroms im Ladekreis (Kondensatorkreis) erfolgt so, dass sich die gemäss Heizgesetz geforderte Vorlauftemperatur einstellt. Der Speicher und der Vorlauf des Lastkreises erhalten somit direkt die richtige Heizwassertemperatur. Falls diese für gewisse Räume zu hoch ist, übernehmen die thermostatischen Heizkörperventile die Feinregelung. Im Normalfall müsste der Massenstrom des Ladekreises stets gleich oder höher als derjenige des Lastkreises sein. In gewissen Fällen, z.B. nach dem Abtauen oder beim Aufheizen, kann dies nicht der Fall sein (Wärmebedarf grösser als Heizleistung der Wärmepumpe). In diesem Fall erreicht die Vorlauftemperatur den erforderlichen Wert erst nach einiger Zeit. Dies würde sich auch bei jeder anderen Steuerung so abspielen.

Das Ein- und Ausschalten der Wärmepumpe erfolgt durch zwei Temperaturfühler im Speicher. Der obere Fühler schaltet die Wärmepumpe ein, wenn die Speichertemperatur unter die gewünschte Vorlauftemperatur gemäss Heizgesetz fällt. Der untere Fühler schaltet die Wärmepumpe aus, sobald dessen Temperatur den Wert gemäss Heizgesetz erreicht.

## Die untersuchten Anlagen

Dieses Steuerungsprinzip wurde in zwei bestehende Einfamilienhäuser eingebaut. Das eine Haus (Haus A) hatte eine Radiatorheizung mit 50 °C Vorlauftemperatur im Auslegepunkt und thermostatische Ventile an allen Heizkörpern (mit einer Ausnahme, um einen minimalen Durchfluss zu garantieren). Das zweite Haus (Haus B) ist mit Bodenheizung und niedrigerer Vorlauftemperatur von 40 °C ausgestattet. In beiden Fällen sind Speicher von 300 resp. 500 Liter Inhalt vorhanden.

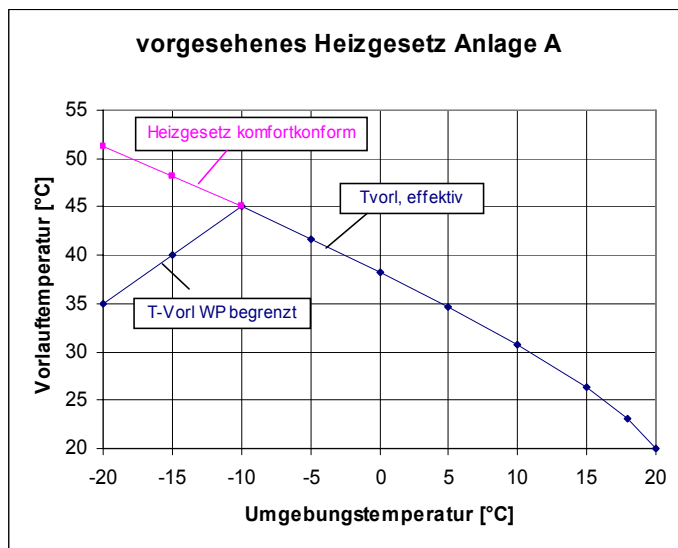
### **Bild 4:**

*Heiz- und Messanlage im Haus A.*



Aus Platzgründen gehen wir in diesem Vortrag nur auf die Ergebnisse mit der Anlage A ein.

Das Heizgesetz in der Anlage A wurde auf Grund der Erfahrung mit dem bestehenden Heizsystem übernommen.

**Bild 5:** Heizgesetz Anlage A.

Der Wasserinhalt des Lastkreises von Anlage A beträgt 290 kg, und liegt damit fast exakt im Bereich des eingebauten Speichers (300 Liter Inhalt). Die Anlage wurde vor dem Umbau mit einer konstanten Vorlauftemperatur von 48 °C betrieben, wobei die Leistungsregulierung in den Räumen durch die thermostatischen Ventile erfolgte. Dieses Konzept hat sich komfortmässig sehr bewährt, da es den

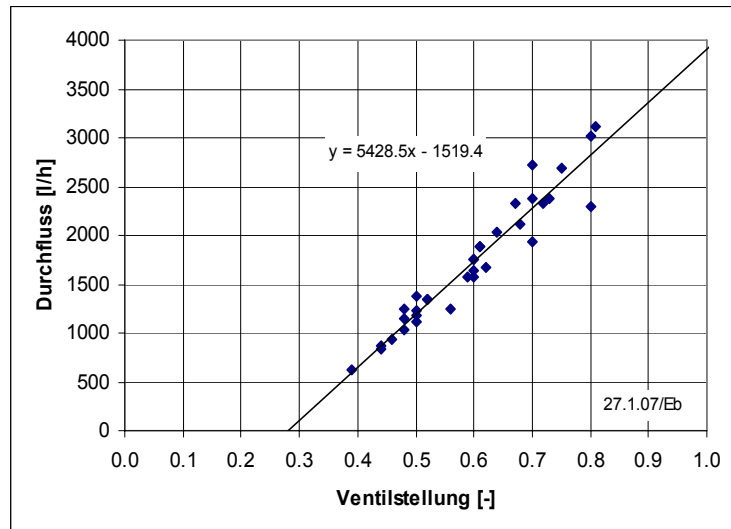
Nordräumen auch dann eine genügende Vorlauftemperatur zukommen liess, wenn die Südseite des Hauses durch Sonneneinstrahlung fast keinen Wärmebedarf mehr hatte und somit mit tieferen Vorlauftemperaturen hätte auskommen können. Dieses Steuerungskonzept hat zusammen mit einem Heiz- oder Gaskessel hervorragend funktioniert und war auch in der Anschaffung günstig. Allerdings war dieses Steuerungskonzept im Zusammenhang mit Wärmepumpen nicht ideal, da die Vorlauftemperatur in der ganzen Heizsaison auf dem höchsten Wert gehalten werden musste.

## Technische Lösung zur Einstellung des Ladekreismassenstroms

Die Veränderung des Massenstroms im Ladekreis ist der Kernpunkt der Idee zur Führung der Vorlauftemperatur ab Wärmepumpenkondensator in Funktion der Umgebungstemperatur. Aus energetischen Gründen wurde versucht, dies mit einer drehzahlgeregelten Umwälzpumpe zu realisieren. Leider ist jedoch der nutzbare Drehzahlbereich handelsüblicher Pumpen zu klein. Er liegt in der Grössenordnung von 40 - 100 % der Nenndrehzahl statt der benötigten 10 - 100 %.

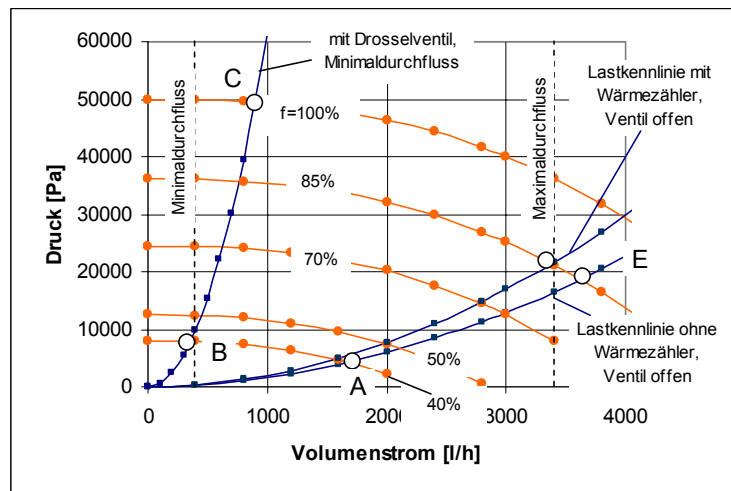
Um den Regelbereich des Massenstroms zu vergrössern wurde zusätzlich ein veritables Drosselventil eingebaut (Motorventil). Um die Steuerung zu vereinfachen, wurden sowohl der Frequenzumformer der Umwälzpumpe als auch das Regelventil mit dem gleichen Steuersignal (0 - 10 V) beaufschlagt. Wenn das Steuersignal von 10 V ausgehend reduziert wird, so reduziert sich die Pumpendrehzahl, während das Ventil ebenfalls seinen Querschnitt reduziert. Ab 4 Volt Steuerspannung erreicht die Umwälzpumpe ihren niedrigsten Drehzahlwert und bleibt von da an auf konstanter Minimaldrehzahl, während das Ventil weiter schliesst. Diese Lösung hat sich gut bewährt, wobei ein fast linearer Zusammenhang zwischen Steuerspannung und Massenstrom erreicht wurde.

**Bild 6:**  
Zusammenhang zwischen  
Massenstrom und Steuer-  
signal (gemessen).



Dadurch kann der Durchfluss praktisch bis auf Null reduziert werden. Dies hat den Vorteil, dass im Ruhezustand der Wärmepumpe keine induzierten Rückströmungen durch den Ladekreis stattfinden können, die zu einer zusätzlichen Auskühlung des Speichers führen.

**Bild 7:**  
Pumpen- und Lastkennlinien für  
verschiedene Pumpendreh-  
zahlen. Man erkennt, dass bei  
der Lastkennlinie mit Offset der  
Schnittpunkt mit der Kennlinie  
der niedrigsten Pumpendreh-  
zahl deutlich nach links wan-  
dert.  
 $f$  = Speisefrequenz.

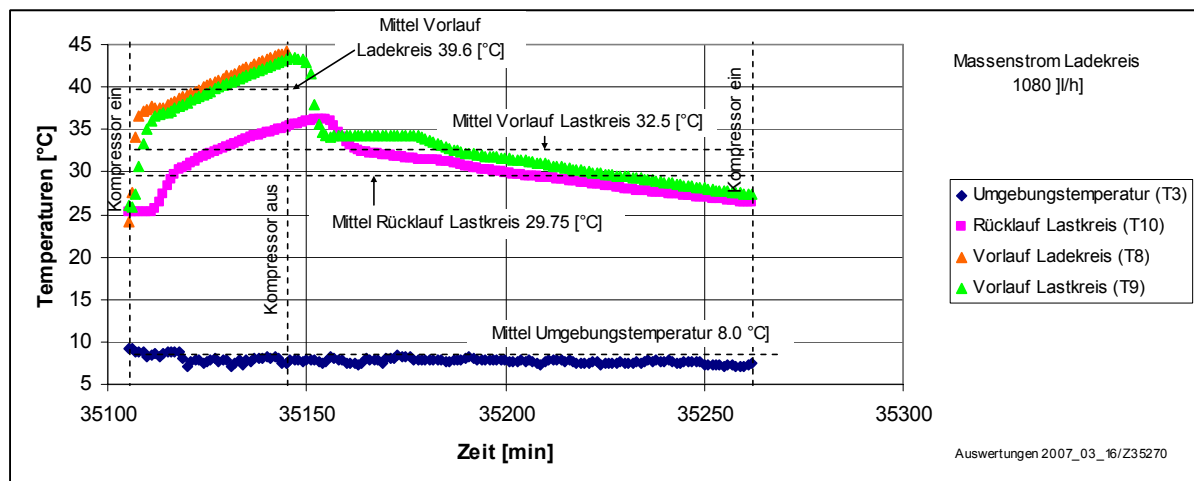
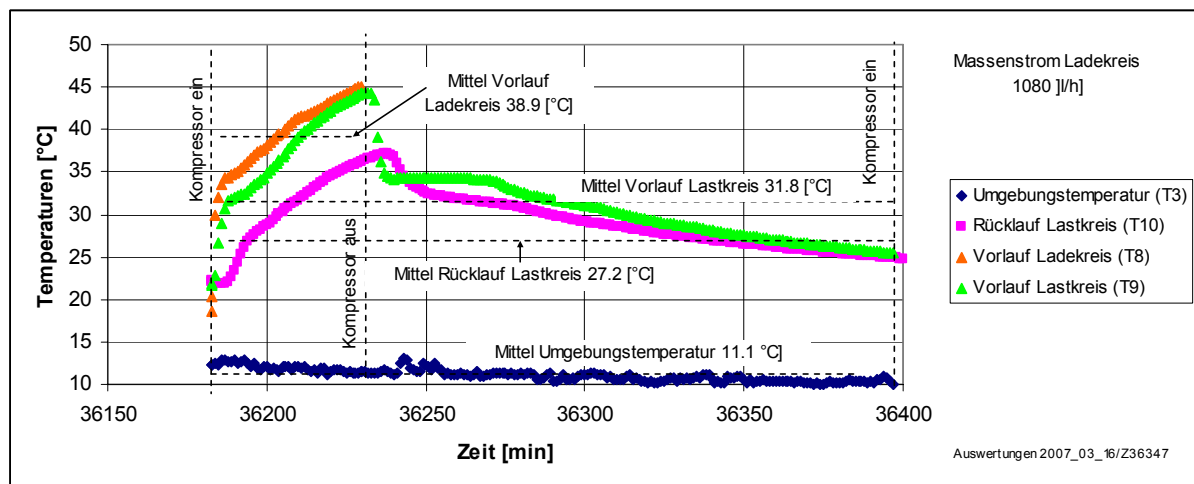
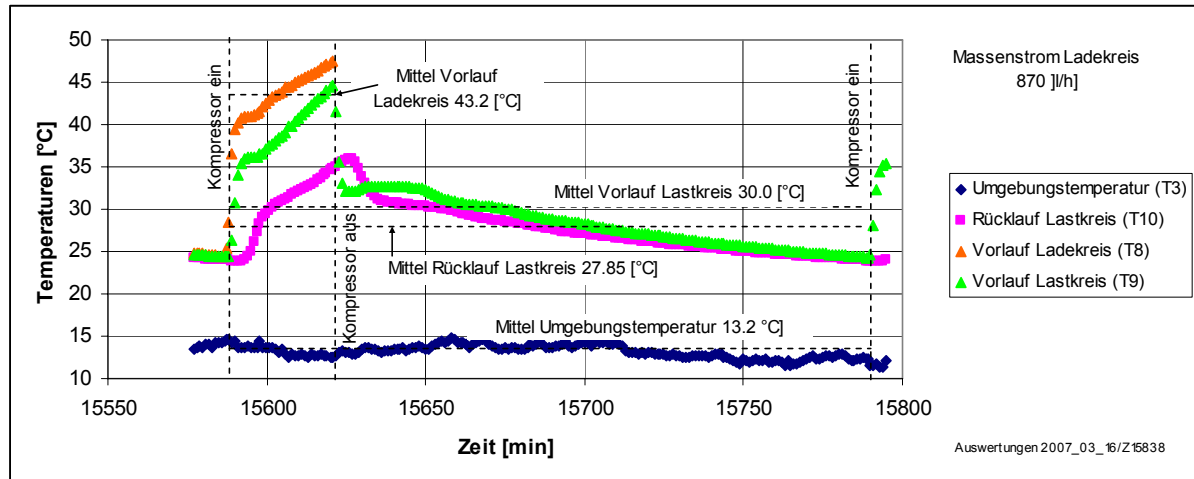


Durch den Einbau des Wärmezählers reduziert sich der maximal mögliche Durchfluss im Ladekreis (Kondensatorkreis) etwas. Man erkennt in Bild 7, dass mit der Drehzahlvariation der Umwälzpumpe allein der geforderte Minimaldurchfluss nicht erreicht werden kann. Daher wird zusätzlich ein Drosselventil benötigt.

## Ergebnisse

Der Vorteil der witterungsgeführten Vorlaufsteuerung zeigt sich am besten bei einem direkten Vergleich der Ladekreistemperaturen ab Kondensator mit variablem Ladekreismassenstrom und mit konstantem Ladekreismassenstrom. Beim witterungsgeführten Massenstrom liegt die Ladekreistemperatur exakt bei der vom Heizgesetz geforderten Temperatur. Bei konstantem Ladekreismassenstrom hingegen ist der Temperaturhub höher. Bei der untersuchten Heizanlage A lag der Massenstrom im Lastkreis bei 860 bis 1100 l/h. Ohne Speicher müsste der Massenstrom durch den Kondensator gleich gross wie im Lastkreis

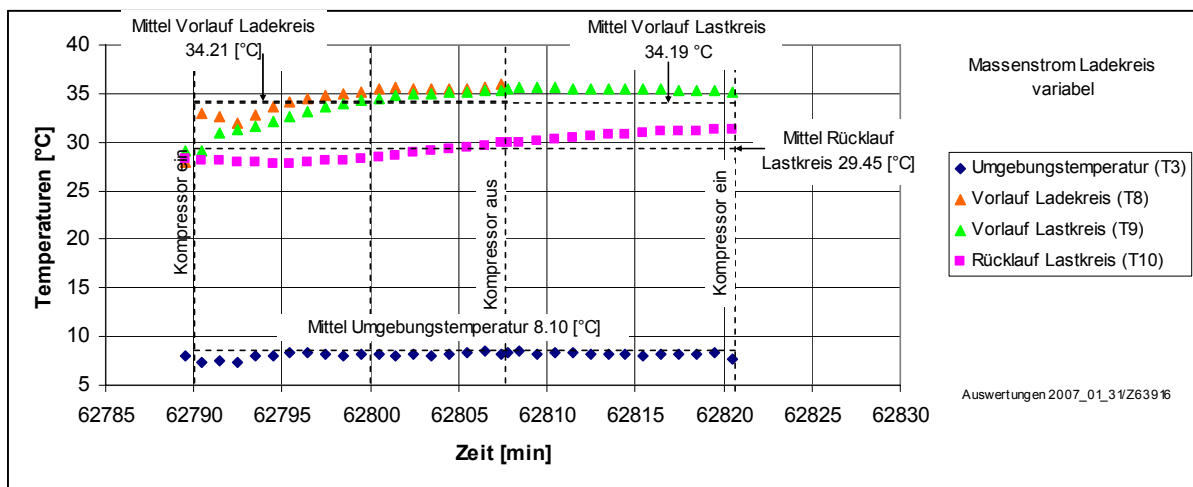
sein. Vor allem bei höheren Umgebungstemperaturen liefert die Luft-Wasser-Wärmepumpe fast doppelt so hohe Wärmeleistungen wie im Auslegungspunkt ( $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Wir haben den Verlauf der Systemtemperaturen bei festgehaltenem Ladekreismassenstrom von 870 und 1080 l/h bei höheren Umgebungstemperaturen gemessen. Es ergaben sich folgende Verläufe:



**Bild 8 a-c:** Verlauf der Systemtemperaturen bei konstantem Ladekreismassenstrom.



Man erkennt aus den drei Diagrammen, dass die Vorlauftemperaturen im Ladekreis, also jene Temperatur, die die Kondensationstemperatur massgeblich bestimmt, um 13.2 und 7.1 K höher liegen als die durchschnittliche Vorlauftemperaturen des Lastkreises. Da im Zeitpunkt der Abfassung dieses Manuskripts die Auswertungen noch im Gange waren, sind die Aussagen noch nicht endgültig. Insbesondere fehlten uns noch die exakten Leistungszahlen der Wärmepumpe. Immerhin kann näherungsweise der Unterschied der Leistungszahlen in diesen Arbeitspunkten beziffert werden. Wir rechnen, dass pro Kelvin höherer Kondensationstemperatur die Leistungszahlen um rund 1.5 % sinken. Damit ergäben sich für die drei ausgewerteten Fälle Unterschiede der Leistungszahlen von 19.8 %, 10.7 % und 10.8 %.



**Bild 9:** zum Vergleich: Systemtemperaturen bei geregelter Ladekreismassenstrom.

Vergleicht man Bild 9 mit den mittleren der drei Bilder 8b, so liegt die mittlere Vorlauf-temperatur des Ladekreises bei fast identischer Umgebungstemperatur bei 34.2 statt 39.2 °C. Die mittlere Vorlauf-temperatur des Lastkreises liegt mit ebenfalls 34.2 °C um 1.7 K höher als im unregelmäßigen Fall. Dieser Unterschied ergibt sich aus dem nicht idealen Verhalten des Speichers (siehe nächster Ansatz).

Je tiefer die Umgebungstemperaturen liegen, desto geringer wird der Vorteil des variablen Ladekreismassenstroms. Im Grenzfall, wo die Maschine ununterbrochen läuft, wird der Unterschied in den mittleren Ladekreistemperaturen und den Leistungszahlen null. Die Verbesserung der Jahresarbeitszahl wird sich also etwa in der Mitte zwischen der Verbesserung der Leistungszahl bei hohen Aussentemperaturen und beim Auslegungspunkt bewegen. Ein Nachteil des variablen Ladekreismassenstroms sind die mit höheren Umgebungstemperaturen kürzer werdenden Zykluszeiten.



## Das Speicherproblem

Die Steuerung hat die vorgegebene Heizkurve sehr exakt eingehalten. Hingegen zeigte sich rasch ein Problem mit dem Speicher. Wir hatten einen Speicher mit Prallplatte und Lochblech zur Brechung des Eingangsimpulses der Strömung verlangt. Dies ist absolut notwendig, um auch bei den höchsten Massenströmen des Ladekreises (4000 l/h) eine saubere Schichtung zu erhalten, resp. deren Zerstörung zu vermeiden. Leider wurden diese beiden technischen Vorkehrungen nicht eingebaut. Dies hatte zur Folge, dass die einwandfreie Schichtung schon bei Massenströmen ab etwa 1000 l/h nicht mehr gewährleistet war.

Eine weitere Folge der schlechten Schichtung im Speicher war die Notwendigkeit, die Vorlauftemperaturen im Ladekreis etwas höher fahren zu müssen, um den gleichen Komfort zu gewährleisten.

## Beurteilung

Die witterungsgeführte Ladekreis- und damit Vorlauftemperaturregelung hat bei beiden Anlagen gut funktioniert und die erwarteten Ergebnisse erbracht. Bezüglich der Investitionskosten sind die Unterschiede zu den Standardschaltungen mit Speicher gering. Der Energieverbrauch und die Energiekosten sinken. Nachteilig ist, dass in jedem Fall ein Speicher benötigt wird. Während bei Radiatorheizungen ein Speicher allein schon wegen der Sperrzeiten der EVU notwendig ist, wäre dies sonst bei Bodenheizungen gemäss FAWA-Studie nicht notwendig.

## Dank

Die Autoren danken dem Bundesamt für Energie für die finanzielle Unterstützung dieser Untersuchung.

## Quelle

- [1] Erb Markus, Hubacher Peter, Ehrbar Max, Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen FAWA 1996-2003, Bundesamt für Energie, CH-3003 Bern

## Abkürzungsverzeichnis

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

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

## Nützliche Adressen

### Bereichsleitung Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung und Kälte:

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

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

### Programmleitung Forschung und Entwicklung:

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

### Programmleitung Pilot- und Demonstrationsprojekte:

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

### Fördergemeinschaft Wärmepumpen Schweiz (FWS)

Stephan Peterhans, Geschäftsführer, [stephan.peterhans@fws.ch](mailto:stephan.peterhans@fws.ch)  
Franz Beyeler, Leiter Informationsstelle, [franz.beyeler@fws.ch](mailto:franz.beyeler@fws.ch)

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

Internet: [www.fws.ch](http://www.fws.ch), [www.pac.ch](http://www.pac.ch)