

Wärmepumpen – noch effizienter und leiser

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

25. Juni 2003
Bernere Fachhochschule
HTA Burgdorf

Thomas Kopp (Hrsg.)

Alle Beiträge dieses Tagungsbands können ab Juli 2003 von der folgenden Internet-Adresse des Forschungsprogramms Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung (UAW) des Bundesamts für Energie (BFE) heruntergeladen werden:

www.waermepumpe.ch/fe

Vorwort

Wärmepumpen – noch effizienter und leiser

Wärmepumpen weisen als Heizsystem zahlreiche Vorteile auf. Sie nutzen die Wärme aus der Umgebung (Luft, Wasser, Erde) und greifen damit auf ein unerschöpfliches, erneuerbares Energiepotenzial zurück. Dank der Wärmepumpe lässt sich der Verbrauch fossiler Brennstoffe im Gebäudebereich markant reduzieren, es gelangen somit weniger Schadstoffe (z.B. CO₂) in die Luft.

Heute werden Wärmepumpen bereits in 40% aller neuen Einfamilienhäuser installiert. Ein stetig zunehmender Absatz zeigt die Marktbedeutung dieser Technik. Inzwischen hat sich die Forschung intensiv mit Fragen der Effizienzsteigerung und Geräuschreduktion befasst. Diese Themen stehen daher im Mittelpunkt der diesjährigen BFE-Tagung. Sie erhalten hier einen umfassenden Einblick in die vom Bundesamt für Energie initiierten und unterstützten Entwicklungen zukunftsweisender Technologien für eine verbreiterte Nutzung von Wärmepumpen sowohl für Neubauten als auch bei Sanierungen.

Wir möchten Ihnen aber auch einen kurzen Rückblick über die vergangenen zehn Jahre geben, die vom bisherigen Programmleiter, Martin Zogg, wesentlich geprägt wurden. An dieser Stelle sei Dir, Martin, herzlich für deinen Einsatz für die Wärmepumpenforschung gedankt. Neben dem Blick zurück gehört natürlich auch ein Blick in die Zukunft in das Tagungsprogramm. Die „Neuen“ des Bereichs UAW möchten die Gelegenheit nutzen, um ihre Ideen und Wünsche dem breiten Fachpublikum vorzustellen und anschliessend in einer Podiumsdiskussion einen Meinungsaustausch zu ermöglichen.

Nicht nur der Informationstransfer ist uns ein Anliegen, sondern auch die persönlichen Kontakte, die Sie im Rahmen dieser Tagung knüpfen können. Durch intensiven Austausch von Gedanken und Erfahrungen können wir gemeinsam die Nutzung von Umgebungswärme durch Wärmepumpen weiterbringen.

Thomas Kopp

Programmleiter F&E

des BFE-Forschungsprogramms Umgebungswärme, WKK, Kälte

Wir danken den Sponsoren der WP-Tagung 2003:

BKW-FMB Energie AG, Bern; KWT AG, Belp; SATAG Thermotechnik AG, Arbon

Referenten

Stefan Bertsch	dipl. Ing. FH Interstaatliche Hochschule für Technik (NTB) Werdenbergstrasse 4 CH-9471 Buchs bt@ntb.ch	
Prof. Dr. Thomas Afjei	Dipl. Masch.-Ing. ETH FHBB / Institut für Energie Fichtenhagstrasse 4 CH-4132 Muttenz t.afjei@fhbb.ch	
Dr. Hans Rudolf Graf	Dipl. Masch.-Ing. ETH Sulzer Innotec Zürcherstrasse 58 CH-8401 Winterthur hansrudolf.graf@sulzer.com	
Dr. Esfandiar Shafai	Dipl. Masch.-Ing. ETH IMRT, ETH-Zentrum ML K 37.3 CH-8092 Zürich shafai@imrt.mavt.ethz.ch	
Ewald Geisser	Dipl. Ing. FH Fachhochschule Rapperswil (HSR) Oberseestrasse 10 CH-8640 Rapperswil ewald.geisser@hsr.ch	
Dr. Martin Zogg	Dipl. Masch.-Ing. ETH Kirchstutz 3 CH-3414 Oberburg martin.zogg@bluewin.ch	
Prof. Dr. Thomas Kopp	Dipl. Masch.-Ing. ETH Fachhochschule Rapperswil (HSR) Oberseestrasse 10 CH-8640 Rapperswil tkopp@hsr.ch	BFE-Programmleiter F+E
Prof. Dr. Max Ehrbar	Dipl. Masch.-Ing. ETH FH für Technik (NTB) Werdenbergstrasse 4 CH-9471 Buchs ehrbar@ntb.ch	BFE-Programmleiter P+D
Fabrice Rognon	Bundesamt für Energie (BFE) Postfach CH-3003 Bern fabrice.rognon@bfe.admin.ch	BFE Bereichsleiter

Inhaltsverzeichnis

Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern

Phase 2: Bewertung der Abtauprozesse

Stefan Bertsch, Peter Hubacher, Prof. Dr. Max Ehrbar9

Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen

Planungshilfsmittel für standardisierte Wärmepumpenschaltungen steht bereit

Prof. Dr. Thomas Afjei23

Leisere Luft-Wasser-Wärmepumpen

Ergebnisse des Forschungsprojekts „Lärmreduktion bei
Luft-Wasser-Wärmepumpenanlagen“

Dr. Hans Rudolf Graf33

Pulsbreitenmodulation in der Praxis

Bericht über das Forschungsprojekt „Pulsbreitenmodulation für
Kleinwärmepumpen“

Dr. Esfandiar Shafai41

Kleinwärmepumpe mit Ammoniak als Arbeitsmittel

Ergebnisse des Forschungsprojekts „Kleinwärmepumpe mit Ammoniak“

Ewald Geisser60

Rückblick auf zehn Jahre BFE-Wärmepumpenforschung

Dr. Martin Zogg72

Ausblick in die zukünftigen F+E-Aktivitäten im UAW-Programm

Prof. Dr. Thomas Kopp85

Das Förderprogramm P+D: Strategien und Umsetzung

Prof. Dr. Max Ehrbar95

Stefan Bertsch
Technologietransferassistent am NTB
NTB Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs
Werdenbergstrasse 4
CH-9471 Buchs / SG
bt@ntb.ch
www.ntb.ch

Peter Hubacher
Hubacher Engineering
CH-9032 Engelburg
he-ko@bluewin.ch

Prof. Dr. Max Ehrbar
Leiter Institut für Mess-, Prüf- und Simulationstechnik (NTB)
Leiter Gütesiegelkommission
Werdenbergstrasse 4
CH-9471 Buchs / SG
max.ehrbar@ntb.ch

Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern

Phase 2: Bewertung der Abtauprozesse

Zusammenfassung

Bei luftgekühlten Verdampfern stellt man unter 0°C ein Vereisen der Verdampferlamellen fest. Dadurch sinkt einerseits die Heizleistung von Wärmepumpen ab und andererseits muss der Verdampfer periodisch abgetaut werden. Im Zuge einer Forschungsarbeit für das Bundesamt für Energie BFE wurde der elektrische Energiebedarf für verschiedene Abtausysteme (mit Hauptaugenmerk auf der Heissgasabtauung und der Prozessumkehrabtauung) theoretisch und messtechnisch untersucht.

Bei der Prozessumkehrung besteht der elektrische Abtauaufwand nicht nur aus dem elektrischen Energieaufwand des Kompressors während der Abtauphase, sondern auch aus indirekten elektrischen Energieaufwänden durch die Rückführung des Wärmeentzugs aus dem Heiznetz während der Abtauphase und den zusätzlichen Verlusten durch das Vierwegventil. Wenn all diese Effekte berücksichtigt werden, zeigt es sich, dass der elektrische Abtauenergieverbrauch von Wärmepumpen mit Prozessumkehrabtauung insgesamt nur wenig geringer ist als jener von Anlagen mit Heissgasabtauung. Es hat sich jedoch auch gezeigt, dass bei beiden Varianten noch ein sehr grosses Energiesparpotenzial vorhanden ist. Dies zeigt sich vor allem bei der Untersuchung von einigen alternativen Abtaumethoden.

Abstract

The fins of air-cooled evaporators freeze at evaporating temperatures below 0°C. This causes a drop in heating performance and in addition the evaporator has to be defrosted periodically. Besides a theoretical investigation, measurement data of 13 heat pumps were also analyzed. The electrical defrosting energy consumption of heat pumps with reverse cycle defrosting consists not only of the electrical energy during the defrosting cycle but also of indirect energy losses. These are the electrical energy to compensate the heat extraction of the heating system during defrosting, and the electrical energy to compensate the additional losses caused by the reversing valve. If all these effects are taken into account, the difference in electrical defrosting energy consumption of hot gas defrosting and reverse cycle defrosting becomes small. The results also show that there is a big potential for improvement in the defrosting of evaporators. This can be seen especially at heat pumps with alternative defrosting systems.

Einleitung

Derzeit beziehen etwa 50 % der neu ausgelieferten Wärmepumpen in der Schweiz ihre Umgebungswärme aus der Luft. Luftbeaufschlagte Verdampfer kondensieren Wasserdampf aus der Luft, der bei Verdampfertemperaturen unterhalb 0 °C vereist. Bei durchschnittlichen Wärmepumpen bedeutet dies, dass die Vereisung nicht nur bei Quellentemperaturen um den Gefrierpunkt und darunter einsetzt, sondern auch bei Quellentemperaturen bis zu etwa +7 °C. Dieser Eisansatz muss periodisch entfernt werden, was mit Energieaufwand verbunden ist und die Arbeitszahlen herabsetzt. Im Auftrag des Bundesamts für Energie haben wir verschiedene Abtauvarianten theoretisch untersucht und miteinander verglichen. Die zwei gebräuchlichsten Abtauverfahren wurden anschliessend auch messtechnisch genauer untersucht mit dem Ziel, einen Systemvergleich zu machen und Möglichkeiten zur Reduktion des Energiebedarfs für die Abtauung zu eruieren.

Insgesamt wurden 6 Abtauverfahren und 5 Steuerstrategien untersucht und in einem Schlussbericht [1] festgehalten. In der ersten Projektphase wurde der Energieaufwand für das Abtauen auf rein theoretischem Wege angegangen. Dabei wurden vor allem die beiden Hauptverfahren zur Entfernung des Eisansatzes, nämlich die Heissgasabtauung und die Abtauung mit Prozessumkehr, untersucht. Zusätzlich zu den Abtauverfahren wurden mehrere Verfahren zur Abtaueinleitung und Abtaubeendigung analysiert. Die zweite Phase [2] konzentrierte sich auf die quantitative Angabe des Abtauenergiebedarfs, wobei die beiden Hauptverfahren, Heissgasabtauung und Prozessumkehrabtauung, im Vordergrund standen. Zusätzlich wurden interessante alternative Abtauverfahren untersucht.

Zielsetzung

Ziel der Arbeit ist die Erfassung des Istzustandes des Energieverbrauchs für die Abtauung von luftbeaufschlagten Verdampfern und dessen Darstellung in Kennzahlenform. Diese Kennzahlen dienen als Referenz und Richtwerte für die Bewertung der Abtauung bei Luft-Wasser-Wärmepumpen. Das Verhältnis des Schmelzwärmebedarfs zur tatsächlich aufgewendeten Abtauwärme soll ebenso aufgezeigt werden wie der Anteil der indirekten Verluste am gesamten Abtauenergieaufwand bei der Prozessumkehrabtauung. Neben der gesamten Abtaudauer (Berücksichtigung des Zeitbedarfs für die Kompensation der aus dem Heiznetz entzogenen Wärme) interessiert auch der Einfluss der Naturabtauung auf den Abtaubedarf.

Vorgehensweise, Methodik

Die effektiven Energieaufwände für das Abtauen lassen sich nicht rein theoretisch herleiten. Aus diesem Grund wurden die grossen Datenmengen aus den Typenprüfungen am Wärmepumpentestzentrum Töss herangezogen und im Hinblick auf den Energieaufwand für die Abtauung untersucht. Vorgängig wurde von allen beteiligten Wärmepumpenherstellern die Erlaubnis zur Verwendung der Messdaten schriftlich eingeholt und zudem wurden die verwendeten Daten anonymisiert. Die Auswertung erfolgte für die Arbeitspunkte A-7/W35, A-7/W50, A2/W35, A2/W50, A7/W35 und A7/W50 (A = Quelltemperatur, W = Senktemperatur). Insgesamt wurden die Auswertungen für 6 Anlagen mit Prozessumkehr und 7 Anlagen mit Heissgasabtauung durchgeführt.

Um die Zusatzverluste durch das Vierwegventil (Ventil für die Prozessumkehr) zu bestimmen, wurde ein eigener Vierwegventilprüfstand aufgebaut, an dem die Druckverluste auf der Hochdruckseite und Niederdruckseite sowie die Leckage und der Wärmedurchgang von der Hochdruckseite zur Niederdruckseite gemessen wurden.

Für die Bewertung der Heissgasabtauung werden keine zusätzlichen Messungen benötigt.

Prinzip und Energieaufwand für die Prozessumkehrabtauung

Bei der Prozessumkehr wird der Kältekreislauf umgekehrt. Die verdichteten Heissgase nach dem Kompressor werden dem vereisten Verdampfer mit hohem Druck zugeführt und kondensieren dort. Dadurch wird im Verdampfer Wärme freigesetzt, um diesen abzutauen. Das verflüssigte Kältemittel wird dann in einem separaten Ventil (nur für die Abtauung) gedrosselt und geht in den Kondensator. Dort wird das Kältemittel mit der Wärme aus dem Heizkreislauf verdampft. Anschliessend wird dieses vom Verdichter wieder angesaugt und verdichtet. Damit die Richtung des Kältekreislaufes umgekehrt werden kann, wird zwischen dem Kondensator und dem Verdampfer ein Vierweg-Umschaltventil eingebaut (siehe Bild 1).

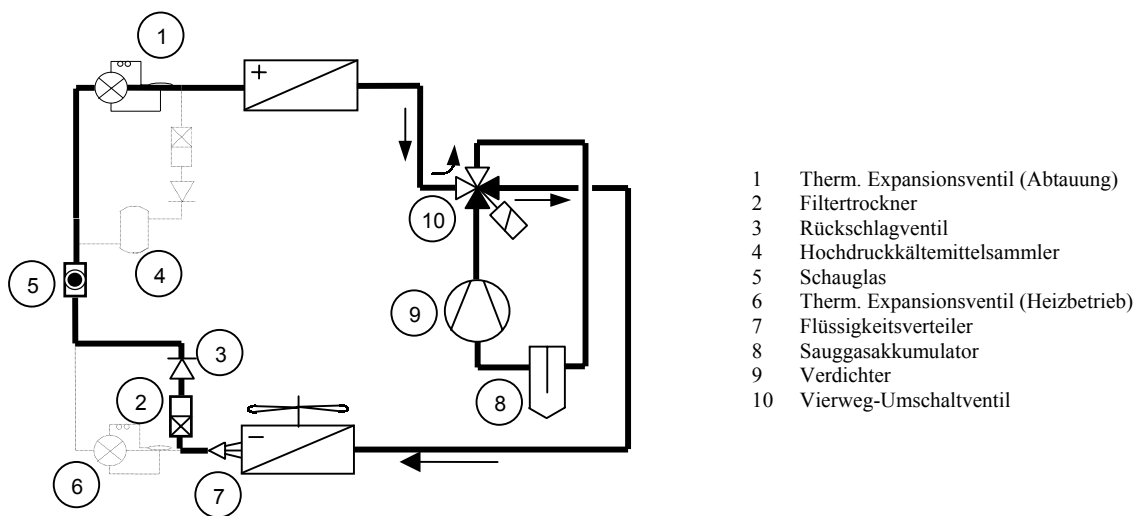


Bild 1: Schema einer Wärmepumpe mit Prozessumkehrabtauung.
(Die fett ausgezogenen Kältemittelleitungen deuten den Abtaubetrieb an)

Bei der Prozessumkehr setzt sich der elektrische Abtauenergieaufwand aus dem *direkten* Aufwand an elektrisch zugeführter Energie und den *indirekten* Energieaufwänden zusammen (1).

$$E_{\text{El,Defrost}} = E_{\text{El,Direkt}} + E_{\text{El,Indirekt}} \quad (1)$$

$E_{\text{El,Defrost}}$	Elektrischer Energiebedarf für die Abtauung
$E_{\text{El,Direkt}}$	Elektrischer Energiebedarf des Kompressors während der Abtauung
$E_{\text{El,Indirekt}}$	Elektrischer Energiebedarf für die Abtauung durch indirekte Verluste (Vierwegventil, Senke)

Der indirekte Energieaufwand (2) rührt einmal von der dem Heizkreis entzogenen Wärme her, die nach dem Abtauen wieder zugeführt werden muss. Die damit verbundene elektrische Energiezufuhr ist der Quotient aus Wärmeentzug während dem Abtauen und Leistungszahl der Wärmeerzeugung beim Wiederezuführen der bezogenen Wärme (3).

$$E_{\text{El,Indirekt}} = E_{\text{El,Senke}} + E_{\text{El,Vierwegventil}} \quad (2)$$

$E_{\text{El,Senke}}$	Elektrische Energie zur Kompensation der der Senke während der Abtauung entzogenen Wärme
$E_{\text{El, Vierwegventil}}$	Elektrischer Energiebedarf für die Kompensation der Verluste durch das Vierwegventil während des Heizbetriebes

$$E_{El,Senke} = \frac{Q_{Senke,Defrost}}{\epsilon_{WP}} \quad (3)$$

$Q_{Senke,Defrost}$ Wärme, die der Senke während der Abtauung entzogen wurde
 ϵ_{WP} Leistungszahl der Wärmepumpe im Heizbetrieb

Zudem entstehen wegen des Vierwegventils zur Umsteuerung des Prozesses saug- und heissgasseitig zusätzliche Druckverluste, Leckagen und Wärmeübertragungen von der Druck- auf die Saugseite. Obwohl diese Effekte relativ klein sind, treten sie doch während der gesamten Zeit im Betriebszustand *Heizen* auf. Da die Heizzeit wesentlich länger als die Abtauzeit dauert, summieren sich diese Nebeneffekte zu einem beträchtlichen Betrag auf. Diese Nebeneffekte sind auch wirksam, wenn die Verdampfungstemperatur über 0 °C liegt und keine Abtauung mehr erforderlich ist.

Die Aufteilung des Energieaufwandes auf die direkten und indirekten Energieaufwände ist in Bild 2 zu sehen. Es hat sich gezeigt, dass der zusätzliche elektrische Abtauenergieaufwand für das Vierwegventil im Bereich von 20% liegt, ca. 50% der elektrischen Abtauenergie werden für die Kompensation der aus dem Heiznetz entzogenen Wärme benötigt und 30% beträgt der direkte Abtauanteil.

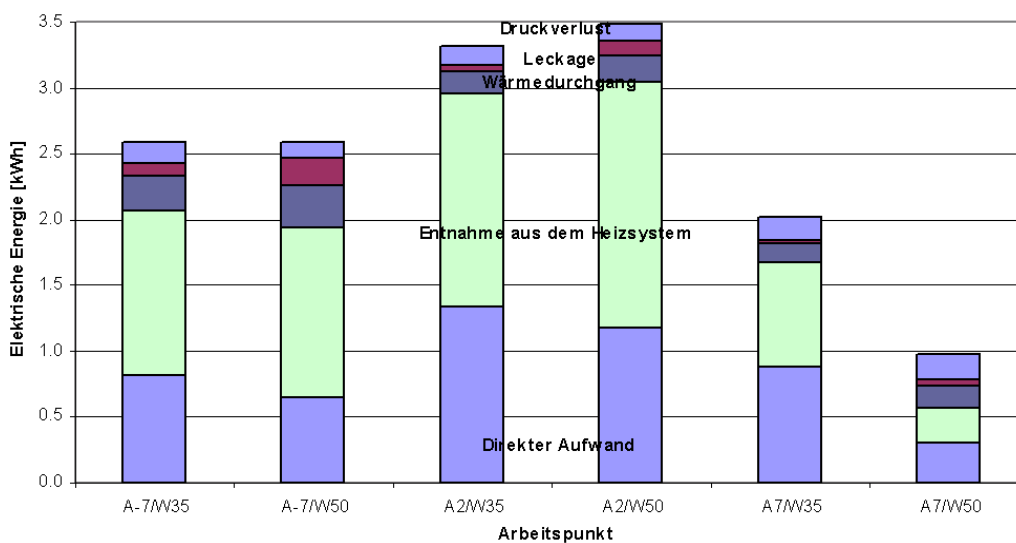


Bild 2: Aufteilung des elektrischen Abtauenergieaufwandes bei Wärmepumpen mit Prozessumkehrabtauung zur Erzeugung von 100 kWh Nutzwärme.

Prinzip und Energieaufwand für die Heissgasabtauung

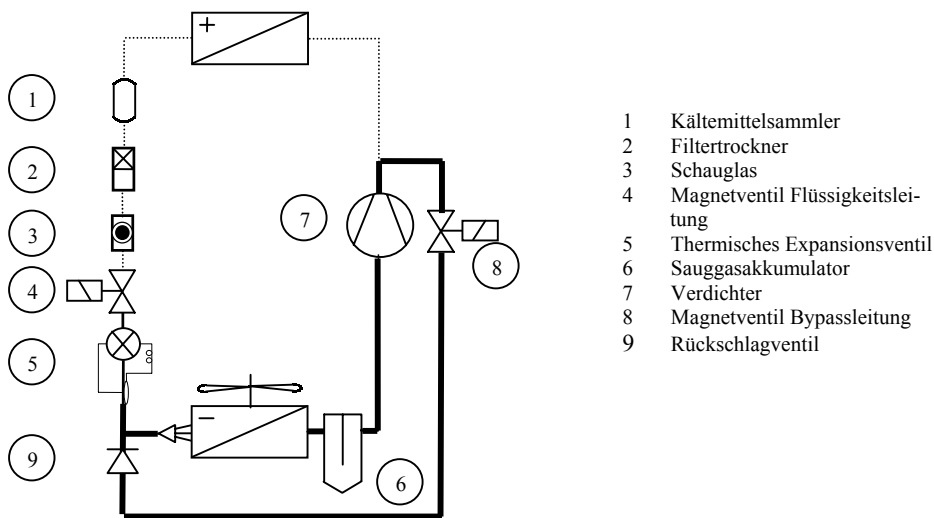


Bild 3: Wärmepumpe mit Heissgasabtauung.
(Die fett ausgezogenen Kältemittelleitungen deuten den Abtaubetrieb an)

Eine Wärmepumpe mit Heissgasabtauung heizt im Abtaubetrieb den Verdampfer mit den Heissgasen auf, welche nach dem Verdichtungsprozess aus dem Verdichter austreten. Wird eine Abtauung eingeleitet, öffnet das Magnetventil in der Bypassleitung, welches in Bild 3 eingezeichnet ist. Das zweite Magnetventil in der Flüssigkeitsleitung schliesst, damit kein flüssiges Kältemittel mehr durch den Kondensator strömen kann.

Bei der Heissgasabtauung fallen keine zusätzlichen indirekten Energieaufwände für die Abtauung an. Hingegen ist hier die Abtauzeit grösser als bei der Prozessumkehr. Dadurch muss auch mit mehr Wärmeverlusten in der Heissgasleitung zwischen Kompressor und Verdampfer gerechnet werden, da ein Teil der Wärme im Heissgas über die Heissgasleitungsoberflächen an die Umgebung abgegeben werden.

Naturabtauung

In der Praxis stehen die Wärmepumpen bei höheren Umgebungstemperaturen mehr oder weniger lang still. In dieser Zeit kann je nach den Temperaturverhältnissen eine Naturabtauung erfolgen. Diese ist nicht nur vom Verhältnis der Stillstandszeit zur Laufzeit der Wärmepumpe abhängig, sondern auch von der absoluten Stillstandsdauer.

Würde man die Naturabtauung nicht berücksichtigen so würde die Heissgasabtauung gegenüber der Prozessumkehrabtauung benachteiligt. Dies rührt daher, dass die *indirekten* Energieverbräuche der Abtauung mit Prozessumkehr im Dauerbetrieb auf einen grösseren *direkten* Abtauenergieaufwand stossen und damit relativ gesehen kleiner werden. Aus diesem Grunde muss der Anteil der Naturabtauung bestimmt werden. Dies wurde einerseits auf dem Prüfstand gemacht, indem man Stillstandszeiten einbaute und die Masse des abgeschmolzenen Eises während des Stillstandes gemessen hat. Andererseits wurden einige Maschinen mit einer einfachen Messmethode im Feld untersucht, um realistische Lauf- und Stillstandszeiten zu erhalten.

Die Ergebnisse der Labormessung zeigen, dass die Naturabtauung erst einige Zeit nach dem Abstellen der Wärmepumpe zum Abtropfen des Kondensats führt. Bei einer Quellentemperatur von 2°C beträgt die Verzögerung ca. 1.5 h (der Verdampfer ist ca. 15° aus der Vertikalen geneigt). Dies lässt sich folgendermassen erklären: Damit das Kondensat abtropfen kann, muss der Verdampfer erst auf 0 °C erwärmt werden. Dann entsteht „Schneematsch“, der auf den Lamellen haftet und nicht abrinnt. Somit tropft das Wasser erst ab, wenn das Eis am Verdampfer komplett aufgetaut ist. Bei 7 °C Quellentemperatur ist die Verzögerung nur sehr gering und die Naturabtauung beginnt schon wenige Minuten nach dem Abstellen der Wärmepumpe.

Allgemein zeigt sich, dass das Wasser sehr gut am Verdampfer haftet und nur sehr langsam abfließt. Die Geschwindigkeit und Auswirkung der Naturabtauung kann erhöht werden, wenn das Wasser mit Hilfe des Ventilators auf der Quellenseite ausgeblasen wird. Auch die Konstruktion und Einbaulage des Verdampfers wirkt sich auf das Abfließen des Kondensats aus.

Die Lage der Abtauphase in Bezug auf die Stillstandszeiten der Wärmepumpe ist von entscheidender Bedeutung für die Wirkung der Naturabtauung. Findet eine Abtauung direkt vor einer Stillstandsphase statt, so ist der Verdampfer eisfrei und die Naturabtauung kommt nicht zur Wirkung.

Durch den Einsatz intelligenter Steuerungen, die das Zusammenspiel von Abtauzeit, Stillstandszeit und Einsatz des Ventilators auf der Quellenseite berücksichtigen, kann die Wirkung der Naturabtauung optimiert werden und somit der Gesamtabtauaufwand für die Wärmepumpe gesenkt werden. Dieser Themenkreis wird in der nächsten Projektphase genauer untersucht werden.

Abtaueffizienz

Da sich das Abtauverhalten bei Maschinen mit Prozessumkehr komplett von jenem der Anlagen mit Heissgasbypassabtauung unterscheidet, stellt sich die Frage, welche Art der Abtauung effizienter ist. Die Heissgasabtauung führt zu einem langsamen Erwärmen des Verdampfers, das Eis wird flüssig und rinnt ab. Bei der Prozessumkehr hingegen fällt das Eis oft in Plattenform ab und es entstehen Dampfschwaden. Die Abtaueffizienz bildet das Verhältnis der nötigen Schmelzwärme des Eises zur Abtauwärme, die von der Wärmepumpe erzeugt wird (6).

$$\tau_{\text{Defrost}} = \frac{Q_{\text{Defrost,theoretisch}}}{Q_{\text{Defrost,real}}} \quad (6)$$

τ_{Defrost}	Abtaueffizienz der Wärmepumpe
$Q_{\text{Defrost,theoretisch}}$	Theoretisch für die Abtauung benötigte Wärme (Aufwärmen und Schmelzen des Eises)
$Q_{\text{Defrost,real}}$	Tatsächlich von der Wärmepumpe erzeugte Abtauwärme

Wie in Bild 4 zu sehen ist, besitzt die Heissgasabtauung eine grössere Abtaueffizienz als die Prozessumkehrabtauung. Dies kommt daher, dass durch die hohen Temperaturen bei der Prozessumkehrabtauung die Verluste an die Umgebung grösser sind und der Verdampfer stärker aufgeheizt wird. Auch die Steuerung der Abtauung ist wesentlich schwieriger, da sich durch die grosse Abtauleistung schon eine geringfügig zu lange Abtauphase negativer auf die Arbeitszahl auswirkt.

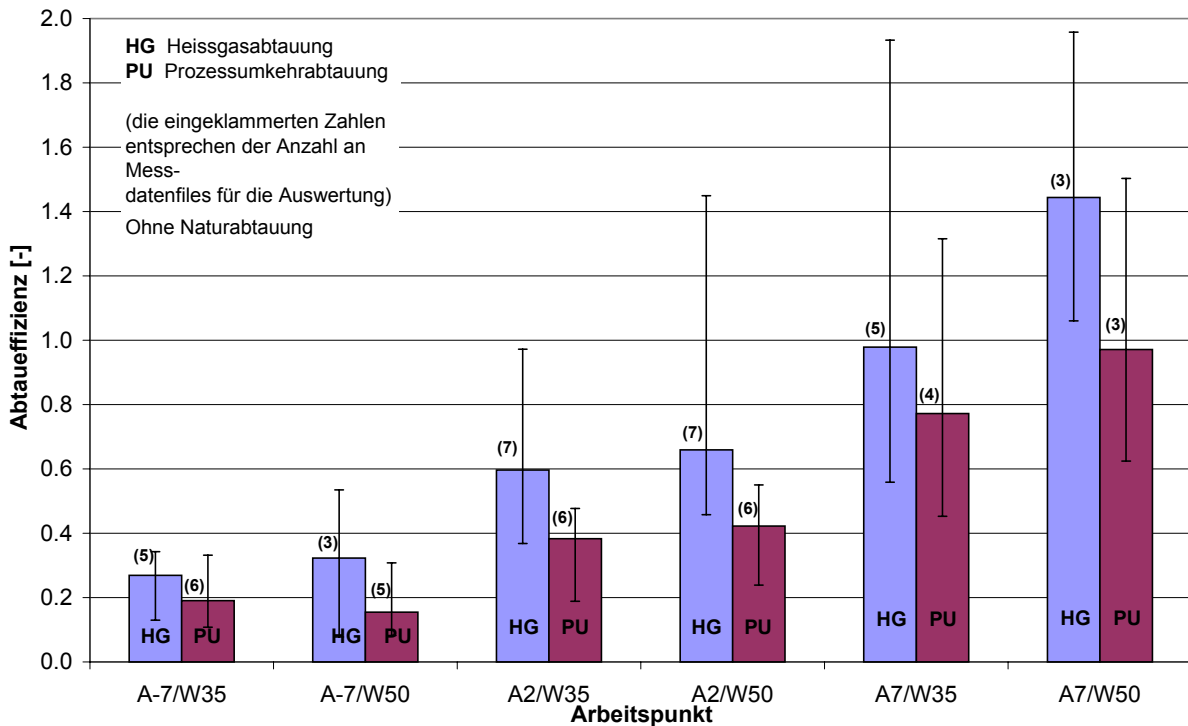


Bild 4: Vergleich der Abtaueffizienz von Wärmepumpen mit Prozessumkehrabtauung bzw. Heissgasabtauung (die grosse Streuung resultiert aus den verschiedenen Abtaustrategien).

Bei den untersuchten Arbeitspunkten mit einer Quellentemperatur von 7 °C zeigt sich, dass die Abtaueffizienz auch grösser als 1 werden kann. Dies kann dadurch erklärt werden, dass nicht der gesamte Verdampfer gleichmässig vereist und somit ein Teil des Wassers gar nicht geschmolzen werden muss. Zudem unterstützt die warme Quellenluft die Abtauleistung der Wärmepumpe. Die Auswirkungen der verschiedenen Einflussgrössen sind mit Hilfe des Energieflussdiagramms in Bild 5 leichter verständlich.

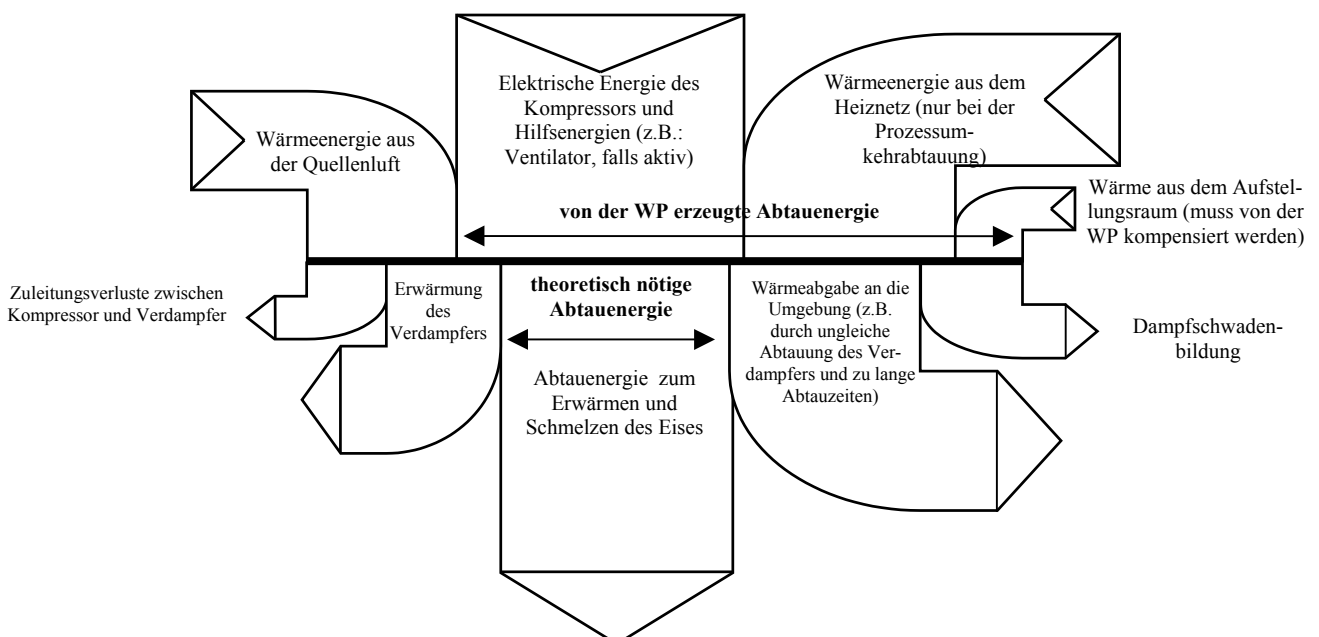


Abb.5: Energiebilanzskizze des Abtauprozesses zur Bestimmung der Abtaueffizienz.

Dauer des Abtauvorganges

Neben der Abtaueffizienz spielt auch die Abtauzeit eine massgebliche Rolle für die Abtauung. Gemeinhin heisst es, dass die Prozessumkehrabtauung drei bis vier mal schneller als die Heissgasabtauung ist. Dies ist für die *direkte* Abtauzeit richtig. Berücksichtigt man jedoch auch die Zeit, die benötigt wird, um die Wärme, die dem Heiznetz während der Abtauung entzogen wurde, zu kompensieren, so sieht man, dass der Unterschied nicht so gravierend ist, wie gemeinhin angenommen. In Bild 6 ist der Anteil der Zeit für die Abtauung im Verhältnis zur Heizzeit aufgetragen.

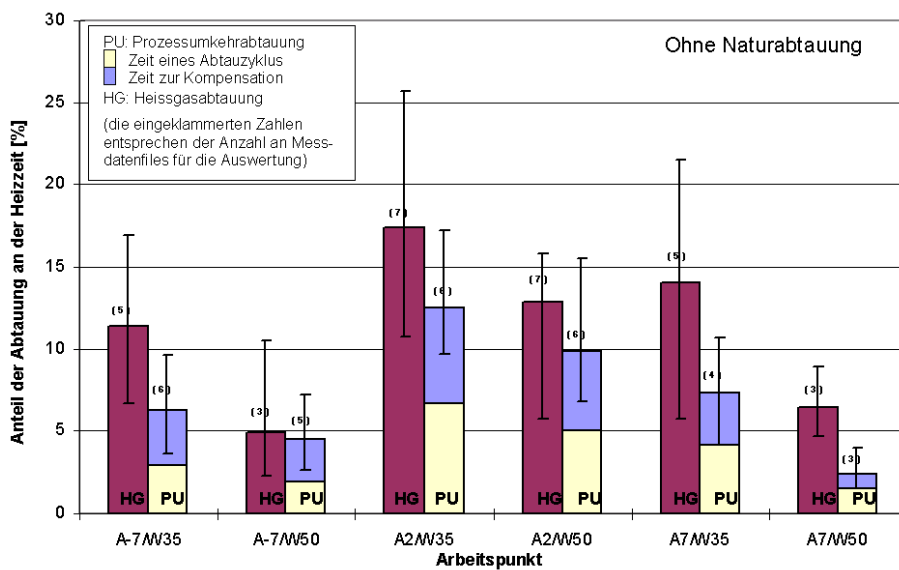


Bild 6: Anteil der Abtauzeit von Heissgas- und Prozessumkehrabtauung an der Heizzeit.

Elektrischer Abtauenergiebedarf von Heissgas- und Prozessumkehrabtauung

In Bild 7 ist der Vergleich von Heissgasabtauung und Prozessumkehrabtauung zu sehen. Die Heissgasabtauung benötigt trotz besserer Abtaueffizienz etwas mehr Energie für die Abtauung als die Prozessumkehrabtauung. Bei hohen *Senk*temperaturen ist der Unterschied geringer, da dort die Effizienz der Heissgasabtauung besser ist und der Abtauaufwand aufgrund der geringeren Verdampfervereisung (kleinere Leistung am Verdampfer im Heizbetrieb führt zu geringerer Vereisung) geringer ist.

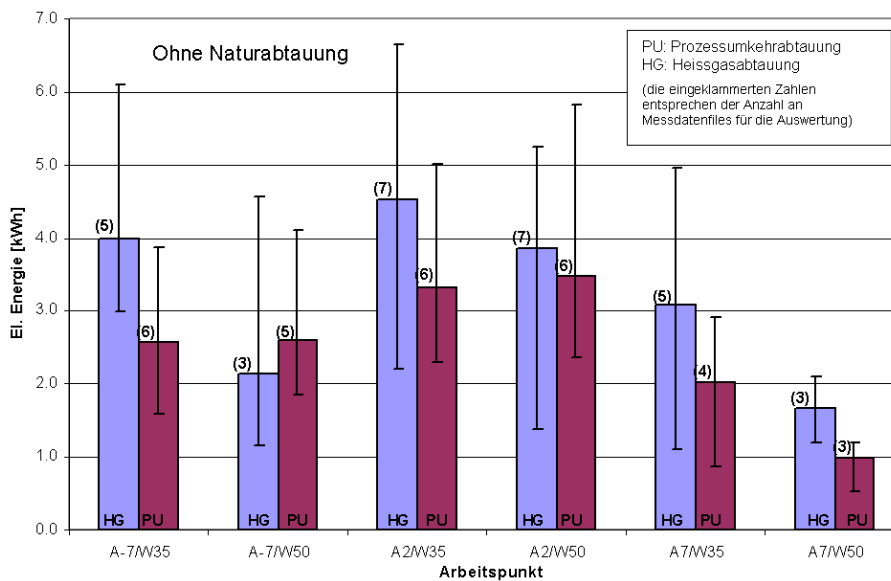


Bild 7: Elektrischer Abtauenergieaufwand bei Heissgas- und Prozessumkehrabtauung zur Erzeugung von 100 kWh Nutzwärme.

In Bild 7 wurde die Auswertung im Dauerbetrieb durchgeführt. Berücksichtigt man die Naturabtauung, so sind die Unterschiede zwischen den beiden Abtauvarianten geringer, da die Heissgasabtauung wie bereits erwähnt mehr von der Naturabtauung profitiert.

Abtauenergiebedarf im Jahresschnitt

Um eine Kenngrösse zu erhalten, welche die Abtauung mittels Prozessumkehr und die Heissgasabtauung miteinander fair vergleicht, muss einerseits die Naturabtauung berücksichtigt werden und andererseits eine Gewichtung des Abtaubedarfs mit der Umgebungstemperatur während der Heizperiode vorgenommen werden. Aus diesem Grund wurden die Laufzeitdaten von Wärmepumpen erhoben und in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur aufgetragen. Zusammen mit den Daten aus der Messung der Naturabtauung konnte ein Jahresmittelwert für die Prozessumkehrabtauung und die Heissgasabtauung bestimmt werden. Die Ergebnisse sind in Tab. 1 zu finden.

Tab. 1: Elektrischer Abtauenergiebedarf zur Erzeugung von 100 kWh Nutzwärme (Jahresschnitt).

Naturabtauung berücksichtigt	Senktemperatur [°C]	Elektrischer Abtaubedarf [kWh]	
		Heissgas	Prozessumkehr
Nein	35	3.5	2.5
	50	2.5	2.4
	<i>Mittelwert</i>	<i>3.0</i>	<i>2.5</i>
Ja	35	2.6	2.0
	50	2.0	2.1
	<i>Mittelwert</i>	<i>2.3</i>	<i>2.1</i>

Anlagen mit Heissgasabtauung benötigen bei einer Senktemperatur (Vorlauftemperatur) von 35°C 30 % mehr elektrische Energie für die Abtauung, bei 50 °C Senktemperatur benötigen sie etwas weniger als Anlagen mit Prozessumkehrabtauung. Der Unterschied resultiert zum Teil aus der höheren Leistung der Heissgasabtauung bei hohen Senktemperaturen und die somit kürzere Abtauzeit, die zu geringeren Verlusten an die Umgebung führt. Die Prozessumkehrabtauung benötigt unabhängig von der Senktemperatur im Schnitt 2.1 kWh elektrische Abtauenergie für 100 kWh Nutzwärme. Somit ist die Prozessumkehrabtauung im Jahresschnitt nach heutigem Stand im Schnitt etwas energiesparender als die Heissgasabtauung.

Alternative Abtauarten

Retrofit-Wärmepumpen

Die Swiss Retrofit Heat Pump basiert auf einem Wärmepumpenkonzept, das mit Hilfe einer Luft-Wasser-Wärmepumpe Vorlauftemperaturen bis zu 60 °C erreicht. Für die Warmwasseraufbereitung wird ein zweiter Kältemittelkreislauf verwendet. Dieser Bericht befasst sich jedoch nur mit der Abtauung des Luftkühlers, der als Wärmequelle für den Zwischenkreislauf dient. Im Zuge eines BFE-Projektes [3] wurden an zwei Retrofit-Wärmepumpen im Feld Messungen durchgeführt. Aus den damals gewonnenen Messdaten wurde für dieses Projekt der Abtauaufwand ermittelt.

Die Retrofit-Wärmepumpe bezieht ihre Wärme über einen Solezwischenkreislauf aus der Luft. Bei der Abtauung wird der Luftkühler mit vorgewärmter Sole durchströmt. Die Vorwärmung der Sole wird erreicht, indem man den Solekreislauf mittels Dreiwegventil umleitet und über einen Plattenwärmetauscher Wärme aus dem Heiznetz entzieht. Nach Beendigung der Abtauung wird das Dreiwegventil wieder umgestellt und der Heizbetrieb wird fortgesetzt. Der elektrische Abtauenergiebedarf setzt sich somit aus der elektrischen Energie für die Umwälzpumpe und der elektrischen Energie zur Kompensation der aus dem Heiznetz entzogenen Wärme zusammen. Bei der Kompensation der Wärmeentnahme wird die Leistungszahl der Wärmepumpe berücksichtigt.

Auf Grund ihrer sehr guten Abtaustrategie (Abtaueinleitung über Differenzdruckfühler am Luftkühler) besitzt die Retrofit-Wärmepumpe im Feld einen sehr geringen Abtauenergiebedarf. Schaut man sich die Messdaten aber genauer an, so sieht man, dass dieser durch den hohen Naturabtauungsanteil erreicht wird. Über 1°C Aussentemperatur taute die Retrofit-Wärmepumpe im Feld nie ab. Um einen Vergleich mit den anderen Abtauarten machen zu können, wurde von den Feldbedingungen auf die Laborbedingungen zurückgerechnet. Dabei zeigte sich, dass die Abtauung mit einem Solezwischenkreislauf wie bei der Retrofit-Wärmepumpe mit einer herkömmlichen Abtausteuering energetisch gesehen schlechter ist, als die Heissgasabtauung oder Prozessumkehrabtauung. Erklärbar ist dies dadurch, dass die Sole im Zwischenkreislauf auf recht hohe Temperaturen aufgeheizt wird. Jener Anteil der Wärme, die dem Heiznetz entzogen und nicht für die Abtauung verwendet wurde, ist nun auf der „kalten Seite“ der Wärmepumpe und muss im Heizbetrieb wieder kompensiert werden. Um diese Verluste möglichst klein zu halten, wäre ein kleines inneres Volumen des Solezwischenkreislaufs wünschenswert. Dagegen spricht aber, dass der Druckverlust bei kleinen Leitungsquerschnitten stark ansteigt und die Umwälzpumpenleistung erhöht werden müsste, was sich ebenfalls negativ auf die Leistungszahl auswirkt.

Wärmepumpe mit Luftabtauung

Die im Folgenden beschriebene Wärmepumpe besitzt eine Abtauung mit Umluft. Die warme Luft für die Abtauung wird aus dem Aufstellraum bezogen. Um dies zu erreichen, sind die Luftkanäle für die Quellenluft der Wärmepumpe umschaltbar. Wenn die Abtauung startet, wird der Verdichter abgeschaltet und der Luftkanal von Aussenluft auf Raumluft umgeschaltet. Durch das Gebläse wird nun die warme Raumluft über den vereisten Verdampfer geleitet, der somit erwärmt wird und ab

taut. Ist die Abtauung beendet, wird die Luftklappe umgestellt und die Wärmepumpe saugt wieder Aussenluft an. Der Kompressor schaltet wieder ein und beginnt einen neuen Heizzyklus.

Der Abtauenergieaufwand setzt sich aus dem direkten elektrischen Aufwand, der durch den Ventilator während der Abtauung benötigt wird, und dem indirekten Aufwand zusammen. Der indirekte Anteil ist die Energie, die benötigt wird, um die Wärme, die dem Raum entzogen wird, zurückzuliefern. Die dem Raum entzogene Wärme berechnet sich als Differenz der benötigten Abtauenergie und der elektrischen Energie der Ventilatoren während der Abtauung. Da bei einer Aufstellung in einem Kellerraum auch Wärme aus dem umliegenden Erdreich entzogen wird, ist die benötigte Energie zur Kompensation der entzogenen Wärme in Wirklichkeit noch geringer. Vorteile dieser Lösung sind einerseits die sanfte Abtauung (kein Temperaturschock für die Komponenten) und die hohe Energieeffizienz (höchster uns bekannter Abtauwirkungsgrad und geringster Abtauenergiebedarf). Nachteilig sind die hohen Temperatur- und Feuchteschwankungen im Aufstellungsraum und die Begrenzung der maximalen Wärmepumpenleistung durch den Wärmeinhalt der Luft im Aufstellungsraum.

In einer eingehenden Untersuchung in der Phase 3 des Projektes *Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern* wird dieses Abtauconcept noch genauer untersucht werden.

Abtauen mit warmer Kältemittelflüssigkeit

Im Kältemittelsammler einer Wärmepumpe befindet sich nach dem Heizbetrieb warmes Kältemittel. Diese Energie kann zur Abtauung genutzt werden. Wie in Bild 8 zu sehen ist, wird das Kältemittel bei dieser Abtauvariante mit einer kleinen Pumpe während der Abtauung durch den Verdampfer gepumpt. Mittels des warmen Kältemittels schmilzt das Eis ab und der Verdampfer ist enteis. Nach der Abtauung schliesst das Magnetventil (6) wieder und der Heizbetrieb läuft wie bei einer herkömmlichen Wärmepumpe.

Die Energiebilanz und auch die Betriebskosten für diese Methode der Abtauung sind recht günstig. Neben den geringen Pumpenverlusten im Abtaubetrieb muss nur die dem Sammler im Laufe der Abtauung entzogene Wärme zurückgeliefert werden. Problematisch hingegen ist die Sammlergrösse. Um eine Abtauung in allen Arbeitspunkten durchführen zu können, ist ein grosser Sammler und viel Kältemittel nötig.

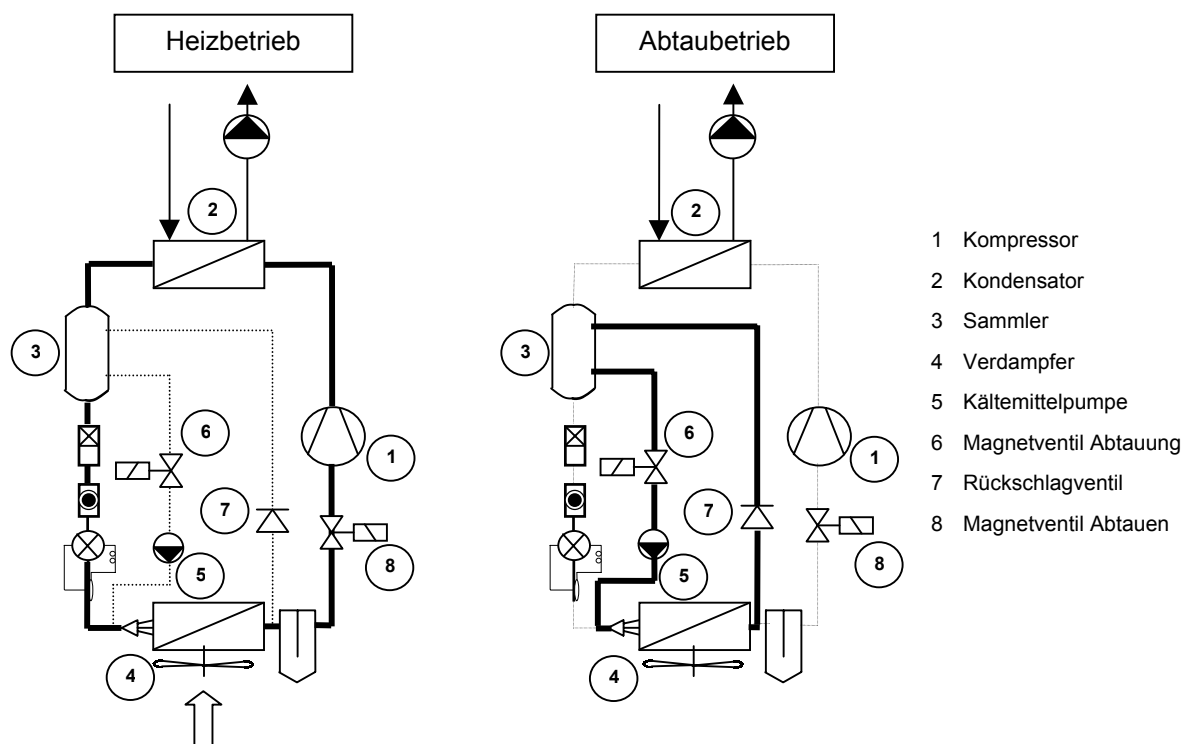


Bild 8: Wärmepumpe mit einer Abtauung durch warme Kältemittelflüssigkeit.

Ausblick

Aus den Ergebnissen der Messungen und den Erfahrungen, die man daraus gewinnen konnte, zeigt sich, dass noch ein grosses Energiesparpotenzial im Bereich der Abtauung von Luft-Wasser-Wärmepumpen vorhanden ist. Aus diesem Grund wird derzeit bereits an der dritten Phase des Projektes *Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern* gearbeitet. Gegenstand der neuen Projektphase sind die folgenden Themen:

- Experimentelle Untersuchung der Naturabtauung
- Untersuchung der Abtauung mittels warmer Raumluft
- Effizienzsteigerung der Abtauleistung bei Wärmepumpen mit Heissgasabtauung
- Erarbeitung neuer Strategien für die Steuerung der Abtauung (Naturabtauung, Abtauung mittels Ventilator)

Das Projekt *Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern, Phase 2 Bewertung der Abtauprozesse* wurde im Auftrag des Bundesamts für Energie (BFE) durchgeführt. Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren der ARGE Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs/Hubacher Engineering verantwortlich. Dem BFE sei an dieser Stelle für die Unterstützung bestens gedankt.

Quellen

- [1] Ehrbar M. Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern,
Hubacher B. Phase 1, Schlussbericht, Bundesamt für Energie 2000, ENET 0036270,
Download ab www.waermepumpe.ch/fe

- [2] Bertsch S. Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern,
Ehrbar M. Phase 2, Schlussbericht, Bundesamt für Energie 2002, ENET 220187
Hubacher P. Download ab www.waermepumpe.ch/fe

- [3] Gabathuler H. Messungen an Retrofit-Wärmepumpen, Phase 2, Schlussbericht
Mayer H. Bundesamt für Energie 2002, ENET 220143
Download ab www.waermepumpe.ch/fe

- [4] Deller M Wärmequelle Luft für Retrofit-Wärmepumpen, Schlussbericht
Kopp Th. Bundesamt für Energie 2002, ENET 220137
Download ab www.waermepumpe.ch/fe

Prof. Dr. Thomas Afjei
Dozent Gebäudetechnik
FHBB Institut für Energie
Fichtenhagstrasse 4
CH-4132 Muttenz
t.afjei @ fhbb.ch
www. fhbb.ch/energie

Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen

Planungshilfsmittel für standardisierte Wärmepumpenschaltungen steht bereit

Zusammenfassung

Nach einer Evaluation der häufigsten Schaltungen von kleinen Wärmepumpenanlagen mit Heizleistungen bis 25 kW werden sieben Standardschaltungen definiert. In Zusammenarbeit mit Wärmepumpenanbietern achtet man auf gute Praxistauglichkeit, hohe Energieeffizienz und Zuverlässigkeit. Die Schaltungen werden daraufhin mit Computersimulationen detailliert untersucht und optimiert. Das Ergebnis dient als Grundlage für eine einfach anwendbare tabellarische Planungshilfe, die das Auswählen der geeignetsten Variante und die vollständige Dimensionierung der Anlage erleichtert. Diese Planungshilfe ist ein wichtiger Schritt zur Reduktion der verwirrenden Zahl existierender Schaltungen. Sie wird bereits erfolgreich in der Ausbildung an Techniker- und Fachhochschulen eingesetzt.

Abstract

After an evaluation of commonly applied hydraulic schemes for small residential heat pump heating systems with a capacity of up to 25 kW, seven generic standard schemes have been established. A good practical feasibility, a high energy efficiency and a proven reliability have been scrutinized in cooperation with heat pump suppliers. Certain issues in relation to the schemes have been investigated more precisely with the aid of computer simulation and optimized. The conclusions arising from these simulations are incorporated in straightforward design tools supporting the choice of the appropriate scheme with a complete dimensioning. The design tool is an important step to reduce the confusing number of existing schemes. It is already used in education of technicians and energy engineering students.

Warum ein Planungshilfsmittel?

Im Einfamilienhausbau ist meist kein Heizungsplaner beteiligt. Der Installateur entscheidet – mitunter in Absprache mit dem Wärmepumpenhersteller – über die Hydraulikschaltung, Dimensionierung und Reglereinstellung. Die Praxis zeigt jedoch, dass es eine verwirrende Vielfalt von Möglichkeiten gibt, hydraulische Schaltungen von Wärmepumpenanlagen auszulegen und zu betreiben. Auch im laufenden BFE-Projekt „Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen (FAWA)“ wurde offensichtlich, dass die Effizienz der gemessenen Gesamtanlagen stark streut, obwohl die Wärmepumpe selbst gute Leistungsdaten aufweist, wie auch die Statistik des Wärmepumpentestzentrums Winterthur-Töss (WPZ) zeigt. Die unterschiedlichen Schaltungen funktionieren häufig fehlerhaft oder die Regelungskonzepte sind störungsanfällig. Viele dieser Anlagen laufen ineffizient oder weisen keine zufriedenstellende Betriebssicherheit auf.

Zur Verbesserung der Anlagenqualität hat das Bundesamt für Energie am 18. Mai 2000 ein Projekt zum Thema „Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen bis 25 kW“ ausgeschrieben, welches Ende 2002 von einem Projektteam bestehend aus der HTA Luzern, Dr. Eicher+Pauli AG, Gabathuler AG, PLANAIR SA und der FHBB (Projektleitung) abgeschlossen wurde ([5], [6]).

Ausgangslage

Das Projekt STASCH (Standardschaltungen für Klein-Wärmepumpenanlagen bis 25 KW) wurde lanciert, um ergänzend zum Projekt FAWA (Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen) spezielle Fragestellungen mit Computersimulationen genauer zu untersuchen. Dies gilt zum einen für Erfahrungen aus dem FAWA-Projekt, die phänomenologisch nicht oder nicht vollständig erklärt werden können, zum andern für Grenzfälle, für die in der Praxis widersprüchliche Lehrmeinungen herrschen.

Die aus den Simulationen gewonnenen Erkenntnisse fliessen in Planungshilfen (Teil 1 des Schlussberichts) ein, mit denen der Installateur ohne Computerhilfe die Wärmepumpenheizung dimensionieren kann.

Auswahl von sieben Standardschaltungen

In einer ersten Etappe wurden Hydraulikschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen anhand ihrer Praxistauglichkeit und Fehlertoleranz evaluiert. Hierin flossen Erfahrungen aus Feldmessungen (FAWA), aus den Dokumentationen bisheriger Standardschaltungen (RAVEL, SWKI, FWS) und die an einem Workshop in Olten gezeigten Standardschaltungen von Schweizer Herstellern und Anbietern ein.

Es werden Varianten mit verschiedenen Wärmequellen und verschiedenen Wassererwärmungsmethoden für den Neubau (Vorlauf 35-45°C) und die Sanierung (Vorlauf 55-65°C) untersucht. Beurteilungskriterien sind *Komfort*, *Jahresnutzungsgrad*, *Elektrizitätsverbrauch*, *Investitionskosten* und *Robustheit gegenüber Störungen*.

Es wurden sieben Standardschaltungen ausgewählt (Bild 1) und mit detaillierten Auslegungsrichtlinien und Planungshilfen ergänzt. Die Randbedingungen für die Planungshilfen ergaben sich aus den Simulationsresultaten.

Alle Standardschaltungen sind auf dem Markt etabliert und werden von mehreren Herstellern angeboten. Mit Kenntnis des Gebäudes (Angaben nach SIA380/1, SIA384/2 oder Messungen) und dem Wärmeverteilsystem (Radiatoren oder Fussbodenheizung) kann mit der Planungshilfe die richtige Schaltung ausgewählt und dimensioniert werden. Dies umfasst u.a. die Grösse von Wärmepumpe, Speicher, Rohren und Umwälzpumpen, die Positionierung der Temperaturfühler, die Heizkurve, die Hysterese zum Ein-/Ausschalten und die Einstellung des Überströmventils bei Schaltungen mit Thermostatventilen.

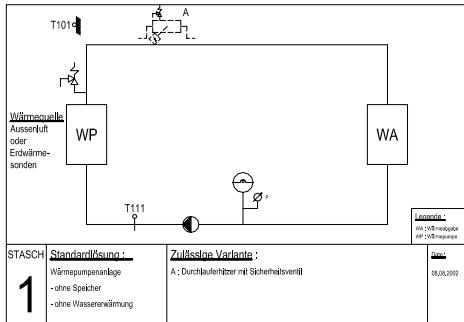
Erkenntnisse aus Simulationen

Simulationsumgebung Matlab/Simulink und CARNOT-Blockset

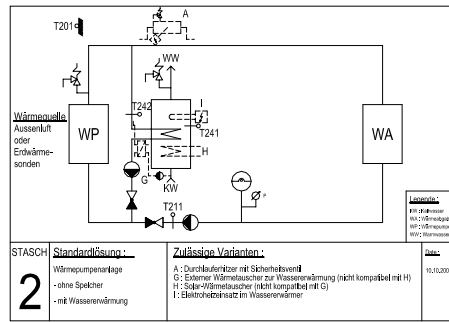
Viele Erkenntnisse konnten durch detaillierte dynamische Simulationen mit Matlab/Simulink gewonnen werden. Dieses professionelle Programm-Paket verfügt über alle erforderlichen Eigenschaften, sodass es in den Ingenieurwissenschaften und in der Forschung zu einem international weit verbreiteten Werkzeug geworden ist. Es gibt für die meisten naturwissenschaftlichen Bereiche Programmbibliotheken auf der Basis von Matlab/Simulink mit vorgefertigten Modellen. Das Solarinstitut Jülich hat für den Bereich der Haustechnik das so genannte CARNOT-Blockset entwickelt, worin viele Komponenten programmiert sind. Damit werden für funktionale Bauteile wie Pumpe, Rohrleitung, Speicher oder Wandaufbauten mathematische Modelle zur Verfügung gestellt, mit denen komplexe Heizungsanlagen einschliesslich Gebäude aufgebaut werden können.

Auf der Grundlage der Kombination von Matlab/Simulink und CARNOT-Blockset hat das Institut für Energie weitere Komponenten wie Wärmepumpe oder Heizungsregler modelliert. Mit der knapp 20-teiligen Blockset-Erweiterung STASCH [7] stehen nun alle erforderlichen Bauteile zur Verfügung, um die sieben empfohlenen Standardschaltungen zu simulieren.

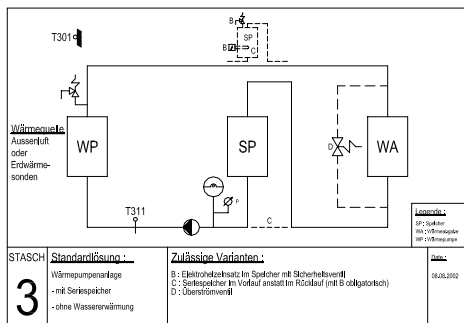
STASCH1: Ohne Speicher, nur Heizen



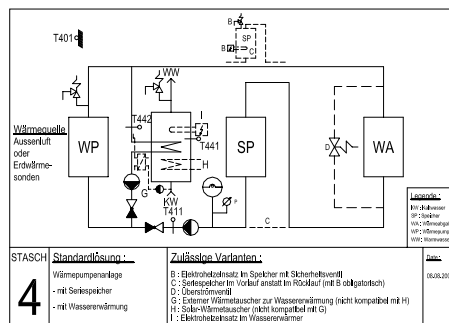
STASCH2: Ohne Speicher, Heizen und Warmwasser



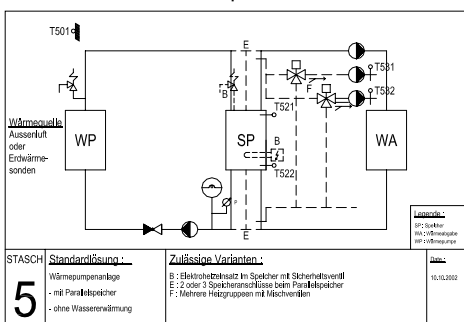
STASCH3: Mit Seriespeicher, nur Heizen



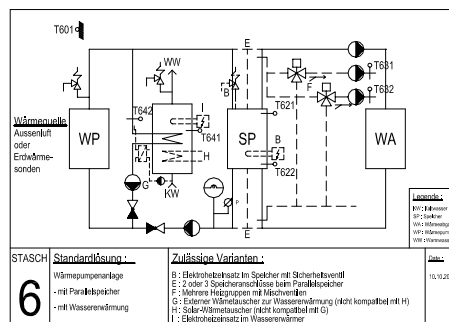
STASCH4: Mit Seriespeicher, Heizen und Warmwasser



STASCH5: Mit Parallelspeicher, nur Heizen



STASCH6: Parallelspeicher, Heizen und Warmwasser



STASCH7: Mit Kombispeicher und Sonnenkollektor, Heizen und Warmwasser

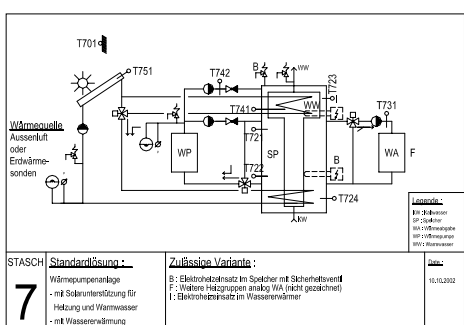


Bild 1: Die sieben STASCH-Standardschaltungen.

Die Besonderheit der Umsetzung gegenüber anderen Softwarelösungen liegt dabei in der simultanen Berücksichtigung von Druckverlust und Energieabgabe. So konnten z.B. die zum Teil erheblichen Einflüsse von Thermostatregelventilen aufgezeigt und in den standardisierten Schaltungs- und Regelungskonzepten berücksichtigt werden.

Thermische Behaglichkeit als Komfortkriterium

Die Komfortkriterien oder Behaglichkeitsmassstäbe werden nach einer von O. Fanger statistisch-empirisch ermittelten Komfortformel berechnet, welche auch in der SIA 180:1999 enthalten ist [1]. Weil die thermische Behaglichkeit individuell empfunden wird, kann sie nur statistisch erfasst werden.

Nach SIA 180 sind PPD-Werte für die Zugluft bis 20 % zulässig, sofern die optimale Raumlufttemperatur eingehalten ist. Im Projekt STASCH soll die Grenze jedoch bei 10 % gezogen werden (Bild 3). Da die Luftgeschwindigkeit und der Turbulenzgrad aus der MATLAB/SIMULINK-Simulation nicht explizit hervorgehen wird – dies wäre nur bei aufwändigen CFD-Simulationen der Fall –, werden dafür fixe Parameter angenommen. Die einzige verbleibende Variable ist die Raumlufttemperatur. Der PPD-Wert wird somit eine Funktion der Temperaturverteilung (Bild 2).

Ein möglicher **Komfortfaktor** ist das Verhältnis „behaglicher Stunden“ zum gesamten betrachteten Zeitraum:

$$\text{Komfortfaktor} = (\text{PPD-Stunden unter 10 \% PPD}) / (\text{PPD-Stunden}) \quad \text{Gl. 1}$$

Die zonenweise gebildeten Komfortfaktoren müssen dann noch für die verschiedenen thermischen Zonen gewichtet werden, da der Komfort im Hauptaufenthaltsbereich von grösserer Bedeutung ist als in den Nebenräumen. In unserem Fall wurden Nord- und Südzone gleich gewichtet.

Die Definition des Komfortfaktors und die zu einem gewissen Grad willkürliche Gewichtung der thermischen Zonen sind ein Versuch, den Komfort für die verschiedenen Simulationsvarianten konsistent erfassen zu können. Er bildet neben Anlageneffizienz und Wirtschaftlichkeit ein bedeutendes Beurteilungskriterium.

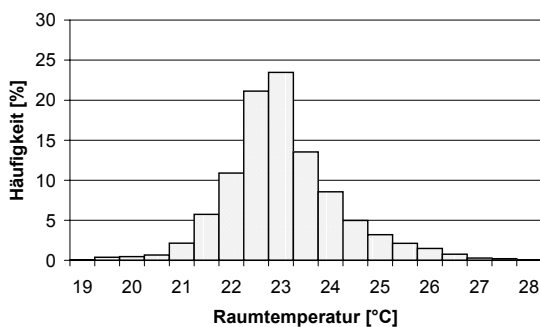


Bild 3: Temperaturverteilung im EG eines EFH in Schötz [2].

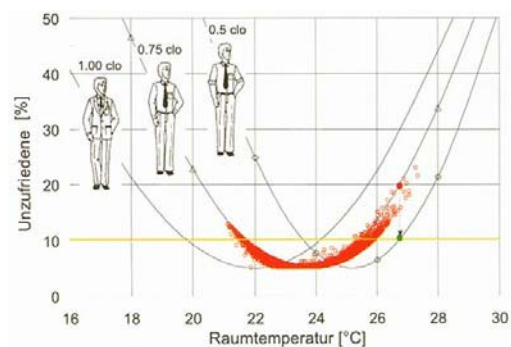


Bild 2: Anzahl Unzufriedener (PPD) bei verschiedenen Raumlufttemperaturen in einem Büro im Sommer [3]; Anm.: 5% Unzufriedene sind das nach O. Fanger erreichbare Optimum.

Heizkurve nach SIA 384/2 zu hoch

Wenn im Neubau die Heizkurve nach den Planungsdaten SIA 384/2 eingestellt wird, müssen Thermostatventile den Heizvolumenstrom drosseln oder es wird im Gebäude zu warm. Für ein Niedrigenergiehaus im Mittelland erwies sich ein Faktor von 0.7 für die Differenz Heizmittel- zu Raumtemperatur am Auslegungspunkt als optimal. Dies gilt nicht für die Sanierung, da sich dort die Heizkurve in der Regel bereits nahe am Optimum befindet.

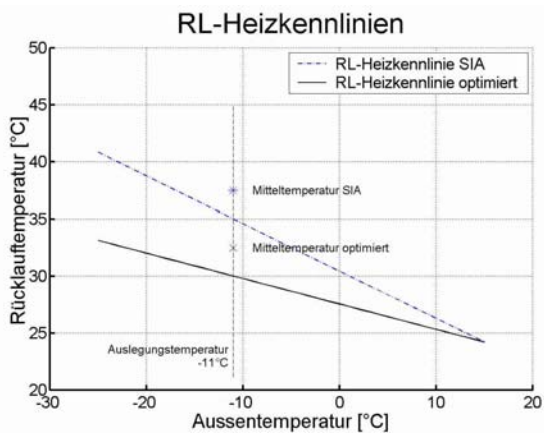


Bild 4: Vergleich Rücklaufheizkennlinien „optimiert“ und „SIA 384/2“.

Ausgangslage

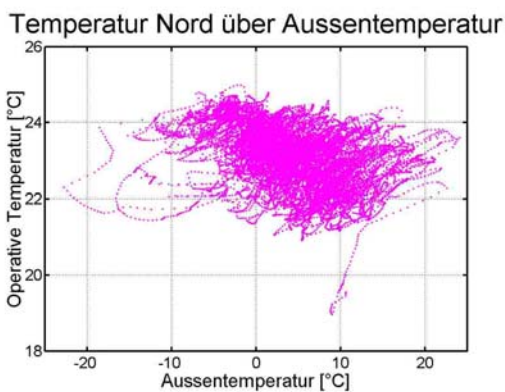


Bild 6: Operative Temperaturverteilung über der Aussentemperatur für die Nordzone bei der Ausgangslage.

Optimierte RL-Heizkennlinie

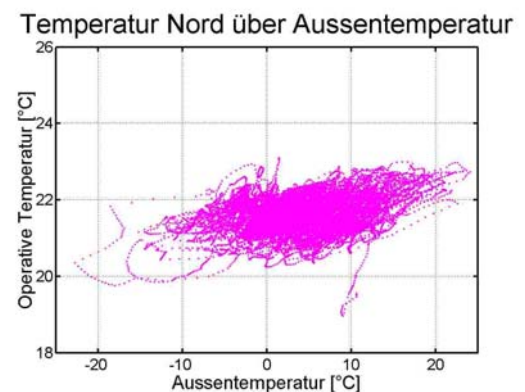


Bild 5: Operative Temperaturverteilung über der Aussentemperatur für Nordzone bei optimierter RL-Heizkennlinie.

Wärmepumpe nach SIA 384/2 zu gross

Die Heizleistung der nach SIA 384/2 dimensionierten Wärmepumpe kann für ein Niedrigenergiehaus am Auslegungspunkt um ca. 20 % reduziert werden, ohne Komforteinbußen einzugehen. Dies gilt nicht für die Sanierung, da dort die Wärmepumpe mit dem effektiven Heizmittelverbrauch dimensioniert wird.

Aus den Verläufen des Komfortkriteriums Predicted Mean Vote (PMV) wird ersichtlich, dass mit einer zu klein dimensionierten Wärmepumpe die Behaglichkeit nicht mehr aufrechterhalten werden kann (Bild 7). Die linke Flanke der Häufigkeitsverteilung bricht für beide Zonen Nord und Süd aus.

Für ein ausreichend dimensioniertes Aggregat verläuft die Verteilung bei -0.25 PMV gleichmässig gegen 0% aus (Bild 8).

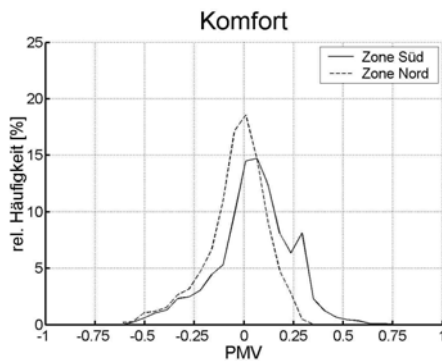


Bild 7: PMV-Verteilung einer zu klein dimensionierten Wärmepumpe.

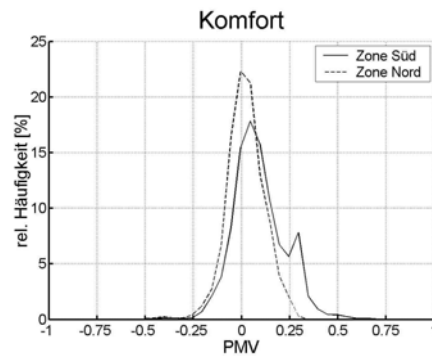


Bild 8: PMV-Verteilung der korrekt dimensionierten Wärmepumpe.

Tabelle 1 zeigt, dass Energieverbrauch und Arbeitszahlen geringe Differenzen aufweisen und der Heizenergiebedarf bei korrekter Dimensionierung gedeckt wird.

		zu klein dimensioniert	korrekt dimensioniert	SIA-Dimensionierung
Skalierungsfaktor WP	-	0.65	0.8	1
JAZ _{sys}	-	3.58	3.52	3.52
Q _{WP}	kWh	14'441	14'833	14'766
Q _{Heiz}	kWh	14'250	14'649	14'627
E _{sys}	kWh	3'970	4'167	4'158
Energievergleich	%	95.5	100.2	100

Tabelle 1: Optimale Dimensionierung Wärmepumpe, Energie und Arbeitszahlen.

Interessanterweise wird in der angelsächsischen Norm ANSI/ASHRAE standard 116-1995 [4] bei der Berechnung der Jahresarbeitszahl ein Multiplikationsfaktor von 0.77 für die Norm-Heizlast eingebracht, um der Überdimensionierung der Wärmepumpe Rechnung zu tragen.

Ausschaltfühler für WW-Ladung am Wärmepumpenaustritt platzieren

Oft ist der Temperaturfühler zum Beenden der WW-Speicherladung in der Mitte des Warmwasserspeichers montiert. Der Sollwert zum Abschalten muss dann so eingestellt werden, dass ein Hochdruckfehler immer sicher vermieden wird. Dies bedingt, dass bei einer Hochdruckgrenze von 55 °C nur eine mittlere Zapftemperatur von 42 °C erreicht werden kann, was zu niedrig ist. Wird die Temperatur direkt am Wärmepumpenaustritt zum Abschalten verwendet, kann immer bis knapp unter die Hochdruckgrenze gefahren werden, wodurch sich die mittlere Zapftemperatur auf 46 °C erhöht, was in den meisten Fällen akzeptabel ist.

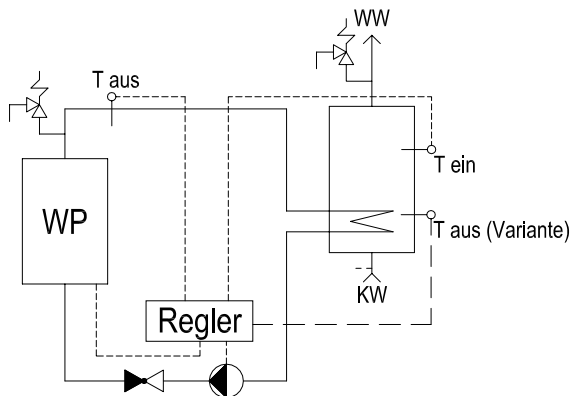


Bild 9: Schema zur Darstellung der Fühlerpositionen.

Maximal 40% variabler Massenstrom ohne Überströmventil

Die Simulationen zeigten, dass ein Anteil geregelter Heizflächen von 40 bis 60 % ohne grosse Einbussen bei der Arbeitszahl vertretbar ist. Aus Sicherheitsgründen werden max. 40 % empfohlen. Dies verursacht eine Temperaturerhöhung in den ungeregelten Zonen, da sich der Volumenstrom in den verbleibenden, offenen Heizkreisen bei unregelter Umwälzpumpe aus hydraulischen Gründen erhöht.

Seriespeichervolumen 15-20 Liter/kW an der Heizgrenze

Im Neubau sollte das Volumen für einen Seriespeicher mit Bodenheizung mit max. 40%-Thermostatventilanteil 15-20 Liter/kW_{HG} betragen. Bei einer Radiatorenheizung (Sanierung) erhöht sich das Volumen auf 20-25 Liter/kW_{HG}. Der Speicher muss für den Betrieb an der Heizgrenze dimensioniert werden, weil eine Luft-Wasser-Wärmepumpe dort die maximale Heizleistung hat und eine Mindestlaufzeit von 15-20 Minuten sichergestellt werden sollte.

Parallelspeichervolumen mind. 35 Liter/kW an der Heizgrenze

Das Parallelspeichervolumen sollte mind. 35 Liter/kW_{HG} betragen, um eine Mindestlaufzeit von 20 Minuten einzuhalten und interne Kurzschlüsse bei zu kleinem Speichervolumen zu vermeiden.

100 % variablen Massenstrom und Überströmventil vermeiden

Voll regelbare Heizkreise mit Überströmventil führen zu starkem Takten und Hochdruckfehlern, sobald von den optimalen Randbedingungen abgewichen wird. Dies gilt besonders dann, wenn die Heizkurve zu hoch eingestellt ist. Laufzeiten und Arbeitszahl wären nur bei einer optimalen Einstellung aller Parameter akzeptabel, was in der Praxis jedoch kaum der Fall ist.

Beste Schaltung gibt es nicht

Eine beste, für alle Fälle einsetzbare Schaltung gibt es nicht. Bei niedrigem Wärmeleistungsbedarf und einer Bodenheizung mit niedrigen Vorlauftemperaturen sollte die einfachste Schaltung 1 verwendet werden.

Die guten Ergebnisse bei speicherlosen Anlagen mit teilweise geregelten Heizkreisen legen den Schluss nahe, dass Wärmepumpenanlagen in den kantonalen Energieverordnungen in Zukunft gesondert zu behandeln sind, um von der oft vorgeschriebenen Einzelraumregelung abzukommen, die letztendlich oft zu einer zu hoch eingestellten Heizkurve verleiten. Auf Thermostatventile und Überströmventil kann verzichtet werden, wenn die Heizkurve korrekt eingestellt worden ist.

Planungsschritte

In der separaten tabellarischen Planungshilfe [5] führt eine praxisnahe, einfach anwendbare Anleitung durch die vollständige Auslegung effizienter, kostengünstiger und zuverlässiger Wärmepumpenheizungen. Dabei wird vom Wärmebedarf des Gebäudes und dem verwendeten Wärmeverteilungssystem (Fussbodenheizung bei Neubauten, Radiatoren bei Sanierungen) ausgegangen. Dann wird der Planer anhand einfacher Kriterien zur Auswahl der zweckmässigsten Schaltung aus den total sieben Standardschaltungen nach dem Prinzip „so einfach wie möglich, aber so aufwändig wie für ein einwandfreies Funktionieren unbedingt nötig“ angeleitet. Anschliessend erfolgt schrittweise eine vollständige Dimensionierung der Wärmepumpenanlage (Wärmequelle, Wärmepumpe, Wärmespeicher, Umwälzpumpen, Rohrleitungen) bis zu Anweisungen für die Anordnung der Temperaturfühler, zur Reglereinstellung, zur Einstellung der Überströmventile, zur Inbetriebnahme und zur Betriebsoptimierung. In der Planungshilfe findet man in einer FAQ-Sektion (Häufig gestellte Fragen) laufend Hinweise auf Hintergrundinformationen.

Die neue Planungshilfe bedeutet einen wesentlichen Schritt zur Reduktion der verwirrenden Zahl existierender Schaltungen. Sie sichert mit einem minimalen Planungsaufwand effiziente, kostengünstige und betriebssichere Wärmepumpenheizungsanlagen. Sie trägt auch zu einer besseren Vergleichbarkeit von Angeboten verschiedener Lieferanten bei. Es ist zu hoffen, dass die leicht anwendbare Planungshilfe rasch Eingang in die Praxis finden wird und dass dort nur noch die empfohlenen BFE-Standardschaltungen anzutreffen sind.

Schlussfolgerungen

- Heizkurve nach SIA 384/2 ist zu hoch
- Wärmepumpe nach SIA 384/2 hat ausreichend Reserven
- Ausschaltfühler für WW am WP-Austritt ist besser
- Max. 40 % Thermostatventile ohne Überströmventil
- Optimales Seriespeichervolumen 15-20 Liter/kW_{HG}
- Optimales Parallelspeichervolumen 35 Liter/kW_{HG}
- Schaltung mit 100 % Thermostatventilen und Überströmventil vermeiden
- 1 kW_{th} mehr bei Warmwasser für 4 Personen
- Eine beste Schaltung gibt es nicht.

Die Projektgruppe dankt dem BFE, EnergieSchweiz und der FHBB für die finanzielle Unterstützung.

Quellen

- [1] SIA 180, Wärme- und Feuchteschutz im Hochbau, Schweiz. Ingenieur- und Architektenverein, 1999, CH.
- [2] Th. Afjei, W. Betschart, M. Bonvin, H.P. Geering, S. Ginsburg, P. Keller, E. Shafai, D. Wittwer, G. Zweifel: Kostengünstige Niedrigtemperaturheizung mit Wärmepumpe. Phase 3: Messungen an drei Funktionsmustern, Benutzereinfluss, Vergleich verschiedener Heiz- und Regelkonzepte. Forschungsprogramm Umgebungs- und Abwärme, Wärmekraftkopplung (UAW). Bundesamt für Energie (BFE), Bern, 2000, CH.
- [3] V. Dorer, A. Haas, M. Koschenz: Den Komfort planen, Gebäudetechnik 3/2001, CH.
- [4] ANSI/ASHRAE standard 116-1995: Methods of testing for rating seasonal efficiency of unitary air conditioners and heat pumps, American society of Heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers, Atlanta 1995, USA.
- [5] H.R. Gabathuler, H. Mayer, Th. Afjei: Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen, Teil 1: Planungshilfen (deutsch oder französisch), BFE-Forschungsprogramm Umgebungswärme, WKK, Kälte, 2002, CH.
- [6] Th. Afjei, U. Schonhardt, C. Wemhöner, H.P. Eicher, M. Erb, H.R. Gabathuler, H. Mayer, G. Zweifel, M. Achermann, R. von Euw, U. Stöckli, P. Renaud: Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen, Teil 2: Grundlagen und Computersimulationen, BFE-Forschungsprogramm Umgebungswärme, WKK, Kälte, 2002, CH.
Download unter www.waermepumpe.ch/fe oder Bestellung der schriftlichen Fassung unter der Projektnummer 78949 bei ENET, Egnacherstrasse 69, CH-9320 Arbon, 071-440-02-55, enet@temas.ch.
- [7] U. Schonhardt: STASCH-Schaltungen, STASCH-Blockset und Komponentendokumentation, FHBB Institut für Energie, interner Bericht, 2003, CH.

Dr. Hans Rudolf Graf
Dipl. Ing. ETH/Ph.D., dipl. Akustiker SGA
Experte für Akustik & Vibrationen
Sulzer Innotec
Postfach, Zürcherstr. 58
CH-8401 Winterthur
hansrudolf.graf@sulzer.com
www.innotec.ch

Leisere Luft-Wasser-Wärmepumpen

Zusammenfassung

Neben sauberer Heizenergie erzeugen Luft-Wasser-Wärmepumpen auch Schallemissionen, was in dicht besiedelten Gebieten vor allem während der Nacht störend sein kann. Schallemissionen von Wärmepumpen müssen deshalb durch geeignete Massnahmen soweit reduziert werden, dass Geräuschbelästigungen vermieden und die Planungswerte der Lärmschutzverordnung eingehalten werden. Die Grundlagen dazu wurden durch Sulzer Innotec im Auftrag des BFE erarbeitet und in einem Handbuch zur "Lärmreduktion bei Luft-Wasser-Wärmepumpenanlagen" veröffentlicht. Im vorliegenden Beitrag werden die wichtigsten Aspekte konzentriert dargestellt und eine Auswahl von geeigneten Massnahmen vorgeschlagen.

Abstract

In addition to environmentally friendly space heating, air/water heat pumps also produce noise. In densely populated residential neighborhoods, this noise can be annoying, especially at night. Measures must be taken in order to reduce noise emissions to a level which does not disturb and complies with the noise control ordinance. The issues and measures concerning noise of air/water heat pumps were compiled by Sulzer Innotec by order of the Federal Department of Energy and published as guidelines. This presentation gives a brief overview of the most important aspects and introduces a selection of suitable measures for noise reduction.

Einleitung

Mit zunehmender Anzahl von installierten Luft-Wasser-Wärmepumpen steigt auch die Bedeutung der Lärmemissionen dieser Anlagen. Problemfälle, bei denen die Grenzwerte der Lärmschutzverordnung [1] überschritten werden, treten zwar nur selten auf, erfordern dann aber sehr aufwändige Sanierungsmassnahmen und schädigen den Ruf der Wärmepumpen.

Mit dem anhaltenden Trend zu verdichtetem Bauen mit entsprechend geringen Bauabständen wird der Lärmaspekt bei Wärmepumpen zukünftig noch an Bedeutung gewinnen. Bei den Luft-Wasser-Wärmepumpen können bei unsachgemässer Planung oder Ausführung zum Teil erhebliche Geräusche durch die notwendigen Luftkanäle in die Umgebung gelangen.

Um die Anstrengungen zur Lärmreduktion zu unterstützen, hat Sulzer Innotec deshalb im Auftrag des Bundesamts für Energie die Geräuschsituation bei typischen Luft-Wasser-Wärmepumpenanlagen analysiert und darauf basierend ein ausführliches Handbuch [2] zur Lärmreduktion erarbeitet. Dieses Handbuch richtet sich in erster Linie an Wärmepumpenfachleute, die sich intensiv mit Massnahmen zur Lärmreduktion befassen. Eine gekürzte Version, die sich vor allem an Planer und Installateure richtet, ist zurzeit in Arbeit [3].

Akustik: wichtigste Grundbegriffe

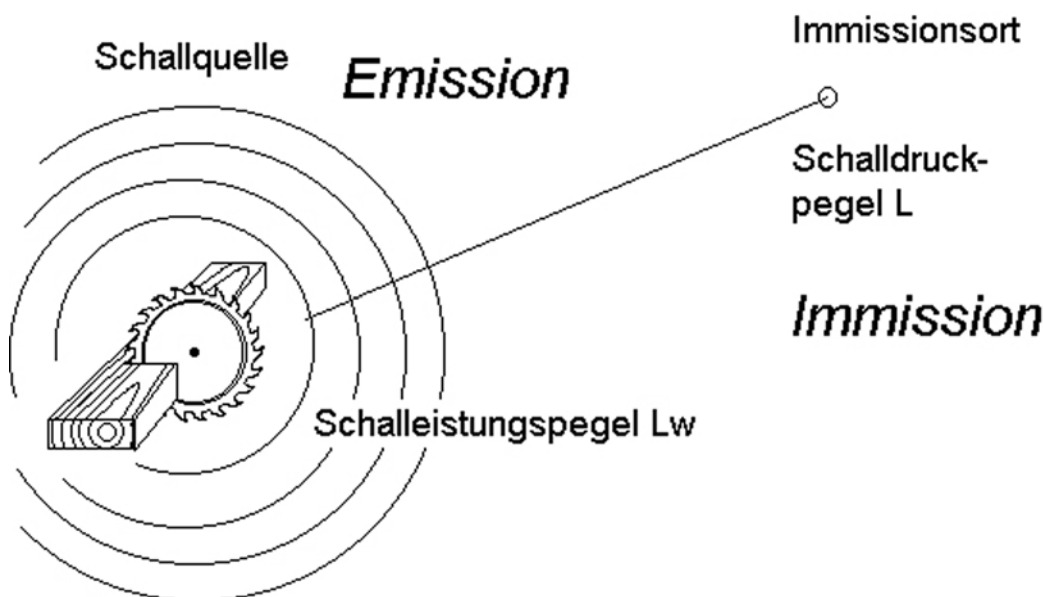
Schalleistungspegel L_w

- Eigenschaft der Wärmepumpe
- unabhängig von Umgebungsverhältnissen
- gesamte Schall-Emissionen in alle Richtungen
- Beuteilungsgrösse für Wärmepumpen-Qualitätslabel



Schalldruckpegel L

- Mass für empfundene Lautstärke am Ohr
- abhängig von Abstand und Umgebungsverhältnissen
- abhängig vom Messort (Immission am Standort)
- Beurteilungsgrösse für Immissionen in Nachbarschaft



Schall-Ausbreitung

- in Luft als "Luftschall"

Pegelabnahme mit zunehmendem Abstand infolge "Verdünnungseffekt";

- in Strukturen als "Körperschall"

wird z.B. durch Blechflächen in Luftschall umgewandelt und abgestrahlt.

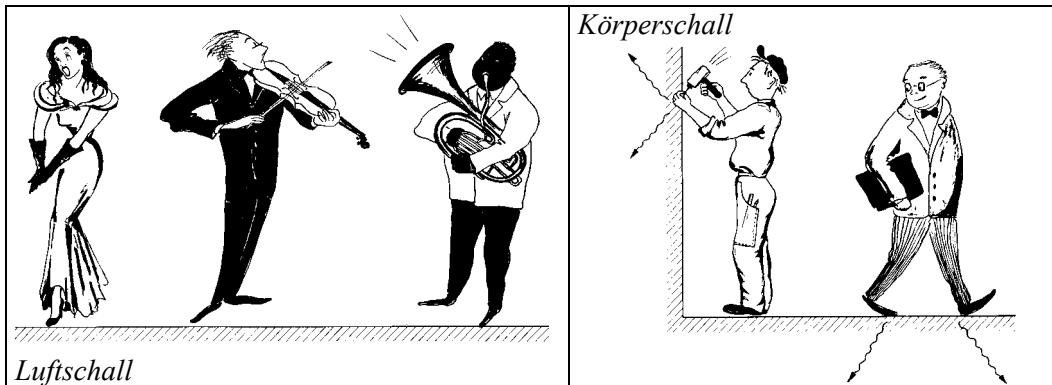


Bild 1: Ausbreitung von Luft-, bzw. Körperschall.

Frequenzspektrum

Berücksichtigung der frequenzmässigen Geräuschanteile ist entscheidend für

- Beurteilung der Lästigkeit des Geräusches (hervorstechende Töne, Brummen)
- Dimensionierung von Schalldämpfern und absorbierender Auskleidung
- Wirksamkeit von Abschirmungen und Fenstern.

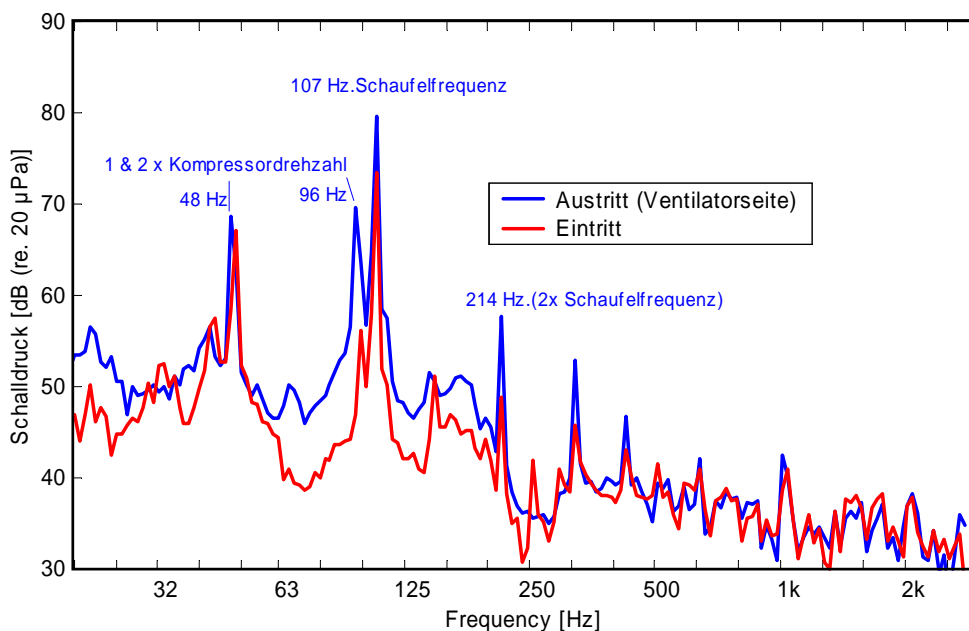


Bild 2: Typisches Schallspektrum einer Wärmepumpe (Schmalbandspektrum). Die scharfen Peaks (Brummtöne) bei $n \times$ Kompressordrehzahl und $n \times$ Ventilator-Schaufelfrequenz sind besonders störend.

Geräuschsituation bei Luft-Wasser-Wärmepumpen

Geräuschquellen:

- *Ventilator*: Anteil meistens über 90 % des nach aussen abgestrahlten Schalls; wichtigste Einflussgrösse ist die Umfangsgeschwindigkeit der Flügel
- *Kompressor*: Anteil meist unter 10 %. Bei ungeeigneter Kapselung wurde ein Anteil von bis zu 30% gemessen.
- *Elektrische Schaltgeräusche, Strömungsgeräusche, usw.*: meistens untergeordnet.

Die charakteristischen Geräusche von Wärmepumpen enthalten vorwiegend tiefe Frequenzen, deren Bekämpfung dicke Schallabsorptionsmaterialien und grossvolumige Schalldämpfer erfordert. Oft enthält das Geräusch auch ziemlich stark ausgeprägte Brummtöne, welche als besonders störend empfunden werden und deshalb einen "Tonhaltigkeitszuschlag" von bis zu 6 dB zur Folge haben.

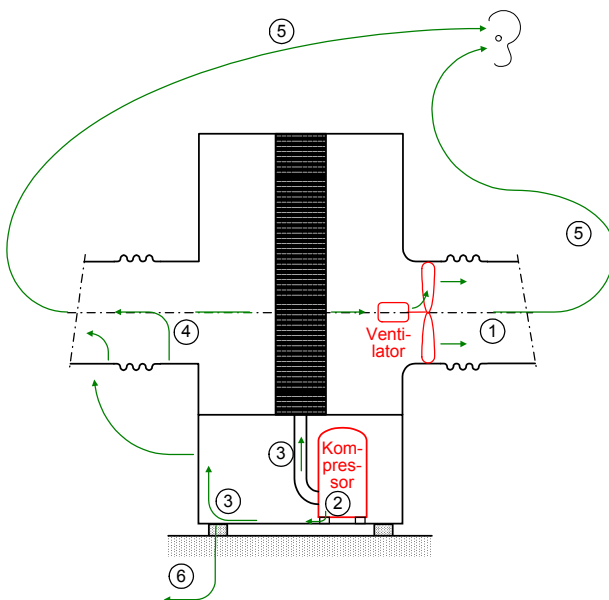


Bild 3: Lärmursachen (=Geräuschquellen: Kompressor, Ventilator) und Übertragungspfade zum Ohr:

- 1 Luftschallabstrahlung des Ventilators (Strömungsgeräusche)
- 2 Körperschall des Kompressors
- 3 Körperschallübertragung
- 4 Abstrahlung von Körperschall → Luftschall im Kanal
- 5 Ausbreitung von Luftschall zum Ohr
- 6 Körperschallübertragung in die Gebäudestruktur.

Schallausbreitung:

- *Luftschall* (Hauptursache: Strömungsgeräusche des Ventilators) breitet sich über die Luftkanäle ins Freie aus und weiter zum Ohr der betroffenen Personen. Der Schall kann sich auf diesem Pfad in den meisten Anlagen praktisch ungehindert ausbreiten.
- *Körperschall* (Hauptursachen: Kompressor und Leitungen). Körperschall breitet sich in Strukturen aus und wird an deren Oberfläche (z.B. WP-Gehäuse und Luftkanäle) zum Teil in Luftschall umgewandelt und abgestrahlt. Durch korrekt ausgelegte und ausgeführte elastische Lagerung kann die Ausbreitung von Körperschall sehr wirksam eingeschränkt werden.

Massnahmen

Massnahmen zur Lärmreduktion müssen immer bei der stärksten Quelle, und dem wichtigsten Übertragungspfad ansetzen. Massnahmen bei untergeordneten Quellen und Übertragungspfaden sind wirkungslos.

Das Verhältnis von Kosten zur Wirkung von Massnahmen ist meist am günstigsten, wenn die Geräuschreduktion möglichst nahe bei der Quelle erfolgt und bereits früh in der Produktentwicklung einfließt. Massnahmen bei den Quellen sind:

- Reduktion des Druckverlusts im Luftstrom (Druckabfall im Verdampfer beachten)
- optimale Strömungsgeometrie, vor allem wichtig in der Nähe des Ventilators
- geräuscharmer Ventilator (optimalen Betriebspunkt beachten!)
- fachgerechte Schall-Kapselung und Körperschallisolation des Kompressors.

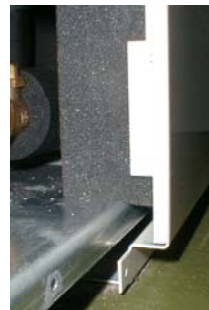
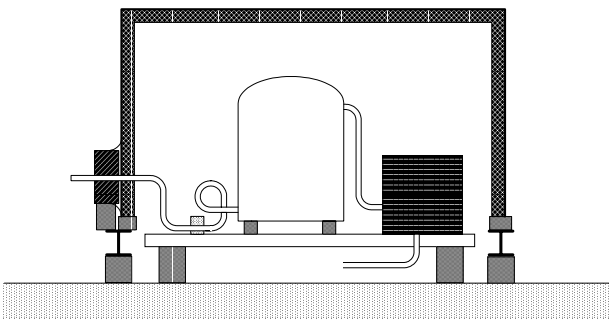


Bild 4: Optimale Schallkapselung eines Kompressors: Die Zwischenmasse stützt sich über elastische Elemente direkt auf dem Betonboden ab. Die Kompressor-Kapsel steht getrennt davon auf dem Boden ("Käseglocken-Prinzip").

Rechts: Detail einer entsprechenden Ausführung an einer Serien-Wärmepumpe.

Bei der Schallausbreitung sind folgende Massnahmen sinnvoll:

- Kanalisolation schallabsorbierend ausführen (mindestens 50 bis 100 mm dick)
- eckige Kanalumlenkung mit zusätzlicher Auskleidung (Bilder 5 und 6)
- grössere Luftschächte vorsehen (für nachträglichen Einbau von Schalldämpfern)
- Absorptions-Schalldämpfer in den Luftkanälen (sind voluminös und kostspielig).

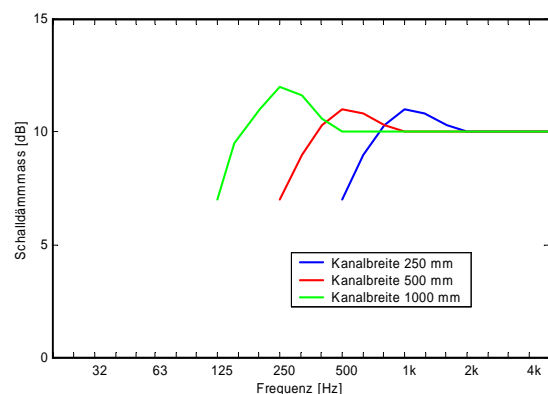
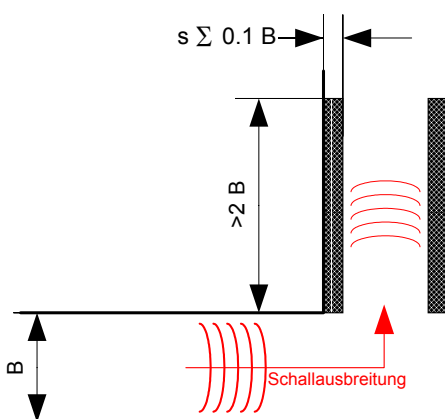


Bild 5: Kanalumlenkung mit guter Schalldämmung.

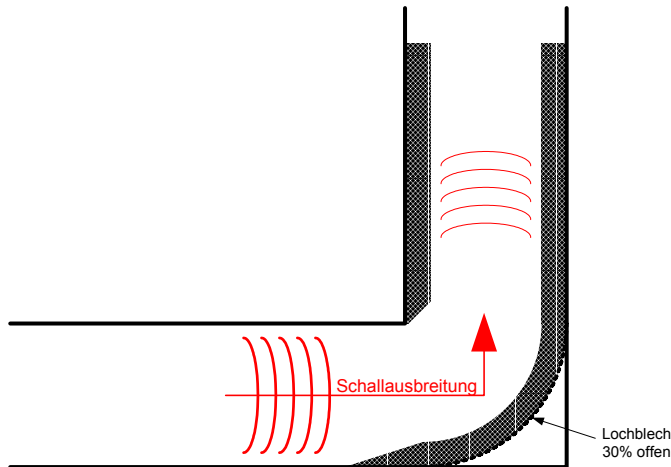
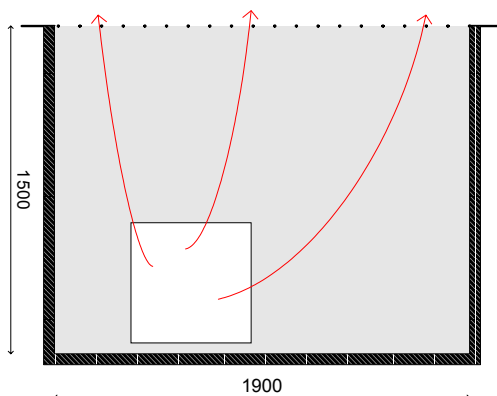
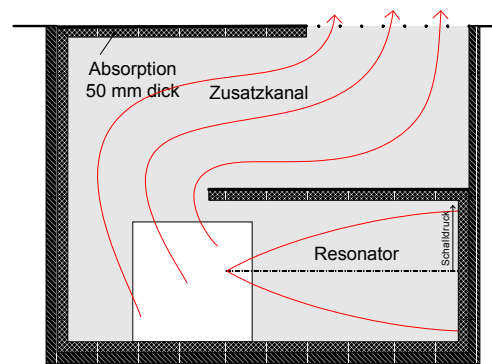


Bild 6: Vorschlag für neuartige Kanal-
umlenkung mit guter Schalldämmung und
geringem Druckverlust.



a) Schacht leer



b) Resonanz-Schalldämpfer mit Auskleidung und
Zusatzkanal

Bild 7: Option zum nachträglichen Einbau eines Schalldämpfers in einen genügend gross bemessenen Luftschacht. Der Resonator wird auf das Brummen des Kompressors abgestimmt; mit der Auskleidung werden die höheren Frequenzen ab ca. 200 Hz gedämpft.

Bei der Ausbreitung im Freien sind Massnahmen nur in Ausnahmefällen sinnvoll:

- Aufstellung auf lärm-unempfindlicher Seite des Hauses
- Schallschutzwände (bei den vorherrschenden tiefen Frequenzen wenig wirksam!)
- Bepflanzung (Hecke, Gebüsch) hat keine Schallschutz-Wirkung!

Für die Optimierung von Massnahmen bezüglich Aufwand (=Kosten) und Wirksamkeit sind präzise akustische Messungen unter kontrollierten Bedingungen sehr hilfreich (z.B. Bild 8).

Bild 8: Untersuchung der Strömungsgeräusche eines Wetter-schutzgitters im Akustiklabor von Sulzer Innotec.



Empfehlungen

Besonders leise Wärmepumpe auswählen! (siehe veröffentlichte Prüfdaten des WPZ-Töss, www.wpz.ch). Wie Bild 9 zeigt, sind die Unterschiede zwischen verschiedenen Wärmepumpen-Typen beträchtlich. Eine einzige Wärmepumpe mit $L_W = 75$ dB(A) verursacht gleich viel Lärm wie 32 Anlagen mit $L_W = 60$ dB(A)!

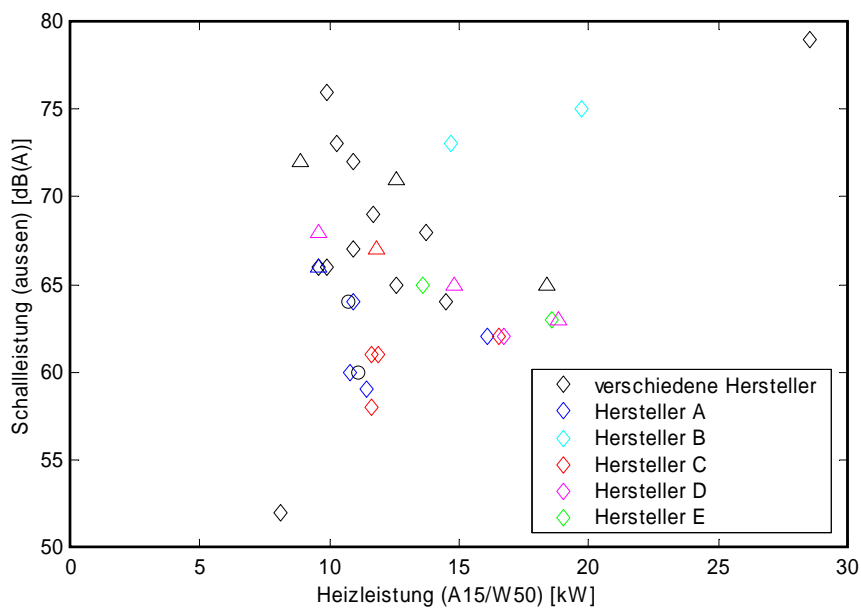


Bild 9: Übersicht der Schallleistungspegel von Wärmepumpen aufgeschlüsselt nach Hersteller (anonymisiert) und Aufstellungsart
 Vierecke: WP für Innenaufstellung
 Dreiecke: WP für Aussenaufstellung
 Kreise: Splitwärmepumpe.
 (Quelle: WPZ-Töss, Stand 12.4.2003)

Die Mehrkosten für einen leiseren Typ werden meist durch Einsparungen bei Sekundär-Massnahmen sowie durch geringere Geräuschbelastigung des Besitzers und der Nachbarn mehr als wettgemacht.

In seltenen Ausnahmefällen sind Lärmexpertisen und Nachbesserungen notwendig, die meist sehr aufwändig sind. Lärmexpertisen erfordern präzise Schallmessungen, welche – um Nebengeräusche zu vermeiden – meist mitten in der Nacht durchgeführt werden müssen. Für Nachbesserungen ist der notwendige Platz für Schalldämpfer oft nicht vorhanden, oder die Luftschächte weisen einen zu geringen Querschnitt auf, so dass die möglichen Massnahmen trotz hohem Aufwand oft nicht wirklich überzeugen. Solche Problemfälle können durch sorgfältige Planung, Auswahl eines leisen Wärmepumpentyps und fachgerechte Ausführung vermieden werden – zur Zufriedenheit aller.

Zukünftige Entwicklungen

Bezüglich Lärmreduktion bei Wärmepumpen sind noch längst nicht alle Fragen geklärt. Wegen dem hohen Kostendruck ist entscheidend, dass das Verhältnis von Wirksamkeit der Massnahmen zu Aufwand optimiert wird. Bild 9 beweist, dass es durchaus möglich ist, leise Wärmepumpen zu bauen und zu einem konkurrenzfähigen Preis zu verkaufen. Dazu müssen die zum Teil bereits vorhandenen Ideen für kostengünstige und dennoch wirksame Massnahmen erprobt, weiter optimiert sowie konstruktiv umgesetzt werden. Beispiele sind:

- Ausnutzung der Schalldämmung durch Kanalumlenkungen:
Optimierung von Schalldämmung, Strömungswiderstand, Herstellkosten
- Absorbierende Auskleidung der Luftkanäle:
Untersuchung der Zusammenhänge von
Schalldämpfung – Materialdicke – Kanalquerschnitt – Druckverlust – Kosten
- Schalldämpfer im Luftschacht
Kostengünstige Konstruktion, praktische Feld-Erprobung
- Rezeptartige Anleitung zur Optimierung des Ventilator-Betriebspunkts.

Quellen

- [1] "Lärmschutz-Verordnung vom 15. Dezember 1986 (814.41)", (Stand am 3.7.2001)
www.admin.ch/ch/d/sr/c814_41.html
- [2] Hans Rudolf Graf, Sulzer Innotec: Lärmreduktion bei Luft/Wasser-Wärmepumpenanlagen, Bundesamt für Energie, 2002
www.waermepumpe.ch/fe/Gr_LR_SB.pdf
www.fws.ch/dateien/Laermreduktion_LW_WP.pdf
- [3] Gottfried Völkel, Sulzer Innotec: Schallschutz bei der Aufstellung von Wärmepumpen, Bundesamt für Energie, 2003 (in Arbeit).

Dr. Esfandiar Shafai
Wissenschaftlicher Adjunkt am Institut für Mess- und Regeltechnik der ETH Zürich
Sonneggstrasse 3
CH-8092 Zürich
shafai@imrt.mavt.ethz.ch
www.imrt.ethz.ch/~shafai

Hans Rudolf Gabathuler, Hans Mayer
Gabathuler AG, Beratende Ingenieure
Kirchgasse 23
CH-8253 Diessenhofen
Gabathuler.ag@bluewin.ch

Pulsbreitenmodulation in der Praxis

Zusammenfassung

Im Rahmen des BFE-Forschungsprojekts „Pulsbreitenmodulation für Kleinwärmepumpenanlagen“ wurden drei Varianten der Heizungsregelung mit Pulsbreitenmodulation (PBM) entwickelt: Energiekennlinienbasierte, laufzeitkennlinienbasierte und modellbasierte PBM. Alle drei PBM-Regler konnten in der zweiten Phase des Projekts problemlos in handelsübliche Reglergeräte der Firmen SATAG Thermotechnik AG und Siemens Building Technologies AG implementiert und an einem Wohnhaus erfolgreich erprobt werden. Ein detaillierter Vergleich der PBM-Regelkonzepte sowohl untereinander als auch mit der witterungsgeführten Rücklauf temperaturregelung bezüglich Komfort und Energieeffizienz wird im Rahmen der zur Zeit laufenden dritten Phase des Projektes untersucht. Zu diesem Zweck wurde im Labor des Instituts für Mess- und Regeltechnik der ETHZ ein dynamischer Sole-Wasser-Wärmepumpenprüfstand aufgebaut, der sowohl die Emulation der thermischen Trägheit eines beliebigen (fiktiven) Hauses als auch die Emulation des transienten Verhaltens der Quelle (Solekreislauf) ermöglicht. Dadurch wird es möglich, der zu untersuchenden Wärmepumpe sowohl auf der Seite der Last als auch auf jener der Quelle reproduzierbar die gleichen Randbedingungen vorzutäuschen und somit die Regler nacheinander unter gleichen Bedingungen zu testen.

Abstract

In the research project «Pulse-width modulation for small-sized heat pump heating systems» under a grant of the Swiss Federal Office of Energy (FOE), three versions of heating control strategies utilizing pulse-width modulation (PWM) have been developed: PWM based on the characteristic curve for the heating energy, PWM based on the characteristic curve for the “on” duration, and model-based PWM. The results of Phase 2 of the project clearly show that it is possible to implement all three versions of the new PWM algorithm easily in commercially available controllers of SATAG Thermotechnik AG und Siemens Building Technologies AG and that they work successfully in a single-family house. A complete and representative comparison among the three versions of the PWM approaches and the conventionally available relay-type controller approach is the subject of the on-going Phase 3 of the project. For this purpose a test bench for dynamical tests on a brine-to-water heat pump has been developed at the Measurement and Control Laboratory of the ETHZ. On this test bench it is possible to emulate dynamically, for a real existing heat pump, the thermal behavior of a (fictitious) house as well as the thermal behavior of a (fictitious) earth probe. This allows to compare different controllers sequentially under identical conditions.

1. Die grundsätzliche Idee der Pulsbreitenmodulation

Kleinwärmepumpenanlagen werden fast ausschliesslich mit witterungsgeführten Zweipunkt-rücklauf-temperaturregelungen betrieben. Mit dieser Regelstrategie versucht man vor allem eine optimale Regelung des Wärmeabgabesystems zu erreichen. Spezielle Forderungen der Wärmepumpe wie lange Laufzeiten, hoher Niedertarifanteil, kleiner Hilfsenergieverbrauch usw. werden dabei nur zweitrangig berücksichtigt.

Mittels Pulsbreitenmodulation (PBM) wird die notwendige Energie dem Gebäude unter Berücksichtigung der thermischen Trägheit des Wärmeabgabesystems und des Gebäudes in „Wärmepaketen“ geeigneter Grösse so zugeführt, dass Laufzeiten, Niedertarifanteil, Hilfsenergieverbrauch usw. optimiert werden können. Dadurch ist ein optimaler Betrieb der Wärmepumpenanlage möglich.

Im Rahmen des BFE-Forschungsprojekts „Pulsbreitenmodulation für Kleinwärmepumpenanlagen“ wurden drei Varianten der PBM-Heizungsregelung entwickelt: energiekenlinienbasierte, laufzeit-kenlinienbasierte und modellbasierte PBM. Sie werden in den nächsten drei Kapiteln kurz vorgestellt. Für eine detaillierte Beschreibung sei auf den Schlussbericht der Phase 2 des Projektes [1] verwiesen.

1.1 Energiekenlinienbasierte PBM

Im Vergleich zur witterungsgeführten Zweipunkt-rücklauf-temperaturregelung kann die energiekenlinienbasierte PBM-Regelung (entwickelt durch Gabathuler AG) durch die folgenden Modifikationen grob charakterisiert werden:

1. Die „Heizkurve“ (Rücklauf-temperatur in Funktion der Aussentemperatur) wird durch die „Energiekenlinie“ (Tagesenergiebedarf in Funktion der Aussenlufttemperatur) ersetzt. Sie wird im Regler durch drei Punkte eingegeben. Der dritte Punkt berücksichtigt eine allfällige Verflachung der Kennlinie gegen tiefere Aussenlufttemperaturen.
2. Die beiden Betriebsarten „Reduziert“ und „Normal“ werden durch „Niedertarif-Fenster“ und „Hochtarif-Fenster“ ersetzt. Sie werden durch Niedertarif-Beginn und Hochtarif-Beginn gemäss örtlichem Elektrizitätswerk im Regler definiert.
3. Der Benutzer bekommt neben der bisherigen Korrekturmöglichkeit „wärmer/ kälter“, die durch Anpassung der Energiekenlinie erreicht wird, noch zusätzlich die Korrekturmöglichkeit „kostensparend/komfortabler“, die durch Eingabe des Niedertarifanteils bewirkt werden. Dabei kann der gewünschte Niedertarifanteil beliebig hoch gewählt werden (bis 100 %), auch wenn keine Chance besteht, diesen bei tiefen Aussentemperatur auch tatsächlich zu erreichen. Ab einer bestimmten Aussentemperatur läuft die Wärmepumpe einfach durch und die nicht produzierte Wärme wird später im Hochtarif-Fenster erzeugt.
4. Die Energiezufuhr im Niedertarif erfolgt möglichst am Ende der Niedertarifzeit, damit der Benutzer die Nacht nicht zu warm empfindet, aber am Morgen einen warmen Fussboden (bzw. warme Heizkörper) vorfindet.
5. Die Energiezufuhr im Hochtarif erfolgt bevorzugt am Ende der Hochtarifzeit, damit der Benutzer durch den Energieüberschuss der Niedertarifzeit den Morgen nicht zu warm empfindet, aber am Abend einen warmen Fussboden (bzw. warme Heizkörper) vorfindet.

Als Messgrösse wird für den energiekenlinienbasierten PBM-Regler (abgesehen von Überwachungs- und Sicherheitsfunktionen) nur die Aussentemperatur benötigt. Diese Messgrösse muss

dem Regler als 1-Stunden-Mittelwert und als 24-Stunden-Mittelwert (als mitlaufendes Fenster) zur Verfügung stehen.

Weitere notwendige Eingabegrößen bei einer Luft-Wasser-Wärmepumpe sind: Minimal-Pulslänge, Wunsch-Pulslänge, Wärmepumpenkennlinien (inkl. und exkl. Abtauung). Die Wärmepumpenkennlinien werden je durch 4 Punkte eingegeben. Die Abhängigkeit von der Verflüssigertemperatur wird pauschal berücksichtigt (keine Kurvenschar vorgesehen).

Der Algorithmus des energiekenlinienbasierten PBM-Reglers bestimmt die Anzahl der „Wärmpakete“ (Pulse) und deren Verteilung im Nieder- und Hochtariffenster im Wesentlichen wie folgt: Mit Hilfe des 24-Stunden-Mittelwerts der Aussenlufttemperatur, Wärmepumpenkennlinien und Energiekenlinie wird die Solllaufzeit berechnet. Der gewünschte Niedertarifanteil bestimmt dann die Solllaufzeit im Nieder- und Hochtariffenster. Mit der Minimal- resp. Wunsch-Pulslänge wird dann die Pulszahl bestimmt. Die Solllaufzeit und die Pulszahl ergeben schliesslich die definitive Pulslänge.

Die Startzeit wird anschliessend so berechnet, dass die gewünschte Energie dem Gebäude auf das Ende der Niedertarifzeit vollständig zugeführt sein wird. Da die gewünschte Energie während der Nacht noch zunehmen kann (Temperatursturz) und noch eine allfällige Sperrzeit berücksichtigt werden muss, wird eine Zeitreserve von 20 % der Solllaufzeit plus die voraussichtliche Sperrzeit eingerechnet.

Falls die geforderte Tagesenergie am Ende des Hochtarif-Fensters nicht erreicht wird (z. B. infolge eines Temperatursturzes), erfolgt ein Übertrag auf den nächsten Tag. Dieser Übertrag wird allerdings auf 10 % begrenzt, um unsinnige Kumulationen zu vermeiden.

1.2 Laufzeitkennlinienbasierte PBM

Die laufzeitkennlinienbasierte PBM-Regelung ist auf dem gleichen Konzept aufgebaut wie die kennlinienbasierte PBM-Regelung. Es handelt sich dabei um eine Modifikation der Implementierung derselben Idee. Diese Modifikation (entwickelt durch Siemens Building Technologies AG) kann wie folgt charakterisiert werden:

1. Als Einstellgrösse für den Endbenutzer wird anstelle der Energiekenlinie und der Wärmepumpenkennlinie direkt die Wärmepumpenlaufzeit (Wärmebedarf aus Energiekenlinie geteilt durch Heizleistung aus der Wärmepumpenkennlinie) in Funktion der Aussentemperatur verwendet: „Laufzeitkennlinie“.
2. Anstelle des 24-Stunden-Mittelwertes wird die so genannte „gemischte Aussentemperatur“ verwendet, welche sich aus dem Mittelwert der aktuellen Aussentemperatur und der gedämpften Aussentemperatur mit einer einstellbaren Zeitkonstante und einem einstellbaren Mischverhältnis errechnet.
3. Es sind vier statt zwei Zeitfenster definierbar, in welche die Energiepulse verteilt werden, wobei jedem Fenster ein Sollenergieanteil bzw. Laufzeitanteil in Prozent zugeordnet werden kann. So kann die Verteilung der Pulse den Kosten- und Komfortbedürfnissen des Endbenutzers einfach angepasst werden.

Zusätzliche Einstellparameter sind: Wunsch-Pulslänge, Wunsch-Pausenlänge, Minimal-Pulslänge und Minimal-Pausenlänge. Aufgrund der Energieanteile pro Zeitfenster und der zusätzlichen Einstellparameter werden die notwendigen Pulse in die vier Zeitfenster verteilt.

Die Laufzeitberechnung erfolgt kontinuierlich. Veränderungen in der Aussentemperatur werden laufend berücksichtigt, indem die ausgeführten Pulse laufend der „gemischten Aussentemperatur“ angepasst werden.

Im Unterschied zur energiekenlinienbasierten PBM-Regelung wird nur ein gestarteter Puls eingefroren, nicht jedoch die Pulszahl innerhalb eines Fensters. Nach dem Abschluss eines Pulses wird in der Pausenzeit die Zahl und die Zeitdauer der noch auszugebenden Pulse neu berechnet. Aus diesem Grunde und da die Rückmeldung „Verdichter läuft auf Heizbetrieb“ auf den Regler zurückgeführt wird, wird ein durch eine Störung (wie EW-Sperre, Abtauung oder Brauchwasserladung) unterbrochener Puls erkannt. Die fehlende Laufzeit wird nach Abschluss der Störung ausgeführt.

1.3 Modellbasierte PBM

Der modellbasierte PBM-Regler (entwickelt am Institut für Mess- und Regeltechnik der ETHZ) berücksichtigt als einziger Regler durch ein physikalisches Modell die thermische Trägheit des Wärmeabgabesystems und des Gebäudes für eine optimale Verteilung der vom Haus über der Zeit benötigten Wärmepakete. Das verwendete Modell weist drei thermische Speicher auf: Das Heizungswasser in den Rohren, der Fussboden und der Raum jeweils mit den zugehörigen Zustandsgrößen für die entsprechende Energiespeicherung: Rücklauf­temperatur ϑ_{RL} , Fussbodentemperatur ϑ_B und Referenztemperatur ϑ_R .

Im Unterschied zum energiekenlinien- und laufzeitkenlinienbasierten PBM-Regler ist der modellbasierte PBM-Regler zukunftsorientiert, d.h. die Optimierung für die Verteilung der Wärmepakete wird in Abhängigkeit einer 24-stündigen Prädiktion der Aussenlufttemperatur durchgeführt. Dabei wird für die Aussenlufttemperatur der nächsten 24 Stunden der Verlauf der letzten 24 Stunden verwendet. Korrigiert wird diese Prognose durch eine Parallelverschiebung des Verlaufs, so dass die vorhergesagte Temperatur für den aktuellen Zeitpunkt mit der wirklichen, gemessenen Temperatur übereinstimmt.

Die im modellbasierten PBM-Regler verwendete Methode wird als LQ-MPC bezeichnet [3]. Dabei steht MPC für „Model Predictive Control“ (modellbasierte prädiktive Regelung) während LQ darauf hinweist, dass das verwendete physikalische Modell durch ein lineares (L) Differentialgleichungssystem beschrieben wird und dass das Optimierungskriterium quadratisch (Q) ist. Für die Optimierung wurde konkret der folgende quadratische Güteindex ausgewählt, der für einen Prädiktionshorizont von 24 Stunden minimiert wird:

$$J(\dot{Q}_{Bed}^*) = \frac{1}{2} \sum_{k=0}^N \left\{ R_k \dot{Q}_{Bed,k}^*{}^2 + Q_k (\vartheta_{R,k} - \vartheta_{Rsol|k})^2 \right\}$$

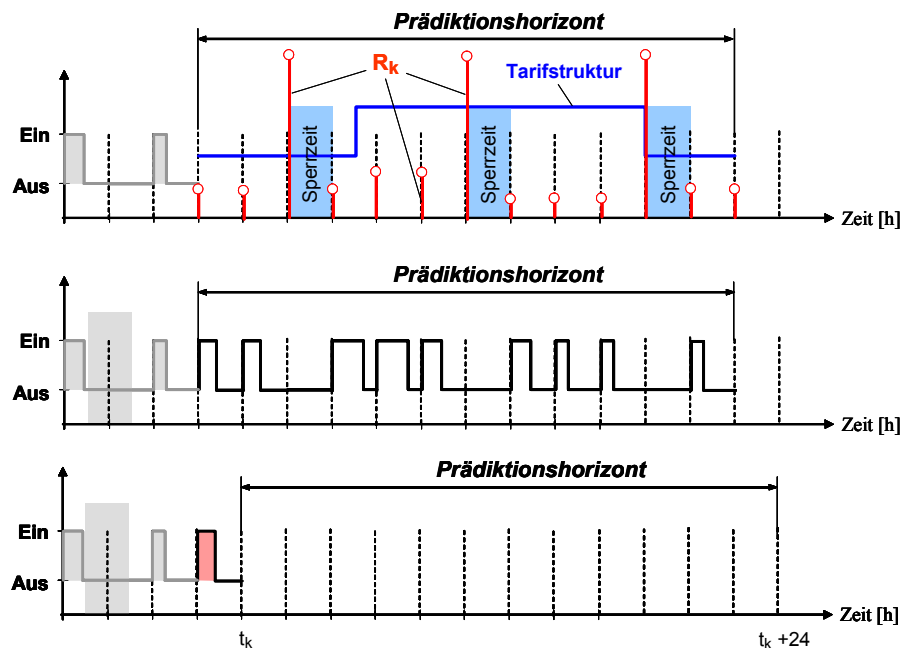
Der Prädiktionshorizont ist dabei in $N = 12$ Intervalle von je 2 Stunden unterteilt. Der Index k im Güteindex weist auf das k -te Intervall im Prädiktionshorizont hin. Mit der Wahl der Faktoren R_k und Q_k wird bei der Optimierung der Komfort ($\vartheta_{R,k} - \vartheta_{Rsol|k}$) gegenüber der Heizleistung $\dot{Q}_{Bed,k}$ gewichtet.

Aus der LQ-Optimierungstheorie [3] ist bekannt, dass für die Optimierung nur das Verhältnis der beiden Gewichtungsfaktoren relevant ist. Daher wurde der Gewichtungsfaktor Q_k auf eins gesetzt. Somit wird das Optimierungsziel nur durch eine geeignete Wahl des Verlaufs des Gewichtungsfaktors R_k über dem Prädiktionshorizont definiert.

Mit einem Basiswert wird eine grundsätzliche Gewichtung des Komforts gegenüber der Heizleistung eingestellt. Um den Anteil der Wärmepakete in der Niedertarifperiode zu erhöhen, wird der Basiswert in der Hochtarifperiode um das Verhältnis von Hochtarif zu Niedertarif vergrößert. Allfällige Sperrzeiten können analog durch das Vergrößern der R_k -Werte innerhalb einer Sperrzeit berücksichtigt werden (Bild 1).

Die Wärmepumpe arbeitet bei höheren Aussenlufttemperaturen effizienter und weist höhere COP-Werte auf. Um aus diesem Grund die Wärmepakete über den Prädiktionshorizont möglichst in den Zeitabschnitten mit höher prädizierten Aussenlufttemperaturen zu verschieben, werden die R_k -Werte im Prädiktionshorizont entsprechend korrigiert.

Bild 1: Eine Einstellung der R_k -Werte des Gütekriteriums für die Optimierung des modellbasierten PBM-Reglers und Darstellung der fortlaufenden Verschiebung des Prädiktionshorizonts im Sinne der MPC-Regelung.

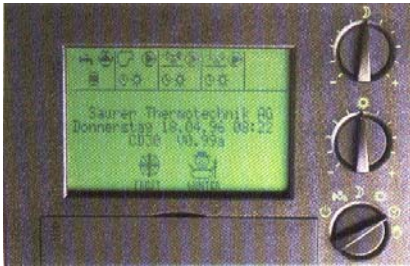


Obwohl die Optimierung die Verteilung der Wärmepakete für den gesamten Prädiktionshorizont bestimmt, wird nur das erste optimale Wärmepaket verwendet. Das Fenster des Prädiktionshorizonts (24 Stunden) wird anschliessend um ein Intervall nach vorn verschoben und die Optimierung wiederholt (vgl. Bild 1). Damit können allfällige Prädiktionsfehler fortlaufend korrigiert werden.

2. Erprobung der PBM-Regler

Alle drei PBM-Regler konnten in der zweiten Phase des Projekts problemlos in handelsübliche Reglergeräte der Firmen SATAG Thermotechnik AG und Siemens Building Technologies AG (Bild 2) implementiert und in einem Wohnhaus erfolgreich erprobt werden.

a)



b)



Bild 2: a) Heizungsregler CD 50 (SATAG Thermotechnik AG)
b) Heizungsregler RVP 300 (Siemens Building Technologies AG).

Für die Erprobung der PBM-Regler wurde aufgrund einer ausführlichen Evaluation eine Anlage „Winterthur-Seen“ als Referenzanlage ausgewählt, die am besten unseren Anforderungen entsprach:

- Typisches Sanierungsobjekt, Baujahr 1986.
- Häufig vorkommender EFH-Typ.
- Luft-Wasser-Wärmepumpe.
- Gemischtes Wärmeabgabesystem Fussbodenheizung / Heizkörperheizung mit hohem Heizkörperanteil, separater Wärmezähler für die Heizkörperheizung möglich.
- Wärmeabgabe kann mit unterschiedlichen Anteilen Fussbodenheizung und Heizkörperheizung betrieben werden.
- Grosse Fensterflächen mit Süd-Orientierung, d. h. grössere Störenergie bei eher kleinerem Heizenergiebedarf (gute Wärmedämmung).
- Grosses Interesse des Besitzers und Bereitschaft zur Mitarbeit.

Das Prinzipschema der hydraulischen Schaltung der ausgewählten Anlage ist im Bild 3 dargestellt. Die 15-jährige Wärmepumpe wurde auf Wunsch des Besitzers durch eine neue Luft-Wasser-Wärmepumpe (SATAG AW 113.1) ersetzt, die mit einer Leistung von ca. 9 kW bei -12 °C Aussentemperatur einen monovalenten Betrieb bis zu dieser Aussentemperatur erlaubt.

Die Anlage wurde in der Heizsaison 2000/2001 mit einer Leistungsaufteilung von 33% Heizkörperheizung (HKH) und 67 % Fussbodenheizung (FBH) betrieben (Variante 1 in der Tabelle 1). Bei dieser Einstellung kamen nur der witterungsgeführte Rücklauftemperaturregler (Originalregler von SATAG) und der modellbasierte PBM-Regler zum Einsatz.

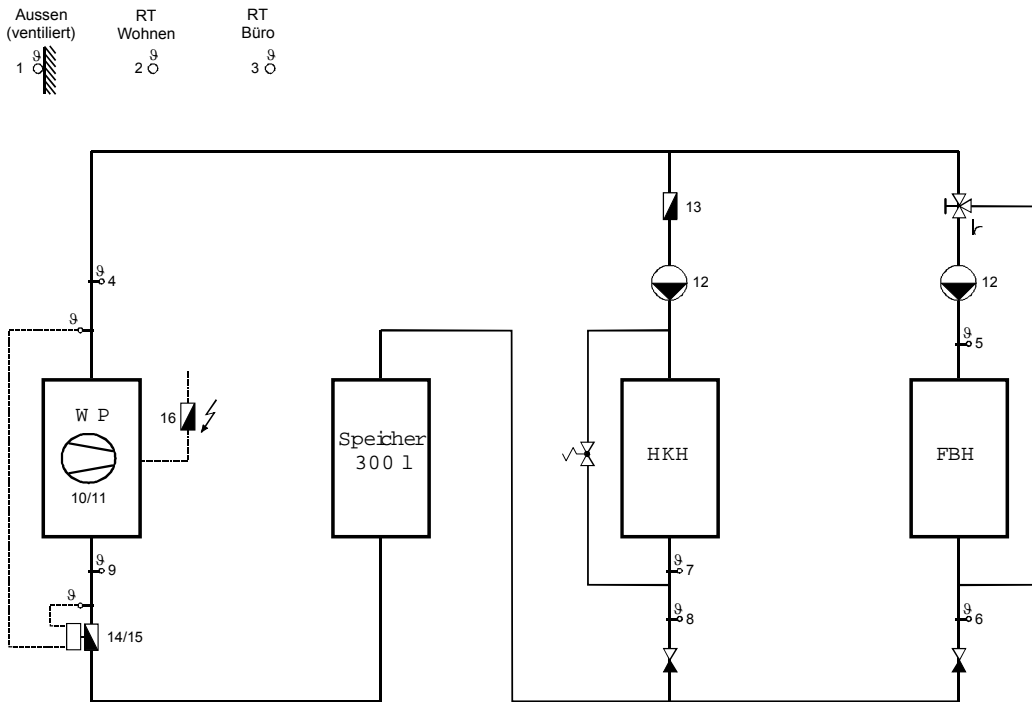


Bild 3: Prinzipschema der hydraulischen Schaltung der ausgewählten Anlage.

In der Heizsaison 2001/2002 wurde die Leistungsaufteilung zu Gunsten der Heizkörperheizung geändert (67 % HKH und 33 % FBH). Bei dieser Einstellung (Variante 2 in der Tabelle 1) kamen alle PBM-Regler zum Einsatz. Daher werden nachfolgend nur für diese Einstellung die Resultate der Erprobung vorgestellt.

Variante	Heizkörperheizung (HKH)			Fussbodenheizung (FBH)		
	Leistung	Durchfluss	VL/RL-Temp. (24 h Mittelwert)	Leistung	Durchfluss	VL/RL-Temp (24 h Mittelwert)
1. Heizsaison 2000/2001 (33% HKH, 67% FBH)	2.8 kW	0.9 m ³ /h	33/30.3 °C	5.7 kW	0.9 m ³ /h	33/27.5 °C
2. Heizsaison 2001/2002 (67% HKH, 33% FBH)	5.7 kW	1.14 m ³ /h	42/37.7 °C	2.8 kW	pri. 0.16 m ³ /h sek. 1.3 m ³ /h	42/26.9 °C 28.7/26.9 °C

Tabelle 1: Zwei eingestellte Varianten der Referenzanlage. Alle Angaben beziehen sich auf einen Auslegungspunkt von -10 °C Aussentemperatur.

2.1 Erprobung des energiekennlinienbasierten PBM-Reglers

Der energiekennlinienbasierte PBM-Regler wurde im Reglergerät von SATAG (CD 50, Bild 2) implementiert und vom 17. März bis 14. April 2002 erprobt. Er wurde für die Referenzanlage wie folgt eingestellt:

- Niedertariffenster 22.00-07.00 Uhr
- Hochtariiffenster 07.00-22.00 Uhr
- Bei 0 °C Aussentemperatur 140 kWh/d
- Steilheit -8,0 kWh/(d*K)
- Wunsch-Pulslänge 60 Minuten
- Anteil Niedertarif 70 %

Bei der Erprobung zeigte sich, dass der Regler zeitweise nicht wie vorgesehen arbeitete. Da der Programmentwickler beim Industriepartner nicht zur Verfügung stand, war die Behebung der Programmierfehler leider nicht möglich. Diese Fehler werden selbstverständlich bei der geplanten Erprobung im Rahmen der Phase 3 des Projekts behoben.

Der Beobachtungszeitraum von fast einem Monat (untere Diagramme im Bild 4) weist relativ grosse Temperaturschwankungen zwischen Tag und Nacht und häufigen Sonnenschein auf. Aufgrund der häufigen Sonneneinstrahlung sind relativ grosse Raumtemperaturschwankungen in den Häufigkeitsverteilungen der Raumtemperaturen (oberes Diagramm im Bild 4) erkennbar. Insbesondere die am Kopf abgeflachte Kurve des Wohnzimmers ist auffallend. Alles in allem sind die Schwankungen jedoch wesentlich weniger gravierend als aufgrund der Fehler im Programm zu befürchten war. Die Fehler kompensierten sich offenbar teilweise oder gingen in der Trägheit der Anlage unter.

Typischer Tag (Bild 5): An dem in Bild 5 dargestellten Tag arbeitete der Regler trotz Programmierfehler einwandfrei. Etwas nach 00.00 Uhr wird dem Haus die Niedertarifenergie in vier Pulsen zugeführt (3 Abtauungen). Genau auf das Ende der Niedertarifzeit, um 07.00 Uhr, ist der gewünschte Anteil Niedertarif von 70 % zugeführt. Der verbleibende Hochtariifanteil wird am Abend ab 18.00 Uhr (programmierte Wunsch-Startzeit) in einem Puls zugeführt (1 Abtauung).

Man kann im mittleren Diagramm erkennen, dass die Raumtemperaturen deutlich auf die Pulse reagieren. Dies deutet auf eine nicht allzu grosse thermische Trägheit des Gebäudes hin. Am Nachmittag zeigt sich eine Erhöhung der Raumtemperatur im Wohnzimmer infolge Sonneneinstrahlung.

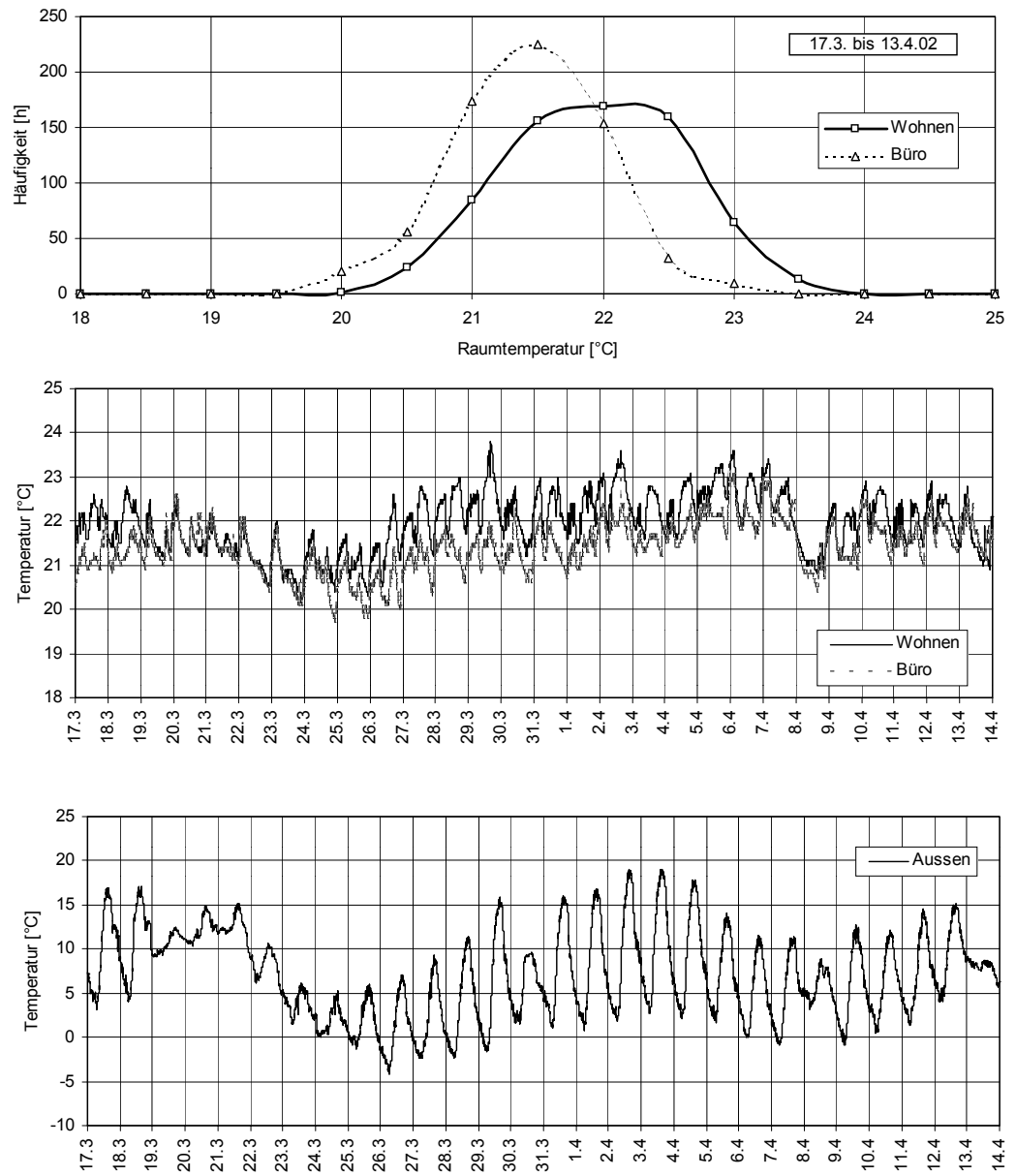


Bild 4: Energiekennlinienbasierte PBM-Regler, 17.03-13.04.2002.

2.2 Erprobung des laufzeitkennlinienbasierten PBM-Reglers

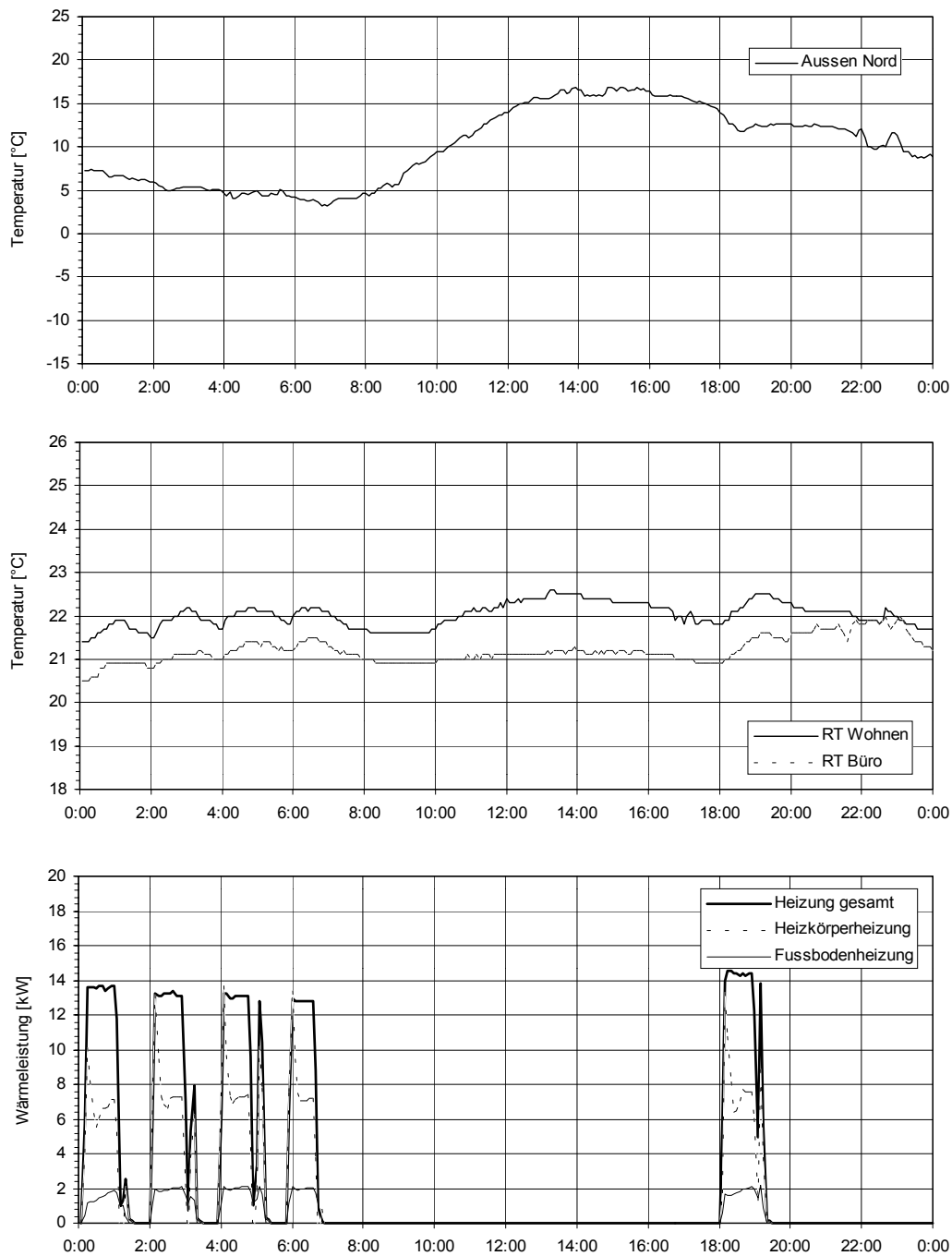


Bild 5: Energiekennlinienbasierte PBM-Regler, Sonntag 17.03.2002.

Der laufzeitkennlinienbasierte PBM-Regler wurde im Reglergerät von Siemens (RVP 300, Bild 2) implementiert und sowohl vom 24. Januar bis 28. Februar 2002 als auch vom 15. bis 30. April 2002 erprobt. Die Abtausteuering war in diesem Regler noch nicht realisiert und erfolgte deshalb noch über einen Originalregler der Wärmepumpe. Der laufzeitkennlinienbasierte PBM-Regler wurde für die Referenzanlage wie folgt eingestellt:

Einstellung der Zeitfenster und des Laufzeitanteils:

- Fenster 1 07:00 – 12:00 10 %
- Fenster 2 12:00 – 17:00 10 %
- Fenster 3 17:00 – 22:00 10 %
- Fenster 4 22:00 – 07:00 70 %

Die Laufzeitkennlinie wurde durch folgende 5 Stützpunkte definiert:

[16°C/(0h)], [7°C/5:20 h], [2°C/9:45 h], [-3°C/14:00 h] und [-8°C/18:30 h]

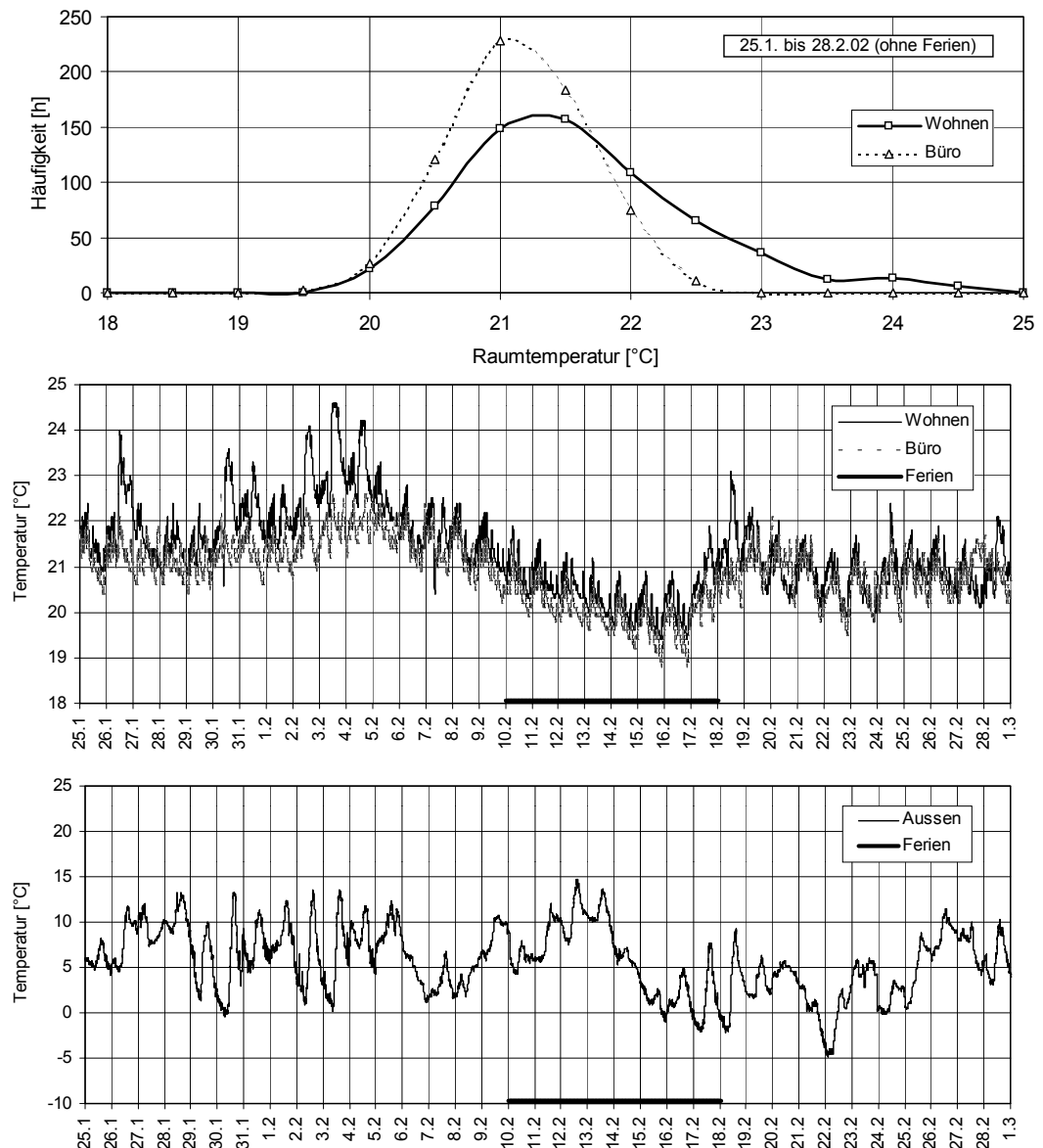


Bild 6: Laufzeitkennlinienbasierter PBM-Regler, 25.01-28.02.2002.

Die Wunsch-Pulslänge und die Wunsch-Pausenlänge wurden auf 80 min bzw. 60 min eingestellt. Die Minimal-Pulslänge und die Minimal-Pausenlänge wurden auf 15 min bzw. 20 min eingestellt.

Der laufzeitkennlinienbasierte PBM-Regler arbeitete seit Inbetriebsetzung immer einwandfrei. Vom 10. bis 17. Februar waren die Bewohner in den Ferien und die Rolläden waren geschlossen. Während dieser Zeit waren somit die Störungen durch innere Wärme und Sonneneinstrahlung stark reduziert. Für die Bestimmung der Häufigkeitsverteilungen der Raumtemperaturen (oberes Diagramm im Bild 6) wurde diese Ferienwoche nicht berücksichtigt, damit die Temperaturverteilung des Normalbetriebs nicht durch den Ferienbetrieb verfälscht wird. Die Schwankung der Raumtemperatur im Wohnzimmer ist etwas grösser als im Büro. Sie zeigt einen deutlichen „Fuss“ bei 23...25 °C infolge der Sonneneinstrahlung.

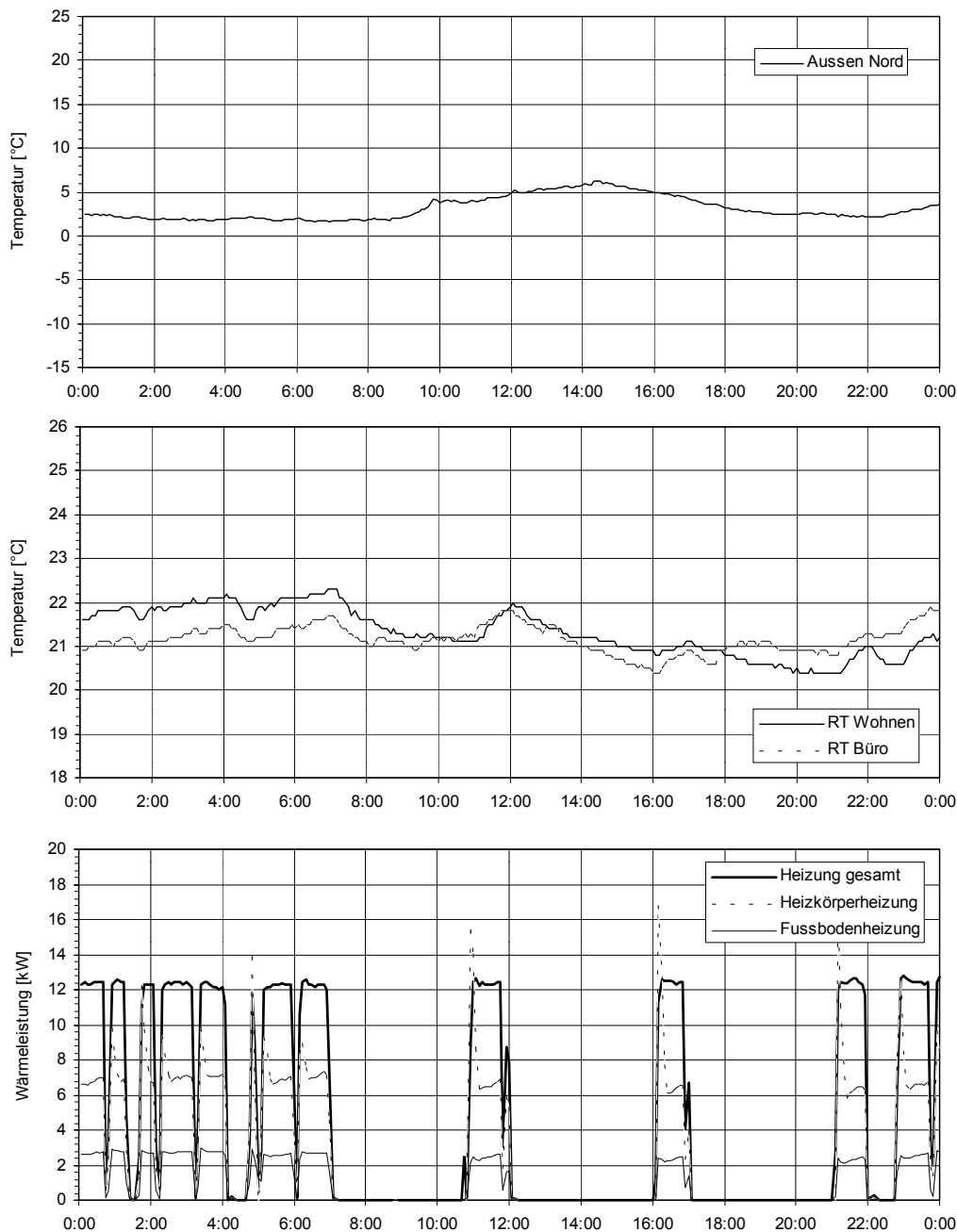


Bild 7: Laufzeitkennlinienbasierter PBM-Regler, Sonntag 19.02.2002.

Typischer Tag (Bild 7): Während der Niedertarifzeit wird der gewünschte Niedertarifanteil von 70% in 4 Pulsen (Puls vom Vortag analog dem Puls nach 22.00 Uhr) so zugeführt, dass der Vorgang um 07.00 Uhr abgeschlossen ist (ca. 6 Abtauungen). Als Besonderheit war dieser Regler auf 3 Hochtariffenster programmiert. Die verbleibenden 3 mal 10 % werden deshalb über drei gleich grosse Pakete jeweils am Ende der drei Hochtarif-Fenster zugeführt. Auch hier kann im mittleren Diagramm deutlich erkannt werden, dass die Raumtemperaturen wegen der nicht allzu grossen thermischen Trägheit des Gebäudes auf die Pulse reagieren.

2.3 Erprobung des modellbasierten PBM-Reglers

Der modellbasierte PBM-Regler wurde im Reglergerät von SATAG (CD 50, Bild 2) implementiert und sowohl vom 22. Februar bis 14. März 2001 (Heizsaison 2000/2001 mit 33 % HKH und 67 % FBH) als auch vom 4. bis 24. Januar 2002 und vom 2. bis 16. März 2002 (Heizsaison 2001/2002 mit 67 % HKH und 33 % FBH) erprobt. Er arbeitete immer einwandfrei.

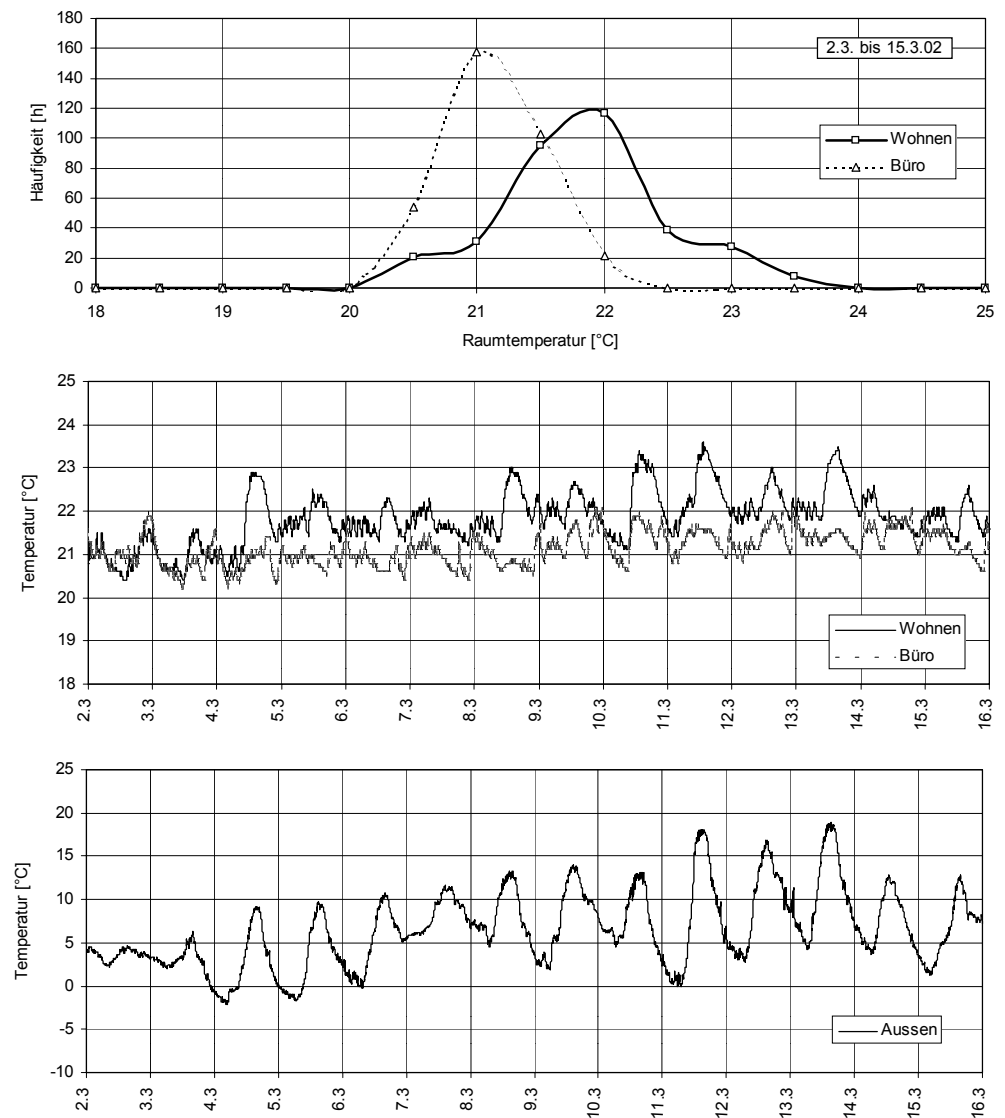


Bild 8: Modellbasierter PBM-Regler, 02.03.-16.03.2002.

Zu beachten ist hier, dass der PBM-Regler beim Übergang von der Heizsaison 2000/2001 zur Heizsaison 2001/2002 modifiziert wurde. Der Grund dafür ist, dass in der vorliegenden Implementierungsvariante sowohl die Parameter des Gebäudemodells als auch die R_k -Werte (vgl. Kapitel 1.3) im Reglergerät fest verdrahtet sind. Der Benutzer kann lediglich einen Sollwert für die Raumtemperatur vorgeben.

Wegen dem höheren Anteil der Sonneneinstrahlung präsentieren wir hier nur die zwei Wochen im März (Bild 8). Bei der Häufigkeitsverteilung der Wohnzimmertemperatur sind die beiden „Füße“ auffallend. Der obere wurde durch die häufige Sonneneinstrahlung und der untere durch die tieferen Raumtemperaturen zu Beginn der Beobachtungszeit verursacht, bevor die Raumtemperatur gesamt durch die anhaltende Sonneneinstrahlung anstieg.

Typischer Tag (Bild 9): Dies ist ein typischer Tag mit starker Sonneneinstrahlung. Die Raumtemperatur im Wohnzimmer steigt von 21,5 °C auf 23 °C an, während die Raumtemperatur im Büro

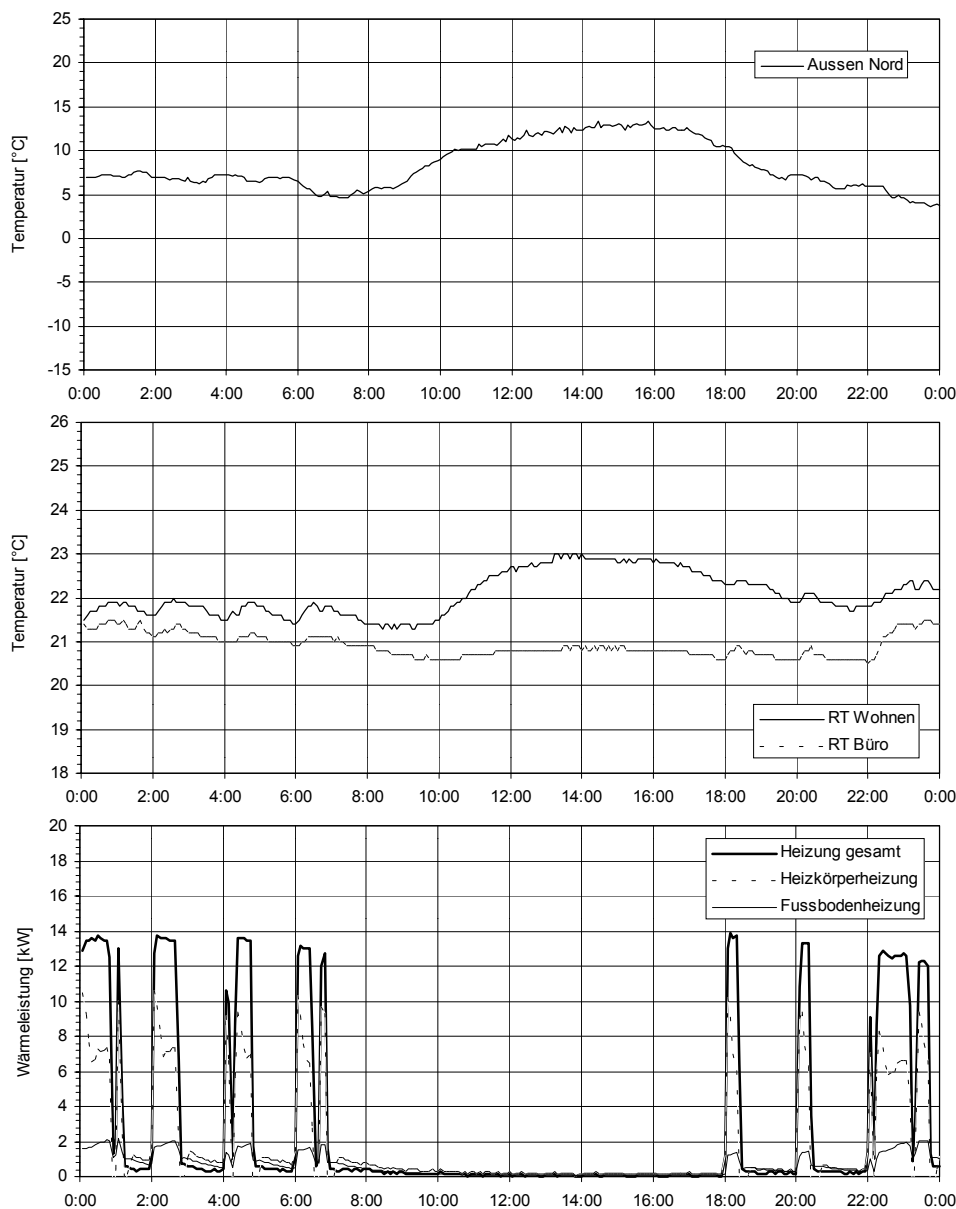


Bild 9: Modellbasierter PBM-Regler, Freitag 08.03.2002.

konstant auf 21 °C bleibt. In der Niedertarifzeit erfolgt die Energiezufuhr in 5 Paketen. Der im PBM-Regler eingebaute Beobachter erkennt offenbar, dass die Raumtemperatur zu hoch ist und unterbricht am Nachmittag die Energiezufuhr. Erst am Abend erfolgt noch eine Hochtarif-Energiezufuhr in zwei kleineren Paketen.

Man erkennt ausserdem im unteren Diagramm von Bild 9, dass die Lieferung der Wärmepakete mit einer Pulslänge grösser als 15 Minuten gemäss Aufteilung des Tages in 12 gleich grossen Intervallen (N=12) alle zwei Stunden erfolgt.

2.4 Diskussion

Zusammenfassend können die folgenden Resultate festgehalten werden:

- Die Implementierung des PBM-Reglers in herkömmliche Regelgeräte ist problemlos möglich.
- PBM-Regelung ist für den Installateur und Betreiber nicht aufwendiger als eine herkömmliche Rücklauf temperaturregelung: Anzahl Fühler, Anzahl Bedienungselemente und notwendige Eingabegrössen sind miteinander vergleichbar.
- Die getesteten und diskutierten PBM-Regler sind bezüglich Raumtemperaturkomfort mit dem herkömmlichen Rücklauf temperaturregler vergleichbar.
- Alle PBM-Regler konnten problemlos mit einem Niedertarifanteil von 60...70 % gefahren werden. Im Vergleich dazu war der Niedertarifanteil beim Rücklauf temperaturregler ohne Zeitprogrammsteuerung nur 43 %.
- Durch Sonneneinstrahlung stieg bei allen Regelkonzepten die Raumtemperatur jeweils während einiger Stunden um 1...1,5 K an. Der modellbasierte PBM-Regler konnte offenbar durch den eingebauten Beobachter über die Rücklauf temperaturregler den Anstieg der Raumtemperatur feststellen und die Heizung entsprechend abstellen. Bei allen Regelkonzepten könnte eine Raumtemperatur aufschaltung (oder sogar ein Sonnenintensitätsfühler) in extremen Fällen sicher Vorteile bringen.

Gegenüber der witterungsgeführten Zweipunkt-Rücklauf temperaturregelung ergeben sich mit PBM, systembedingt durch das völlig andere Regelkonzept, zahlreiche Vorteile:

1. Längere mittlere Laufzeit der Wärmepumpe und Einhaltung der Minimallaufzeit: Das bedeutet geringere Anfahrbelastung des Netzes (Forderung der Elektrizitätswerke: maximal 3 Einschaltungen pro Stunde) und längere Lebensdauer des Verdichters
2. Höherer Niedertarifanteil: Der Betreiber kann beliebig wählen zwischen hohem Komfort (möglichst gleichmässige Wärmeabgabe) und tiefen Heizkosten (möglichst hoher Niedertarifanteil).
3. Eingabe der abstrakten Rücklauf temperaturregler-Heizkurve entfällt: Selbst Fachleute sind nicht in der Lage, die richtige Einstellung der Rücklauf temperaturregler-Heizkurve vorherzusagen. Die richtige Einstellung muss vielmehr durch den Betreiber nach und nach gefunden werden. Die Frage der laufzeitkennlinienbasierten PBM: „Wie lange muss meine Wärmepumpe pro Tag bei einer bestimmten mittleren Aussentemperatur laufen?“ lässt sich viel leichter und anschaulicher beantworten. Bei der modellbasierten PBM kann diese Einstellung sogar vollständig entfallen.
4. Koppelung Heizkurve/Zeitprogramm entfällt: Jede Änderung des Zeitprogramms bedingt eine neue Einstellung der Rücklauf temperaturregler-Heizkurve. Um diese höchst unangenehme Koppelung braucht man sich bei PBM nicht zu kümmern. Die Nutzung des Niedertarifs kann mit PBM so weit als möglich gegen den Morgen hin geschoben werden (warme Wohnung beim

- Aufstehen); am Morgen kühlt die Wohnung dann wieder aus (Haushaltsarbeiten) und auf den Abend hin kann wieder verstärkt geheizt werden.
5. Koppelung Heizkurve/Wassererwärmung entfällt: Je länger die Wärmepumpe zur Wassererwärmung laufen muss, desto höher muss die Rücklauftemperatur-Heizkurve eingestellt werden, weil weniger Laufzeit zur Heizung zur Verfügung steht. Dies ist insbesondere ein Problem bei Anlagen mit grossem und stark schwankendem Warmwasserbedarf. Mit Pulsbreitenmodulation entfällt dieses Problem: Die Wassererwärmung kann gezielt in den Pausen erfolgen, wenn die Wärmepumpe nicht zum Heizen gebraucht wird.
 6. Keine Probleme mit tiefen und flachen Heizkurven: Differenzen zwischen Auslegung und realem Betrieb bewirken, dass die reale Heizkurve viel tiefer und viel flacher verläuft als erwartet. Dadurch wird die Regelbarkeit der Wärmepumpenanlage mit herkömmlichen Rücklauftemperaturreglern eingeschränkt. Diese Probleme entfallen mit PBM vollständig.
 7. Keine Fehler durch Momentanwert-Witterungsführung an Tagen mit grossen Temperaturdifferenzen: Rücklauftemperaturregler, die mittels Zeitprogramm zur Niedertarifnutzung hauptsächlich während der Nacht arbeiten, erzeugen an Tagen mit grosser Temperaturdifferenz zwischen Tag und Nacht mehr Wärme als notwendig, weil die Witterungsführung mit dem Momentanwert der Aussentemperatur erfolgt. Dieses Problem entfällt bei PBM.
 8. Kleinerer Hilfsenergieverbrauch durch Pumpenabschaltung: Die energiekenlinien- und laufzeitkenlinienbasierten PBM-Regler brauchen die Rücklauftemperatur nicht als Messgrösse, d.h. die Umwälzpumpe kann bei Stillstand der Wärmepumpe ganz oder zeitverzögert abgeschaltet werden (gilt nicht für die modellbasierte PBM).

3. Reglervergleich am dynamischen Wärmepumpenprüfstand

Ein detaillierter Vergleich der Regelkonzepte bezüglich Komfort und Energie-Effizienz bzw. Kosten war noch nicht möglich: Die Aussentemperaturen und die Sonneneinstrahlung der Beobachtungsperioden sind infolge des zeitlich aufeinanderfolgenden Einsatzes der untersuchten Regler zu unterschiedlich.

Welcher der erprobten PBM-Regler nun die beste Lösung darstellt, wird zur Zeit im Rahmen der laufenden dritten Phase des Projektes untersucht. Zu diesem Zweck wurde ein dynamischer Sole-Wasser-Wärmepumpenprüfstand aufgebaut, der sowohl die Emulation der thermischen Trägheit eines beliebigen (fiktiven) Hauses als auch die Emulation des transienten Verhaltens der Quelle (Solekreislauf) ermöglicht.

Dadurch wird es möglich, der zu untersuchenden Wärmepumpe sowohl auf der Seite der Last als auch auf jener der Quelle reproduzierbar die gleichen Randbedingungen vorzutauschen und somit die Regler nacheinander unter gleichen Bedingungen zu testen. Nachfolgend werden nur der Prüfstands Aufbau und das Regelungskonzept für die Realisierung der Emulation am Prüfstand erläutert.

3.1 Prüfstands Aufbau und Emulation

In Bild 10 ist das Hydraulikschema des Sole-Wasser-Wärmepumpenprüfstands des Instituts für Mess- und Regeltechnik der ETHZ dargestellt. Der Prüfstand besteht im Wesentlichen aus vier Tanks mit je 50 l Volumeninhalt, zwei auf der Soleseite und weitere zwei auf der Wasserseite.

Pro Tank gibt es einen Wärmetauscher (WT1, WT2, WT4 und WT5), der den Tank thermisch mit einem entsprechenden Medium (30 °C auf der Soleseite und 14 °C auf der Wasserseite) koppelt. Um die Temperaturspreizung der beiden Seiten unabhängig von der Testwärmepumpe einstellen zu können, befindet sich eine Hilfswärmepumpe zwischen dem kalten Soletank und dem warmen Wassertank. Ein weiterer Wärmetauscher (WT3) koppelt thermisch die beiden Seiten, um wieder Wärme von der Wasserseite zur Soleseite zurückzuführen. An jedem Wärmetauscher kann der Wärmestrom mit Hilfe eines Dreiwegventils eingestellt werden (vgl. Bild 10).

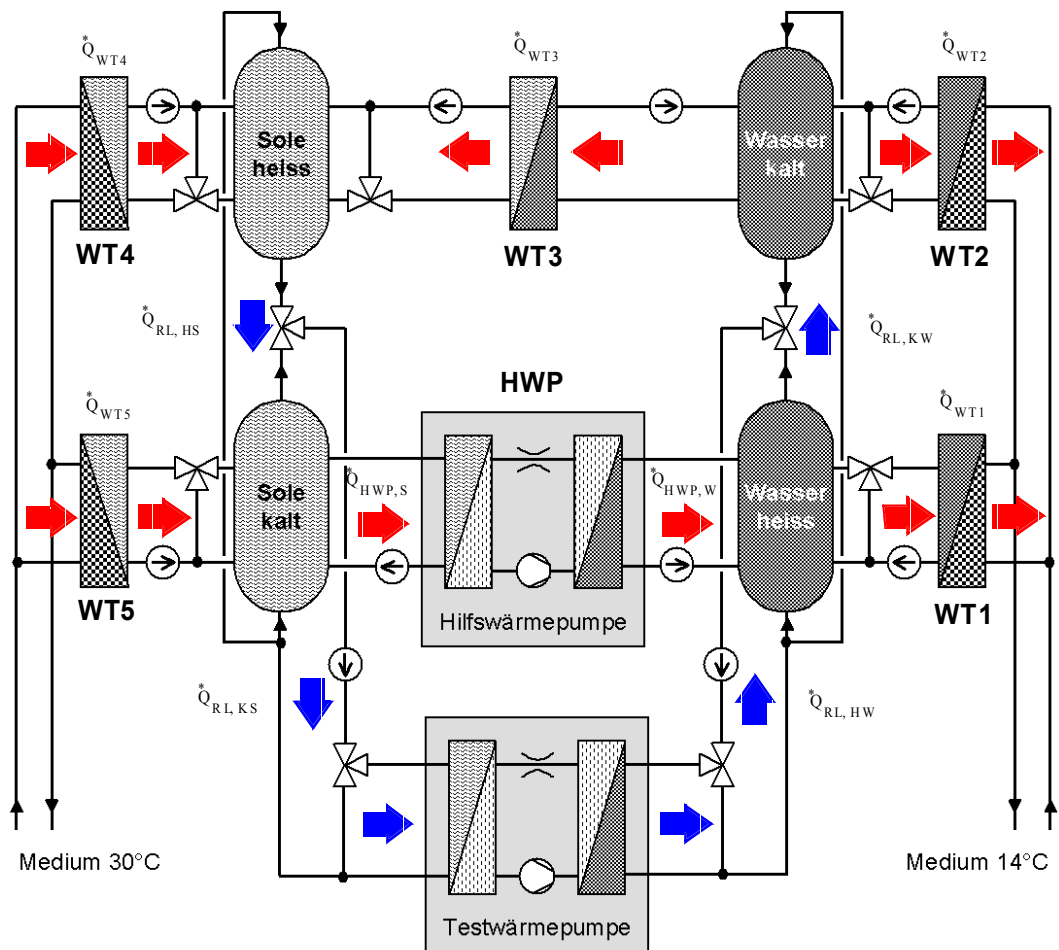


Bild 10: Hydraulikschema des dynamischen Wärmepumpenprüfstands.

Die Emulation kann bei diesem Hydraulikschema dadurch realisiert werden, indem die Rücklauftemperaturen auf der Sole- und Wasserseite jeweils über Dreiwegventile so abgemischt werden, dass sie vorgegebenen Verläufen folgen, die aus einer On-line-Simulation der entsprechenden Modelle für die thermische Trägheit des Hauses und der Quelle resultieren.

Für die On-line Simulation der thermischen Trägheit des Hauses wird das im Abschnitt 1.3 erwähnte Modell mit den drei thermischen Speichern verwendet. Dieses Modell ist in [4] detailliert beschrieben. Für die Berechnung der Transiente der Quelltemperatur (Solerücklauftemperatur) wird das Berechnungsmodul für Erdwärmesonden (Doppel-U-Sonden) gemäss [5] verwendet.

Im Bild 11 ist das Regelungskonzept der Gesamtanlage für die Realisierung der Emulation am Prüfstand dargestellt. Im Block „Emulation“ werden (durch die numerische Integration der Differentialgleichungen der entsprechenden Modelle für das Haus und die Quelle) die Sollverläufe für die Wasser- und Solerücklauftemperatur ($\vartheta_{WRL,soll}$ und $\vartheta_{SRL,soll}$) berechnet. Daraus werden dann die Sollverläufe für die Tanktemperaturen bestimmt, indem für die beiden Seiten die Temperatur des warmen Tanks 2 °C darüber und die Temperatur des kalten Tanks 2 °C darunter gewählt werden.

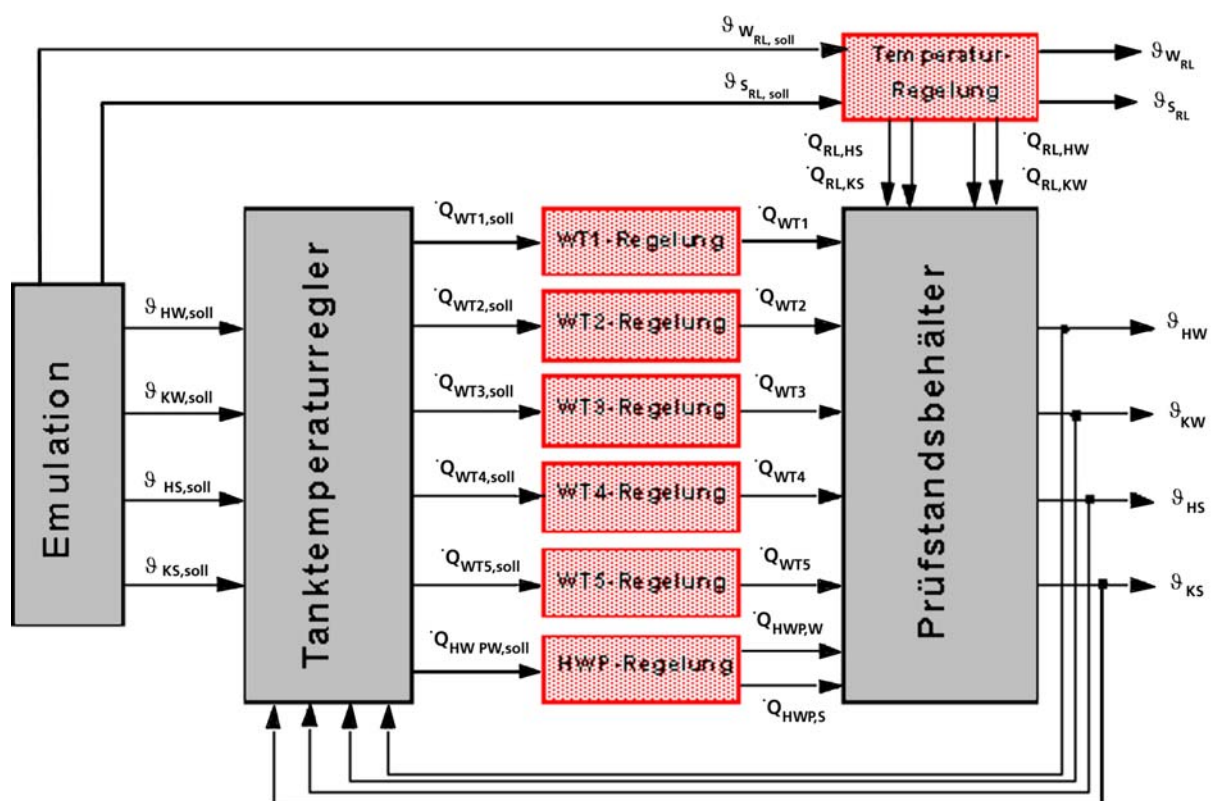


Bild 11: Regelungskonzept für die Realisierung der Emulation am Prüfstand.

Der Block „Tanktemperaturregler“ erfüllt zwei Aufgaben. Er löst einerseits die gegenseitige Kopplung der Tanks auf, so dass vier voneinander unabhängige Tanks als Regelstrecken resultieren. Er verwendet andererseits für jeden Tank einen einfachen Regler (z.B. PID-Regler), um die Tanktemperatur zu regeln. Als Stellsignale generiert diese übergeordnete Regelung Sollverläufe für die Wärmeströme, die durch geeignete untergeordnete Regelungen an den Wärmetauschern WT1 bis WT5 und an der Hilfswärmepumpe (HWP) realisiert werden. Diese sind im Bild 11 durch die entsprechenden Blöcke WT1- bis WT5-Regelung und HWP-Regelung gekennzeichnet.

Eine weitere Regelung stellt die Mischtemperaturregelung für die Emulation der Wasser- und Solerücklauftemperatur dar. Diese Regelung ist im Bild 11 durch den Block „Temperaturregelung“ gekennzeichnet.

Da die Prüfstandsregelung noch nicht abgeschlossen ist, werden die PBM-Regler in einer Zwischenstufe durch eine HIL-Simulation (HIL: hardware in the loop) miteinander verglichen. In diesem Fall erhält das Reglergerät die Temperatursignale direkt durch eine On-line-Simulation vom Prüfstandsrechner. Da der Prüfstand umgangen wird, liegt die Wärmepumpe beim Vergleich der Regler real nicht vor und muss ebenfalls im Prüfstandsrechner simuliert werden (Bild 11).

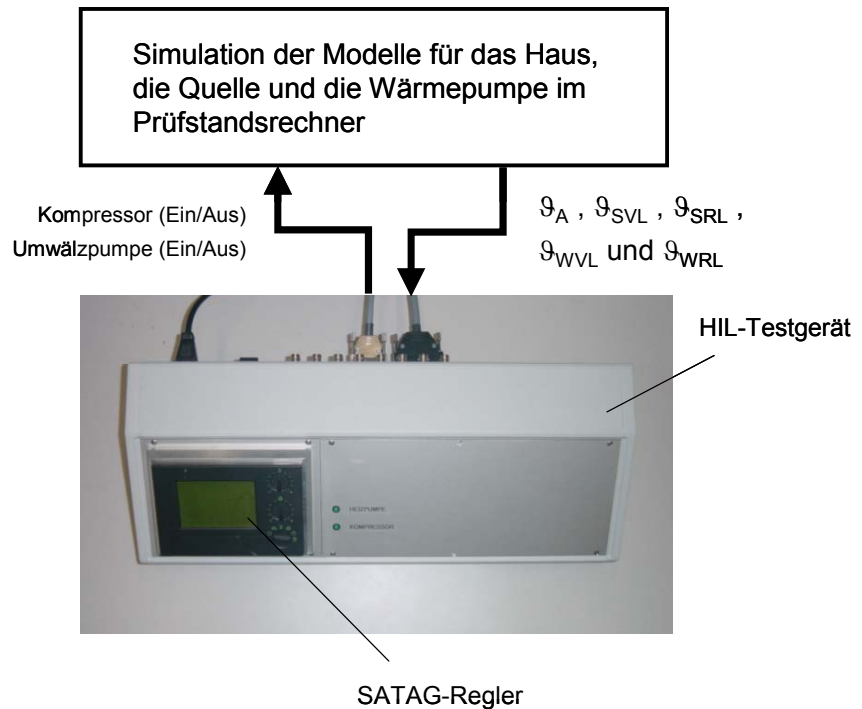


Bild 12: Schema der HIL-Simulation (HIL: hardware in the loop).

Quellen

- [1] H. R. Gabathuler, H. Mayer, E. Shafai, R. Wimmer: Pulsbreitenmodulation für Wärmepumpenanlagen, Phase 2: Implementierung in handelsübliche Regler und Erprobung in einem Wohnhaus, Schlussbericht, Bundesamt für Energie, Bern 2002.
- [2] E. Shafai, R. Wimmer, H. P. Geering: A New Approach for Heat Pump Heating Systems, Proceedings of the 7th IEA Heat Pump Conference, Beijing 2002.
- [3] H. P. Geering: Regelungstechnik, 5. Auflage, Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 2001.
- [4] E. Shafai, S. Ginsburg, R. Wimmer, D. Zogg: Validation of a model for a residential heat pump system based on short-period measurements, Proceedings of 6th IEA Heat Pump Conference, Berlin 1999.
- [5] A. Huber, O. Schuler: Berechnungsmodul für Erdwärmesonden, Schlussbericht, Bundesamt für Energie, ENET-Nr. 195115141, Bern 1997.

Ewald Geisser, Dipl. Masch. Ing. FH
Projektingenieur Energietechnik
Hochschule Rapperswil
Oberseestrasse 10
CH-8640 Rapperswil
ewald.geisser@hsr.ch
www.iet.hsr.ch

Kleinwärmepumpe mit Ammoniak als Arbeitsmittel

Zusammenfassung

Das natürliche Kältemittel Ammoniak wurde in eigens dafür gebauten Prototypen einer Sole-Wasser-Kleinwärmepumpe eingesetzt. Mit einer einstufigen Verdichtung in einem Flügelzellenverdichter bzw. Schraubenverdichter war der Extremzustand B-20/W60 zu überwinden. Verschiedene Temperaturhübe wurden untersucht und mit den Prüfergebnissen anderer Anlagen verglichen. Zudem war die Zwischeneinspritzung des Flügelzellenverdichters zu bewerten. Der Wirkungsgrad liegt mit und ohne Economizer an der unteren Grenze der im WPZ Töss getesteten Systeme.

Abstract

The natural refrigerant ammonia was used in purpose-built prototypes of small class brine/water-heat-pump. B-20/W60 was the extreme condition, which had to be overcome using single stage compression. A RotoVane compressor and, alternatively, a screw compressor were applied for this purpose. Several temperature gradients were tested and the results were compared with the results from other systems. In addition, the effect of the economizer, a feature of the RotoVane compressor, was to be examined. Compared with plants tested at the WPZ Töss, the efficiency lies at the lower end of the spectrum, with or without economizer.

1. Eigenschaften von Ammoniak

Ammoniak ist ein natürliches Kältemittel und wird als solches seit geraumer Zeit in Grosskälteanlagen angewendet. Als seine Hauptvorteile sind vor allem die Umweltverträglichkeit mit GWP = 0 und ODP = 0 und der sehr günstige Marktpreis zu werten. Bei Grossanlagen als Vorteil angesehen, bereitet die grosse spezifische und volumetrische Kälteleistung bei Kleinanlagen aber auch Probleme. Da für eine bestimmte Kälte- bzw. Wärmeleistung wenig Arbeitsmedium umgesetzt wird, ist es schwierig, geeignete Armaturen zu finden. Der stechende Geruch von Ammoniak, der bereits bei sehr geringer Konzentration (5 ppm) wahrgenommen wird, hilft eine allfällige Leckage frühzeitig zu erkennen, lange bevor eine schädigende Wirkung auf Lebewesen ausgeübt wird. Da die Dichte von NH₃ 1,7-mal kleiner ist als Luft, hat es einen dauerhaften Auftrieb und sammelt sich nicht in Form eines Gasees am Boden an.

Neben diesen Vorteilen bringt Ammoniak auch Nachteile mit sich, die es mit geeigneten technischen Massnahmen zu lösen gilt. Bereits bei kleinen Druckdifferenzen ergeben sich hohe Verdichtungsendtemperaturen. Zusammen mit der Unverträglichkeit mit Kupfer stellt Ammoniak hohe Anforderungen an die Verdichter. Ammoniak ist in Wasser leicht löslich. Damit stellt Wasser auch die Hauptverunreinigungsquelle dar. Der Anstieg des Wassergehaltes im Ammoniak um 1 % reduziert die Kälteleistung um 2 % und erhöht den Verdichtungsaufwand um 1 %. Wegen der ausgeprägten toxischen Wirkung von Ammoniak wird es als giftig eingestuft (Tabelle 1).

Wirkung	[ppm]	[mg/m ³]
Geruchsschwelle	5	3.5
MAK – Wert	50	35
Beginnende Belästigung	250	175
Lebensgefährlich bei 30 min Aufenthalt	2000	1400
Erblindung nach kurzer Einwirkzeit	3000	2100
Tod durch Atemstillstand	>5000	3500

Wirkung	[Vol %]	[mg/m ³]
Untere Explosionsgrenze	15.4	108000
Obere Explosionsgrenze	33.6	240000
Zündtemperatur	630 [°C]	
Zündenergie	14 [mJ]	

Tabelle 1: Sicherheitstechnische Daten von Ammoniak [L1], [L2].

Ammoniak bildet mit trockener Luft brennbare bzw. explosionsfähige Gemische, deren Entzündbarkeit jedoch erst bei sehr hohen Konzentrationen und nur durch eine sehr hohe Zündtemperatur möglich ist. Mit zunehmender Luftfeuchtigkeit wird der Zündbereich weiter eingeschränkt. Über 11 Vol.-% Wasserdampfgehalt in der Luft, das entspricht 100 % relativer Luftfeuchtigkeit bei 47.6 °C, gibt es keine explosionsfähigen Gemische mehr.

Unsere Erfahrungen im Umgang mit Ammoniak fielen durchwegs positiv aus. Es hat sich gezeigt, dass mit den entsprechenden technischen Hilfsmitteln und der richtigen Vorgehensweise eine Anlage ohne Geruchsbelästigung befüllt und entleert werden kann.

2. Vorgeschichte des Projektes

Unter Vorgeschichte ist die Projektphase 2 zu verstehen, deren Ergebnisse in [L3] ausführlich beschrieben und an der 8. Tagung des Forschungsprogramms UAW des Bundesamts für Energie (BFE) [L4] vorgestellt worden.

Die Arbeitsgemeinschaft setzte sich aus den Firmen Kapag AG (Zumikon), Ecopac AG (Herrliberg), NEK Umwelttechnik AG (Zürich) und dem Institut für Energietechnik der HSR zusammen. Ziel war der Bau und Test einer Kleinwärmepumpe mit Ammoniak für den Neubau- und Sanierungsmarkt. Als Extremzustand wurde -20 °C Verdampfungstemperatur und 65 °C Kondensations-temperatur definiert. Die Heizleistung von 17 kW_{therm} sollte mit einem einstufigen Flügelzellenverdichter erreicht werden.

Ein erster Prototyp wurde bei der Firma Kapag AG in Zumikon gebaut. Eine Kleinwärmepumpe mit dem Kältemittel Ammoniak zu bauen, stellte für alle Beteiligten Neuland dar. Der Bau war schwieriger als angenommen. Schwierigkeiten boten vor allem die Beschaffung von geeigneten Komponenten, nicht zuletzt weil Kupfer als Werkstoff nicht in Frage kommt. Eine weitere Unbekannte war das Verhalten des Kompressors, speziell dessen Ölhaushalt, und der Zwischeneinspritzung. Die unzureichende Ölabscheidung sowie Systeme zur Ölrückführung aus dem Verdampfer gaben mehrmals Anlass zu Modifikationen. Es erwies sich als Fehler, dass bei der Konzeption des Prototyps allzu früh das fertige Produkt ins Auge gefasst wurde. Aus diesem Grund wurde auf Überwachungsmöglichkeiten, wie Schaugläser verzichtet. Bei den Umbauarbeiten wurden Verunreinigungen in die Anlage eingebracht, die in der Folge zu Störungen führten. So versagten beim Abschalten die Rückschlagventile, wodurch es über den Verdichter zu einem Druckausgleich kam, bei dem Öl in die Sauggasleitung und schliesslich in den Verdampfer gedrückt wurde.

In der Folge wurde am Institut für Energietechnik der Hochschule Rapperswil das Konzept überarbeitet und ein neuer Prototyp konstruiert. Als Werkstoff für Behälter und Rohrleitungen wählte man rostfreien Stahl. Flanschverbindungen trennen die Behälter von den Leitungen und Schaugläsern. Damit konnten alle Anlageteile vor der Montage sauber gereinigt werden. Zur Absperrung einzelner Kompartimente wurden manuell betätigte Kugelhähnen verwendet. Erste Testfahrten zeigten, dass die zwar aufwändige, aber leistungsfähige Ölabscheidung einwandfrei funktionierte. Mangels Zeit konnten keine aussagekräftigen Messungen mehr durchgeführt werden.

3. Projektphase 3

Für die Weiterführung des Projektes konnten die bisherigen Projektpartner Kapag AG und Ecopac AG nochmals motiviert werden. In der Firma Unex AG fand man einen neuen Partner bei Wärmetauscherfragen. Das Projekt befindet sich derzeit in der Endphase und wird Ende Juni 2003 abge-

schlossen. Hauptbestandteile des Aufgabenkataloges sind die gründliche Ausmessung der Anlage unter reproduzierbaren Bedingungen mit dem bisherigen Flügelzellenverdichter und einem Schraubenverdichter, die Bewertung der Economizer – Einrichtung und die detaillierte Untersuchung des Ölkreislaufs. Die Resultate der Verdichter sollen untereinander und mit denjenigen von ähnlichen Anlagen verglichen werden.

3.1 Flügelzellenverdichter R140

Der Flügelzellenverdichter R140 von RotoVane Technologies Inc. (Tochter der MCC Mobile Climate Control Inc.) ist ein offener Kompressor, d.h. der ihn antreibende Motor wird extern angeflanscht. Von diesem Typ sind zwei Varianten mit unterschiedlichem internem Verdichtungsverhältnis erhältlich: „H“ für „High temperature application“ oder ein „L“ für „Low temperature application“. Die beiden Varianten unterscheiden sich lediglich in der Anzahl Lochreihen am Verdichteraustritt. Das interne Verdichtungsverhältnis berechnet sich aus dem Volumen der ersten geschlossenen Zelle dividiert durch das Volumen der letzten geschlossenen Zelle (siehe Bild 1) und beträgt 5:1 für den High bzw. 3:1 für den Low.

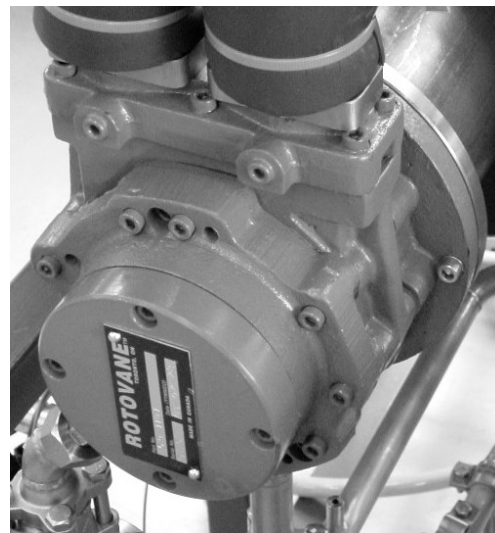
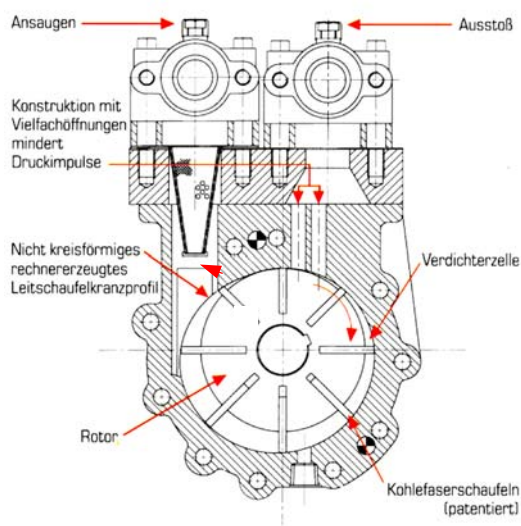


Bild 1: Ansicht und Schnittbild von Vielzellenverdichter von Rotovane.

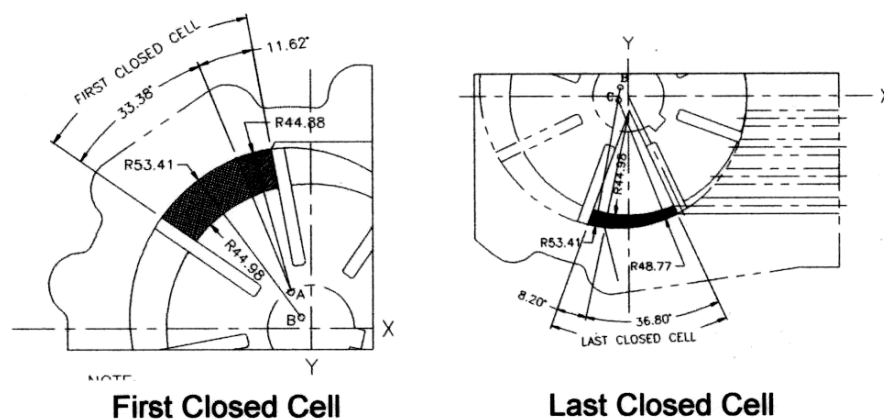


Bild 2: Internes Verdichtungsverhältnis von R140.

3.2 Schraubenverdichter MSC60

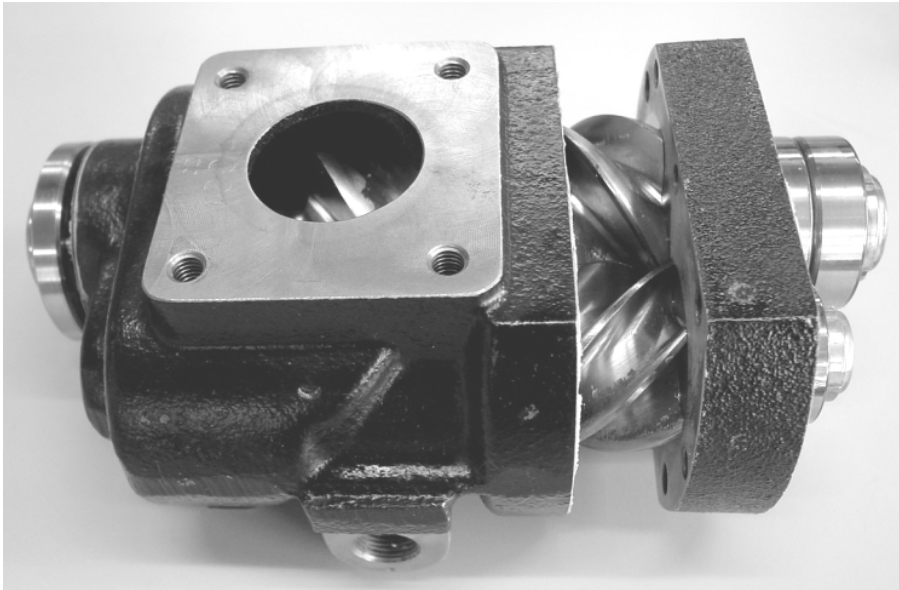


Bild 3: Zerlegter Schraubenblock.

Einige Versuche wurden mit dem Schraubenverdichten MSC60 der Firma OSD Srl. (Italien) gefahren. Der Verdichter ist sehr kompakt aufgebaut und weist die Abmasse 190 mm x 120 mm x 100 mm (Länge x Breite x Höhe) auf. Er besitzt zwei gegenläufige Schraubspindeln, deren Achsen auf einer horizontalen Ebene liegen. Der Antrieb erfolgt auf den Hauptrotor, der den Nebenrotor mitnimmt. Das Sauggas strömt von oben durch die Einlassbohrung ins Verdichtergehäuse und füllt dort den Freiraum radial und stirnseitig zwischen Rotorprofil und Gehäuse. Von oben betrachtet laufen die Rotoren auseinander. Dabei wird das Gas von oberhalb der Rotoren entlang den Gehäusewänden zur Verdichterunterseite transportiert. Dort schliessen die ineinander greifenden Profile das Startvolumen A ein und komprimieren dieses in der Folge bis zum Endvolumen B, wie in Bild 4 dargestellt. Beim Weiterdrehen wird stirnseitig der Auslasskanal durch den Lagerschild freigegeben. Die Rotorprofile greifen vollständig ineinander und verdrängen dadurch das gesamte Gasvolumen in die Heissgasleitung. Es existiert also kein Totvolumen.

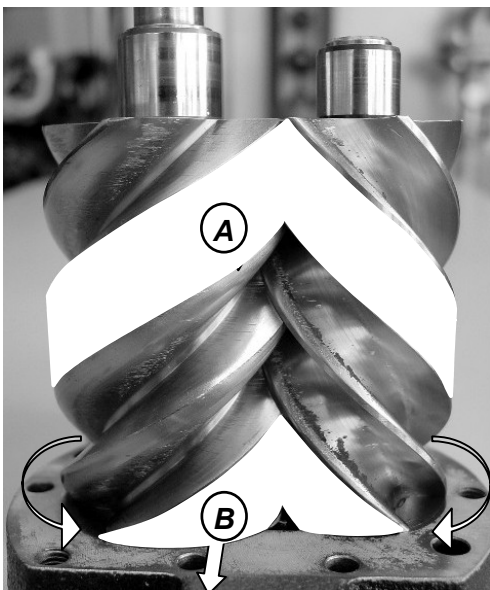


Bild 4: Verdichtungsverhältnis und Verdichteraustritt des MSC60.

3.3 Schaltung der Wärmepumpe

Bild 5 zeigt das Grundfliessbild des Systems. Ausgehend vom Verdichter strömt das komprimierte Gas zusammen mit dem Öl tangential in den Zyklon, wo die Haupttrennung von Ammoniak und Öl stattfindet. Eine 2. Ölabscheidung arbeitet nach dem Koagulationsprinzip. Das Kältemittel entweicht wegen seiner viel kleineren Dichte in der Zyklonmitte nach oben, während das Öl an den Wänden nach unten fällt. Einen Teil der nutzbaren Wärmeenergie wird bei der Kühlung des heissen Öls gewonnen, bevor es über ein Druckreduzier- respektive Dosierventil wieder in den Verdichter geleitet wird. Das in den Kondensator strömende Kältemittel kondensiert an den Oberflächen des Plattenwärmetauschers, wobei die freiwerdende Wärme ans Heizwasser übergeben. Nach dem Kondensator wird der nun flüssige Ammoniak über das erste Magnetventil auf den Zwischendruck entspannt, wonach er schliesslich zweiphasig in die Ecoflasche gelangt. Die flüssige und die gasförmige Phase, Sattdampf, liegen nebeneinander vor. Über das zweite Magnetventil expandiert die Flüssigphase in den Umlauf-Plattenverdampfer, um dort von der Sole wieder Wärme aufzunehmen. Aus dem Verdampfer bezieht der Verdichter den Haupt-Gasmassenstrom. Beim Flügelzellenverdichter von RotoVane, der über einen Economizer (Zwischeneinspritzung) verfügt, wird die Verdichtierzelle mit Sattdampf aus der Economizerflasche, der sich auf dem Weg zum Verdichter geringfügig überhitzt, angereichert. Während den Versuchen mit dem Schraubenverdichter von OSD, der nicht über eine derartige Einrichtung verfügt, wird die Verbindungsleitung zwischen Ecoflasche und Verdichter abgeschottet.

Bild 10:
Fließbild der
Wärmepumpe.

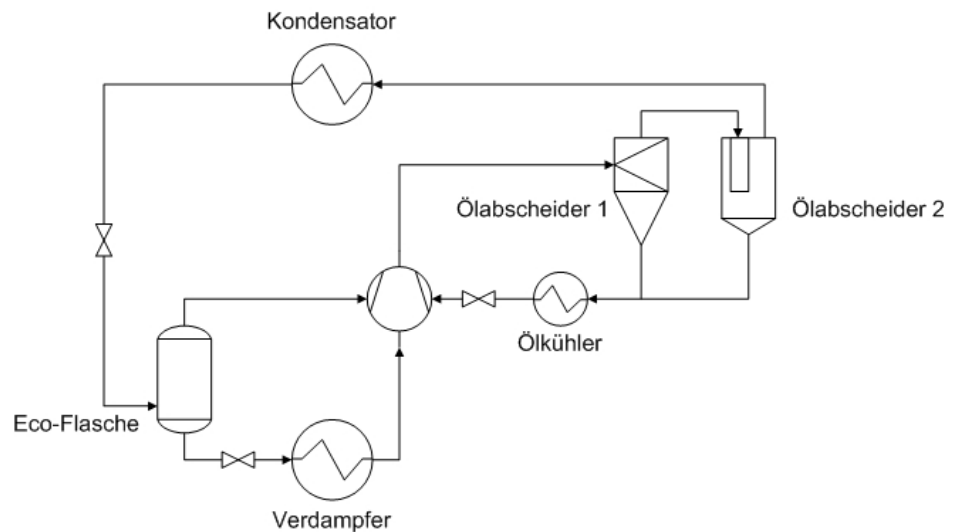




Bild 6: Gesamtansicht der Wärmepumpe.

3.4 Messbedingungen

Grundsätzlich müssen beim vorhandenen Prototypen zwei unabhängige Strategien zur Systemuntersuchung unterschieden werden. Einerseits wirken äusseren Versuchsbedingungen in Form der Temperaturhübe und Umgebungstemperatur auf das System und andererseits bietet der Prototyp die Möglichkeit sechs Systemparameter während dem Betrieb zu verändern. Daraus ergibt sich eine grosse Anzahl unterschiedlicher Betriebsbedingungen, die in der vorhandenen Zeit nicht alle untersucht werden konnten. Bild 7 verdeutlicht die Vielfalt. Im Zusammenhang mit Angaben zum Temperaturhub bezeichnet B die Soletemperatur beim Eintritt in den Verdampfer und W die Heizwasservorlauftemperatur beim Austritt aus dem Kondensator.

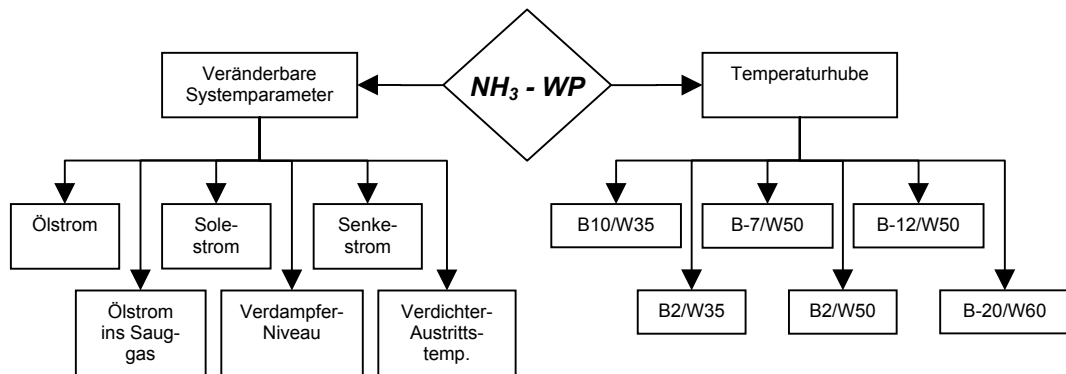


Bild 7: Übersicht über mögliche Betriebsbedingungen.

Unter der Annahme, dass sich das System beim Verändern eines Systemparameters bei allen Temperaturhuben gleich oder zumindest ähnlich verhält, wurden die Messreihen mit veränderbaren Systemparametern beim mittleren Temperaturhub B2/W50 durchgeführt.

3.5 Resultate

Unter COP_2 (Coefficient of performance 2) ist der Wirkungsgrad ohne Berücksichtigung der Hilfsenergien definiert:

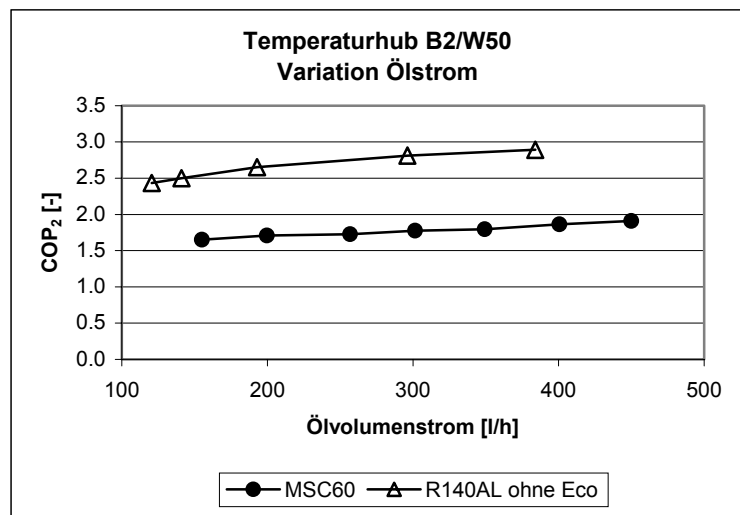
$$COP_2 = \frac{\sum \text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Kondensator,ab}} + \dot{Q}_{\text{Öl,ab}}}{P_{\text{el Motor,su}}}$$

Einfluss der veränderbaren Systemparameter

➤ Ölstrom

Bei beiden Verdichterarten nimmt der Wirkungsgrad mit steigendem Ölstrom zu (Diagramm 1). Der erhöhte Ölstrom verbessert die interne Dichtwirkung und somit die Gasfördermenge. Während die Kondensatorleistung zulegt, stagniert oder sinkt die elektrische Leistung und der Wärmestrom aus dem Öl nimmt leicht ab.

Diagramm 1:
*COP₂ in Funktion vom
Ölvolumenstrom
mit MSC60 und R140AL.*



➤ Ölstrom ins Sauggas

Im Saugrohr des Kompressors wurde dem Kältemittel zwischen 0 und 1.6 [l/min] beigemischt. Die Wirkung ist kontraproduktiv, denn mit zunehmender Ölmenge sinkt der COP₂.

➤ Solestrom

Je höher der Solestrom, desto kleiner die Temperaturdifferenz im Verdampfer, mit dem Effekt, dass die Verdampfungstemperatur ansteigt. Somit wird der effektive Temperaturhub kleiner und der Wirkungsgrad besser.

➤ Senkestrom

Mit steigendem Senkestrom wird die Temperaturdifferenz über dem Kondensator kleiner. Interessanterweise bleiben jedoch die Kondensattemperatur, und dadurch der Hochdruck, konstant. Der Senkestrom hat keinen Einfluss auf den COP₂.

➤ Verdampferniveau

Nach Angaben der Unex AG verändert sich der Wirkungsgrad bei variierendem Füllstand zwischen 50 und 80 % im Verdampfer maximal um 2 %. Die Messungen haben das bestätigt.

➤ Verdichteraustrittstemperatur

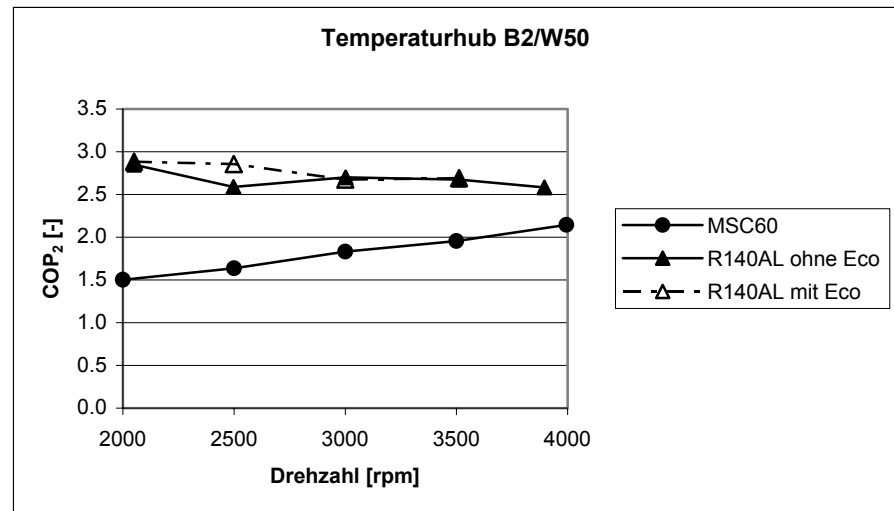
Eine tiefe Temperatur am Verdichteraustritt wirkt sich positiv auf den Wirkungsgrad aus.

Resultatvergleiche

➤ Verdichterbauart

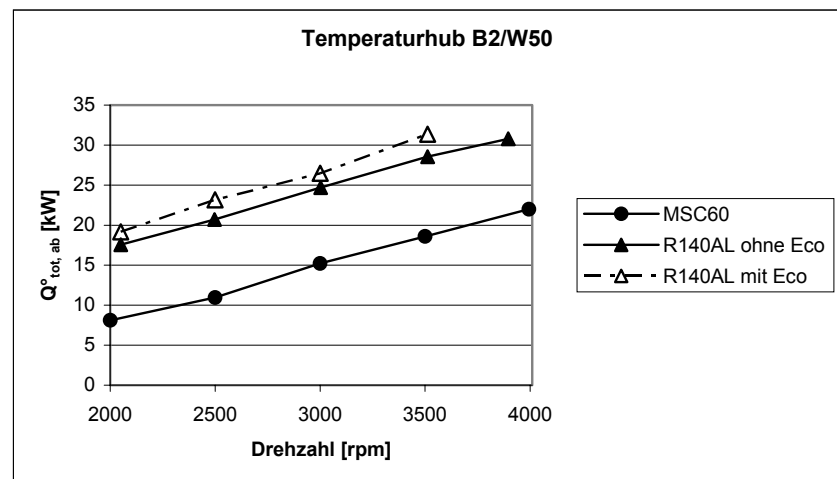
Im dargestellten Drehzahlbereich ergeben sich zwischen den Resultaten von Schrauben- und Vielzellenverdichter zum Teil erhebliche Differenzen. So liegt der Wirkungsgrad des Schraubenverdichters massiv unter denjenigen des Vielzellenverdichters (Diagramm 2), zeigt aber steigende Tendenz. Angenommen, die Kurvensteigung bleibt unverändert bis zur Maximaldrehzahl bei 6000 [rpm], dann erreicht die Schraube dieselben Wirkungsgrade wie der Vielzellenverdichter. Leider konnte dies aus apparatetechnischen Gründen nicht ausgetestet werden.

Diagramm 2:
*COP₂ in Funktion
der Drehzahl mit
MSC60 und R140AL.*



Wie Diagramm 3 zeigt, fällt beim Schraubenkompressor auch die Gesamtnutzwärme massiv tiefer aus, was eindeutig auf einen kleineren Gasmassenstrom hinweist. Das belegen auch die Messresultate. Da beide Verdichter ein ähnlich grosses theoretisches Fördervolumen ausweisen, sind die Liefergrade mit dem Schraubenverdichter entsprechend tief. Für diese Messreihe betragen sie zwischen 0,25 und 0,5, während mit dem Flügelzellenverdichter Wert zwischen 0,8 und 0,9 erreicht werden. Im Economizer-Betrieb kann mit dem Flügelzellenverdichter die Nutzwärmeabgabe um rund 6,5 % gesteigert werden. Gleichzeitig steigt aber auch die für den Antrieb benötigte elektrische Leistung, wodurch sich kein nennenswerter Vorteil bezüglich Wirkungsgrad ergibt.

Diagramm 3:
*Gesamtnutzwärme
in Funktion der
Drehzahl mit
MSC60 und R140AL.*



➤ Abhängigkeit von Drehzahl und vom Temperaturhub

Während beim Schraubenverdichter mit steigender Drehzahl der Wirkungsgrad linear zunimmt, ist die Zunahme beim Flügelzellenverdichter degressiv und erreicht im Bereich von 3500 [rpm] den Maximalwert, respektive Beharrungswert (Diagramm 4). Im dargestellten Drehzahlbereich unterliegt bei mittlerem Temperaturhub der Schraubenverdichter gegenüber dem Flügelzellenverdichter deutlich. Mit zunehmendem Temperaturhub egalisieren sich die Diskrepanzen, bis bei Extrembedingungen der Schraubenverdichter leicht besser abschneidet.

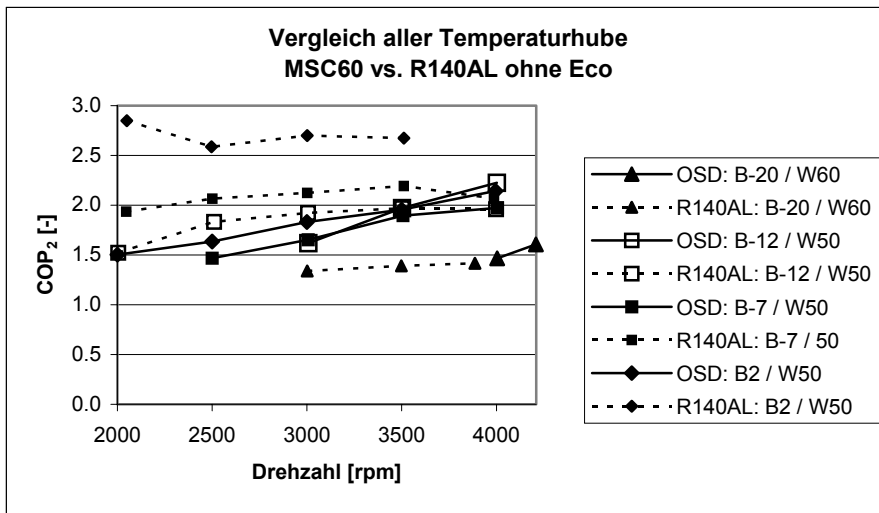


Diagramm 4:
*COP₂ in Funktion der
Drehzahl über alle
Temperaturhube mit
MSC60 und R140AL.*

➤ Vergleich mit anderen Sole-Wasser-Wärmepumpen

Zur Standortbestimmung werden die erzielten Resultate zu den, vom WPZ Töss [L5] publizierten Ergebnissen in Relation gesetzt. Verglichen werden der Temperaturhub B-5/W50 mit den Bestwerten, gemessen mit Flügelzellen- und Schraubekompressor, beim Temperaturhub B-7/W50 (Tabelle 2). Der etwas höhere Temperaturhub soll ansatzweise die vernachlässigten Hilfsenergien bei der COP-Berechnung kompensieren.

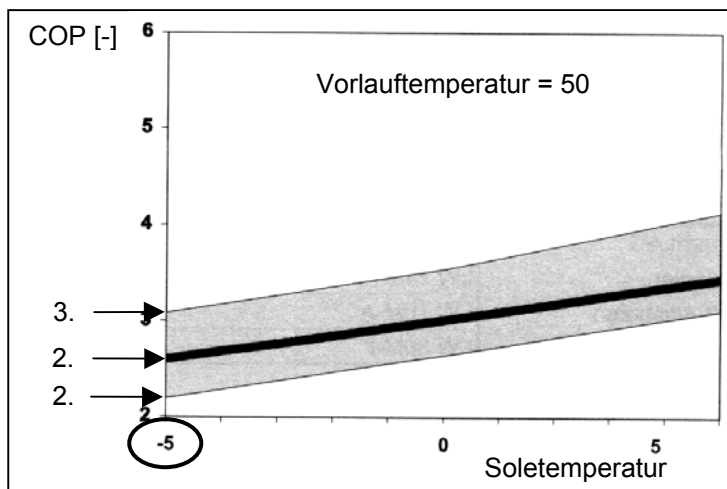


Tabelle 2: Vergleich COP₂ (B-7/W50) mit COP (B-5/W50).

In der direkten Gegenüberstellung liegt die Wärmepumpe mit Ammoniak und dem Flügelzellenverdichter an der unteren Grenze des dargestellten Bereichs. Mit Schraubekompressor liegt das System darunter.

4. Schlusswort

Die vorliegende Forschungsarbeit untersucht das Arbeitsmedium Ammoniak in der Anwendung in einer Kleinwärmepumpe mit einem Flügelzellen- und einem Schraubenverdichter, die mit nichtlöslichem Mineralöl geschmiert werden. Obwohl der Betriebspunkt B-20/W60 einstufig gefahren werden kann, sind die Resultate dieser Kombination schlechter als bei anderen Betriebskonzepten. Die Ölabscheidung bedingt einen nicht zu unterschätzenden apparativen Aufwand, was sich auf die Baugrösse auswirkt und die Anlagekosten verteuert. Die bescheidenen Vorteile der Economizer-Einrichtung rechtfertigen deren Aufwand nicht. Diese Punkte sind jedoch hauptsächlich auf die Verdichterart zurückzuführen und nur indirekt auf das Kältemittel selber. Da in dieser Arbeit gezeigt wurde, dass der Einsatz von Ammoniak auch in Kleinwärmepumpen gefahrlos möglich ist, sollte Ammoniak als umweltfreundliche Alternative für den Einsatz in Kleinwärmepumpen weiter untersucht werden.

Quellen

- [1] Statusbericht des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr.5, Sicherheit und Umweltschutz bei Ammoniak-Kälteanlagen, 7. Auflage April 1998, Stuttgart.
- [2] Hans Dölz / Dieter Otto: Ammoniak – Verdichter – Kälteanlagen, Verlag C.F. Müller Karlsruhe, 1. Auflage 1992
- [3] Thomas Kopp et al: Kleinwärmepumpe mit Ammoniak, Phase 2, Schlussbericht Dez. 2001, Forschungsprogramm UAW / BFE, Enet-Nr.: 210136
download: www.waermepumpe.ch/fe
- [4] Thomas Kopp: 8. Tagung des Forschungsprogramms UAW / BFE, Mai 2001, 47/53.
download: www.waermepumpe.ch/fe
- [5] WPZ-Bulletin, Mitteilungsblatt des Wärmepumpen-Testzentrums Winterthur-Töss, April 2003; Nr. 35, Seite 3

Martin Zogg, Dr.sc.techn.ETHZ
Verfahrens- und Energietechnik
Kirchstutz 3
CH-3414 Oberburg
martin.zogg@bluewin.ch
www.mysunrise.ch/users/martin.zogg

Rückblick auf zehn Jahre BFE-Wärmepumpenforschung

Zusammenfassung

*In den ersten Jahren dieser Periode konzentrierten wir uns auf die Verwendung **alternativer synthetischer und natürlicher Arbeitsmittel**, die Bereitstellung gesicherter **Auslegungsunterlagen für Erdwärmesonden** als Wärmequelle, die Verbesserung von **Wärmeübertragungsvorgängen**, die Reduktion des **Arbeitsmittelinhalts** (Flüssigkeitsbetriebsinhalt), Untersuchungen **neuer Kompressorarten**, **Computersimulationen** zur verbesserten Auslegung sowie die Entwicklung eines neuen **Absorptionswärmepumpenprinzips**. Das **Stirlingprinzip** wurde auf seine Eignung sowohl als Wärmepumpe wie auch als Antrieb für Kleinstblockheizkraftwerke untersucht. Auf der Wärme-Kraft-Kopplungsseite wurden mit der Entwicklung des **Swiss-Motors** – eines emissionsarmen Gasmotors aus schweizerischer Herstellung mit hoher Effizienz zum Antrieb von Blockheizkraftwerken – neue **Massstäbe für BHKWs** gesetzt. In den **letzten Jahren** konzentrierten sich unsere Anstrengungen auf die Entwicklung von **Wärmepumpen für den Sanierungsmarkt** mit höheren Vorlauftemperaturen und auf die **Verbesserung der ganzen Wärmepumpenheizungsanlage** durch optimale Einbindung, Regelung und automatische Betriebsüberwachung. Weiter werden neue Testmethoden für das Erfassen des dynamischen Betriebs von Wärmepumpen wie auch für die gleichzeitige Raumheizung und Warmwasserbereitung entwickelt. Im Bereich der Nutzung **industrieller Abwärme** konzentrierte sich die Forschung auf neue Methoden zur optimalen prozessinternen **Abwärmenutzung** (Prozessintegration).*

Abstract

*At the beginning of the ten years research period we focused on replacing the **chlorofluorocarbons** (CFC) by hydrofluorocarbons (HFC) and natural refrigerants, the development of validated design tools for **vertical borehole heat exchangers**, the enhancement of one and two phase **heat transfer** operations, the reduction of the **re-frigerant holdup**, the investigation of **new compressor types**, **computer simulations** for an improved heat pump heating system design and the development of a **diffusion-absorption heat pump**. The **Stirling cycle** – mainly the free piston type – has been investigated for engines and heat pumps as well. On the cogeneration side a gas engine, called **SwissMotor**, with sensational high efficiency and extremely low emissions has been developed. In the last couple of years we focused on the development of **retrofit heat pumps** with higher supply temperatures (**Swiss Retrofit Heat Pump**) and on the **optimization of heat pump heating systems** as a whole by an optimal integration of the heat pumps, new control methods and automatic rating and diagnosis systems. In addition **new test methods** for covering the dynamic behav*

*ior of heat pumps and the combined space heating and hot tap water production by heat pumps are under investigation. In the topic of utilizing industrial waste heat we focused on new design methods for **process integration** for continuous and batch processes.*

Bedeutung der Wärmepumpentechnik

Die Erzeugung von Niedertemperaturwärme für Raumheizung, Warmwasserbereitung und industrielle Prozesse benötigt über die Hälfte des gesamten Endenergiebedarfs der Schweiz. Durch die Kombination von Elektrowärmepumpen mit effizienten Wärme-Kraft-Kopplungsanlagen (Bild 1) oder modernen Kombikraftwerken aber auch mit fortgeschrittenen Absorptionswärmepumpen lassen sich gegenüber den üblichen Öl- und Gasheizkesseln bereits heute **30% bis 50% an Brennstoffen einsparen**. Beim Ersatz von Elektrowiderstandsheizungen durch Wärmepumpen spart man sogar 75% und mehr an elektrischer Energie. In Zukunft sind noch höhere Einsparungen möglich. **Ein forciertes Ausbau der Umgebungswärmenutzung in Kombination mit einer effizienten Stromproduktion drängt sich auf**, wenn die CO₂-Produktion tatsächlich rasch und deutlich reduziert werden soll. Auch bei einer gleichzeitigen effizienten Produktion von Wärme- und Strom aus Brennstoffen kann nicht auf Wärmepumpen verzichtet werden [1].

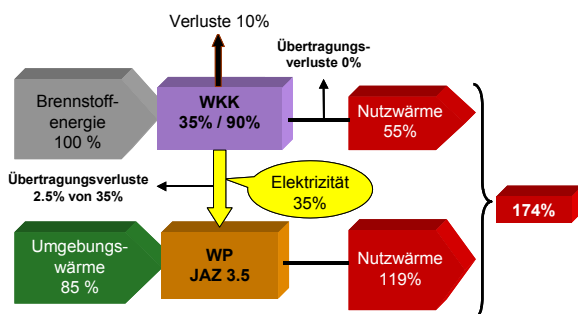


Bild 1: Kombination effizienter Wärme-Kraft-Kopplung mit Wärmepumpen.

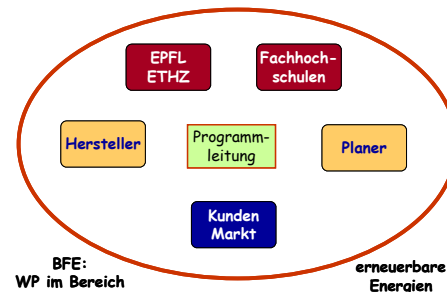


Bild 2: Umfeld der BFE-Wärmepumpenforschung.

Ausgangslage und Umfeld

Das **Bundesamt für Energie** hat dank dem damaligen Forschungsprogrammleiter, Ulrich Schärer (heute Leiter der BFE-Sektion „Erneuerbare Energien“), die grosse Bedeutung der Wärmepumpentechnik zur Reduktion des Verbrauchs an elektrischer Energie (beim Ersatz von Widerstandsheizungen) und an fossiler Energie (beim Ersatz von Öl- oder Gaskesseln) früh erkannt. Da die Wärmepumpe zur Erzeugung von Nutzwärme zum grossen Teil Wärme aus der Umgebungsluft, dem Erdboden, dem Grundwasser und dem Oberflächenwasser nutzt, wurde die Wärmepumpe im BFE folgerichtig dem Bereich der **erneuerbaren Energien** zugeteilt. Diese europäische Pioniertat gab der Entwicklung der Wärmepumpentechnik in der Schweiz mehr Schwung als in den meisten anderen europäischen Ländern.

Für eine fruchtbare Forschung und Entwicklung im Wärmepumpen – wie auch im WKK-Bereich¹ – waren in der Schweiz zudem **Hersteller und Planer** mit überdurchschnittlichem Pioniergeist, an der Wärmepumpentechnik interessierte **Hochschulen und Fachhochschulen** und last but not least der Schonung der Umwelt besonders verpflichtete Kunden vorhanden: Bild 2. In diesem Umfeld konnten in den vergangenen zehn Jahren mit rund **130 Forschungsprojekten** wesentliche

¹ WKK: Wärme-Kraft-Kopplung – der Begriff hat sich in der Schweiz etabliert. Im übrigen deutschen Sprachraum wird aber von Kraft-Wärme-Kopplung gesprochen.

Wissenslücken geschlossen werden. Dabei wurde bei allen Projekten stets versucht, möglichst viele der im Bild 2 aufgeführten Akteure einzubinden. So konnten die theoretischen Stärken der universitären Hochschule, die Umsetzungsstärke der Fachhochschulen und das Realisierungskönnen der Hersteller und Planer zum Erarbeiten kurz-, mittel- und langfristig anwendbarer Lösungen genutzt werden. Der **Programmleiter** wirkte dabei als Initiant, Koordinator, Kommunikator, „Qualitätshüter“ und gelegentlich auch als Vermittler und Helfer bei persönlichen Problemen. Durch seine Einbindung in Gremien der internationalen Energieagentur *IEA* konnten internationale Tendenzen rechtzeitig in nationale Vorhaben einfließen, Forschungsanstrengungen von internationalem Interesse auch auf andere Länder verteilt und Resultate der nationalen Forschung und Entwicklung der internationalen „Wärmepumpengemeinde“ mitgeteilt werden.

Im Jahr **1993** gab es in der Schweiz bereits ca. **30'000 Wärmepumpen** zur Raumheizung. Pro Jahr kamen rund **3000 neue Wärmepumpen** hinzu. 67 % der Wärmepumpen nutzten damals **Luft als Wärmequelle**. Die mittlere **Jahresarbeitszahl** war mit **rund 2.3** noch sehr bescheiden. Die Nutzung der **Erdwärme** als Wärmequelle mit Erdwärmesonden steckte noch in den Anfängen. Infolge oft überdimensionierter Wärmeträger-Umwälzpumpen und erheblichen Auslegungsunsicherheiten lag die mittlere Jahresarbeitszahl mit **etwa 2.4** nur wenig höher: Bild 15. Die Wärmepumpenanlagen waren teuer und die Eigenheiten gegenüber den gewohnten Kesselheizungen kaum **berücksichtigt**. Die **erheblichen Verbesserungspotenziale** in Richtung höherer Effizienz und höherer Zuverlässigkeit bei gleichzeitig tieferem Preis wurden erkannt. Forschung und Entwicklung waren aber nicht nur in dieser Richtung gefordert. Es galt auch, die bis anhin in Kältemaschinen und Wärmepumpen verwendeten Fluorchlorkohlenstoffe mit ihrer inzwischen zur Gewissheit gewordenen Bedrohung für die Ozonschicht möglichst rasch durch **alternative Arbeitsmittel** zu ersetzen.

Forschungsschwerpunkte und Ergebnisse

Zur Erhöhung der Effizienz und zur Ausdehnung des sinnvollen Einsatzbereichs von Wärmepumpenheizungen wie auch zur Emissionsreduktion bei WKK-Anlagen wurden in den Jahren 1993 bis 2002 Wissenslücken bei Komponenten und Gesamtsystemen in den in der Tabelle 1 aufgeführten Bereichen geschlossen. Im Folgenden werden daraus einige Resultate vorgestellt. Ausführliche Zusammenfassungen wie auch vollständige Forschungsberichte können aus [7] heruntergeladen werden.

Beim **Ausstieg aus den synthetischen Arbeitsmitteln** standen zunächst Versuche für das unter starkem Zeitdruck vorzunehmende Auswechseln der synthetischen FluorChlorKohlenstoffe FCK² durch geeignete FluorKohlenWasserstoffe FKW in bestehenden Wärmepumpen und Kälteanlagen („Drop-in“, Beispiel: Ersatz von R12 durch R134a). Dann folgte der Ausstieg aus den Hydrochlorfluorkohlenwasserstoffen H-FCKW durch geeignete FKW (Beispiel: Ersatz von R22 durch R134a, R404A und R407C). Da die ebenfalls synthetischen FKW ein sehr hohes Treibhauspotenzial besitzen, und weil aus ihnen in der Umwelt nebst kurzlebigen (Salzsäure, Flusssäure) auch langlebige toxische Abbauprodukte (Trifluoressigsäure) entstehen, wird der Ruf zum Übergang auf **natürliche Arbeitsmittel** immer lauter.

² Allgemein – aber nicht korrekt – als FluorChlorKohlenWassestoffe FCKW bezeichnet; im Englischen richtig CFC (chlorofluorocarbons).

Tabelle 1: Forschungs- und Entwicklungsschwerpunkte 1993 bis 2002.

Schwerpunkte	Bearbeitete Themenbereiche, ausführliche Berichte in [7]
Ausstieg aus den synthetischen Arbeitsmitteln	<ul style="list-style-type: none"> - Ersatzarbeitsmittel für FCK → FKW - Umweltrelevanz natürlicher Arbeitsmittel - Kompressorentwicklung für CO₂ - Wärmepumpenentwicklung für NH₃
Wärmequellen (Umgebungsluft / Erdboden / Abwasser)	<p>Umgebungsluft:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Verdampfung mit freier Konvektion - Optimierung Teilsystem Wärmequelle Luft - Vorwärmung in porösen Schotterschichten - Vorwärmung in Erdregistern (Rohre) - Reduktion der Abtauverluste - Reduktion der Lärmentwicklung <p>Erdboden:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Auslegungsmodul <i>EWS</i> für Computersimulationen - geothermische Stoffwerte des CH-Mittellandes - solare Regeneration von Erdwärmesonden <p>Abwasser (Schmutzwasser):</p> <ul style="list-style-type: none"> - Biofilmbildung Analyse und Massnahmen
Wärmeübertragung und Wärmeübertrager	<ul style="list-style-type: none"> - Optimieren der Geometrie von Plattenwärmeübertragern - optimaler Wärmeträger für Erdwärmesondenanlagen - Verdampfung von FKW und Ammoniak mit und ohne Schmieröl
Wärmepumpen für höhere Temperaturhübe (Retrofit Heat Pump)	<ul style="list-style-type: none"> - zweistufiger Wärmepumpenprozess - separater WP-Kreislauf zur Kondensatunterkühlung - Zwischendruckansaugung mit Economizer - Warmwasserbereitung mit Kondensatunterkühlung
Thermisch angetriebene Wärmepumpen	<ul style="list-style-type: none"> - H₂O/LiBr-AWP für Nahwärmeversorgung (342 Wng.) - Diffusions-Absorptions-Wärmepumpe - AWP-Kessel - Metallhydrid-Adsorptionswärmepumpe - Freikolben-Stirling-Vuilleumier-WP
Wärme-Kraft-Kopplung WKK	<ul style="list-style-type: none"> - BHKW: Betriebsoptimierung und -emissionsüberwachung - Neuentwicklung <i>SwissMotor</i> - Stirling-Freikolben-Mikro-BHKW
Optimieren des Gesamtsystems	<ul style="list-style-type: none"> - diverse Simulationsprogramme <i>YUM, WPCalc, WKKCalc, Matlab-Simulink/Carnot-Block-Set</i> - kombiniertes Heizen und Kühlen mit Erdwärmespeicher - dynamischer Wärmepumpentest - Wärmepumpentest für kombinierte Raumheizung und Warmwasserbereitung - Pulsbreitenmodulation für Kleinwärmepumpenanlagen - Betriebsüberwachung und Fehlerdiagnose - Wärmepumpenheizungen für Niedrigenergiehäuser - Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen
Abwärme: Prozessintegration (hier nicht behandelt)	<ul style="list-style-type: none"> - Prozessintegration für kontinuierlich und absatzweise arbeitende Prozesse - Lösungsmittelrückgewinnung - Energiemodelle für Batch-Produktionsanlagen

Wir liessen deshalb eine auch international viel beachtete Studie zu den Umwelteinwirkungen synthetischer und natürlicher Arbeitsmittel durchführen. Sie verdeutlichte die klare Dominanz der Emissionen aus der Erzeugung des elektrischen Stroms für die meisten Umwelteinwirkungen. Voraussetzung für einen ökologisch sinnvollen Übergang zu natürlichen Arbeitsmitteln ist deshalb das Erreichen einer vergleichbaren Leistungszahl wie mit den FKW. Unter dieser Voraussetzung belasten natürliche Arbeitsmittel die Umwelt weniger als FKW, sie bewirken insbesondere einen geringeren Treibhauseffekt (um 5-65 %), einen deutlich geringeren Ozonschichtabbau (um 50-80 %) und bei heutigen Arbeitsmittelverlusten etwas weniger terrestrische Ökotoxizität.

Für Anwendungen mit Wärmebedarf über einen grösseren Temperaturbereich wie die Warmwasserbereitung von 10°C auf 60°C sind überkritische Wärmepumpenprozesse mit dem natürlichen **Arbeitsmittel Kohlendioxid** vielversprechend. Als schweizerischer Beitrag zu einem Vorhaben der internationalen Energieagentur wurde deshalb ein geeigneter ölfreier Kleinkompressor für Kohlendioxid entwickelt: Bild 3. Die Neukonstruktion ermöglicht den Bau effizienter Wärmepumpen-Warmwassererwärmer mit dem natürlichen Arbeitsmittel Kohlendioxid ohne die bisher aufgetretenen Probleme mit der hohen Löslichkeit des Schmieröls. Gegenwärtig laufen Abklärungen für eine Weiterentwicklung zur Seriereife und einer späteren Produktion in der Schweiz.

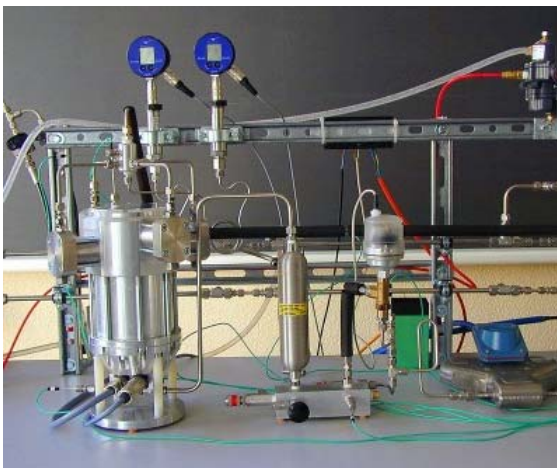


Bild 3: Versuchskompressor für CO₂ (links) auf den Prüfstand an der FH Winterthur [2]



Bild 4: Versuchsanlage einer Ammoniakkleinwärmepumpe an der FH Rapperswil [3]

Ammoniak als weiteres natürliches Arbeitsmittel ist bei grossen Kälteanlagen und Wärmepumpen längst Stand der Technik. Im Hinblick auf den oft diskutierten Ausstieg aus den Fluorkohlenwasserstoffen wurde deshalb die Machbarkeit einer **Ammoniak-Kleinwärmepumpe für den Sanierungsmarkt** untersucht: Bild 4. Nach der Überwindung zahlreicher Schwierigkeiten wurde ein Funktionsmuster mit bereits erfreulicher Energieeffizienz gebaut. Zur Kühlung des Ammoniaks bei der Verdichtung wird als Besonderheit ein Flügelzellenverdichter mit hohem Schmierölumlauf eingesetzt. Im Schwerpunkt „**Wärmequellen**“ wurde die Wirksamkeit von künstlichen und natürlichen Schotterschichten zur Konditionierung der **Umgebungsluft** vor dem Eintritt in den Verdampfer der Wärmepumpe hinterfragt. Diese Lösung erwies sich als kaum lohnend. Die Versuche mit einer **Wärmepumpe mit stillem Verdampfer** (ohne Ventilator, Umwälzung der Umgebungsluft nur mit freier Konvektion) bestätigten die Machbarkeit des Konzepts: Bild 5. Dem Vorteil einer etwas höheren Jahresarbeitszahl stehen allerdings die Nachteile einer grossen Verdampferoberfläche und eines grossen Bauvolumens gegenüber. Infolge der geringen Heizflächenbelastung ist weiter eine stabile Verdampfung nicht selbstverständlich. Der Energieaufwand zur **Abtauung der Verdampfer**

von Wärmepumpen mit Umgebungsluft als Wärmequelle ist mit einer Grössenordnung von 10% des Gesamtbedarfs an elektrischer Energie beträchtlich. Die üblichen Abtaumethoden (Heissgasabtauung und Prozessumkehr) sowie innovative Abtaulösungen (Abtauen mit Heizungswasser, Luftabtauung) wurden deshalb eingehend analysiert. Durch entsprechende Verbesserungen in den Prozessen und vor allem bei der Steuerung zur Auslösung und Beendigung des Abtauens sollte der Abtauenergiebedarf noch bis auf rund die Hälfte des heute Üblichen reduziert werden können. Im Rahmen eines weiteren Forschungsvorhabens wurden die Lärmquellen von Luft-Wasser-Wärmepumpenanlagen analysiert und ein Leitfaden für Hersteller und Planer zur **lärmarmen konstruktiven Gestaltung** solcher Anlagen mit einer grossen Zahl konkreter Massnahmen ausgearbeitet.

Zur Verwendung in dynamischen Computersimulationen von Wärmepumpenanlagen mit **Erdwärmesonden** wurde ein neues Berechnungsmodul *EWS* für die Berechnung der Soleaustrittstemperatur aus Doppel-U-Erdwärmesonden entwickelt und validiert. Durch eine geschickte Kombination einer numerischen Simulation des Nahbereichs von 1 bis 2 m um die Sonde mit einer periodischen



Bild 5: Wärmepumpe mit „stillem Verdampfer“ an der FHBB in Muttenz. [4]

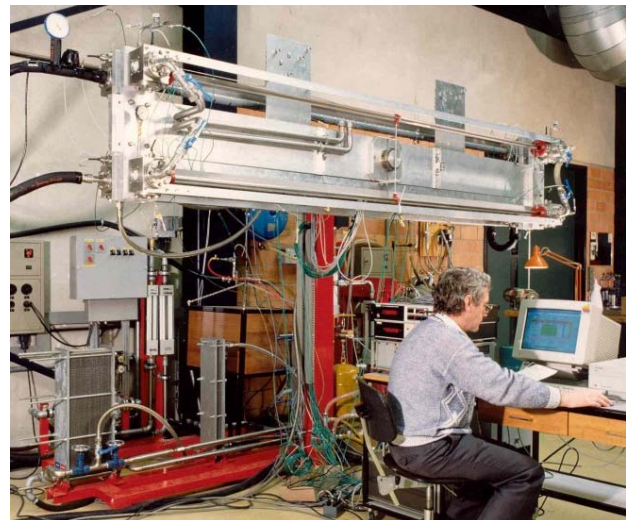


Bild 6: Versuchsanlage an der EPFL zur Untersuchung des Wärmeübergangs bei der Verdampfung von Arbeitsmitteln in glatten und strukturierten Rohren. [5]

analytischen Erfassung des ausserhalb liegenden Bodenbereichs wurden sehr kurze Rechenzeiten erreicht. Zur bequemen Berechnung der für die fundiertere Auslegung grösserer Erdwärmesondenanlagen mit *EWS* benötigten **geothermischen Stoffwerte** (Wärmeleitfähigkeit, spezifische Wärmekapazität und Dichte des Erdbodens) wurde für das Molassebecken des schweizerischen Mittellandes ein PC-Programm erstellt. In einer Potenzialstudie wurde der Einfluss der **Regeneration kleiner Erdwärmesondenfelder durch solare Überschusswärme und durch Sommerkühlung** (sanfte Kühlung) auf die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe und auf die Gesamtkosten untersucht. Es zeigte sich, dass eine Regeneration nur sinnvoll ist, wenn sie wie bei der Raumkühlung zu einer Komfortsteigerung und/oder zu einem Wegfall anderer Geräte und Maschinen führt.

Im Schwerpunkt „Wärmeübertragung“ wurden nebst einer Optimierung der Geometrie von **Plattenwärmeübertragern** Wissenslücken bei der Berechnung der **Verdampfung von FKW und Ammoniak** mit und ohne Schmieröl in glatten und strukturierten Rohren geschlossen: Bild 6.

Über das umfangreiche Vorhaben zur **Entwicklung einer Wärmepumpe für den Sanierungsmarkt** wurde in letzter Zeit bereits mehrfach berichtet. Zu der bei hohen Temperaturhuben geforderten Erhöhung der Wärmeleistung und Reduktion der Kompressorausstrittstemperatur wurden mehrere Varianten eingehend untersucht. Beim gegenwärtigen Entwicklungsstand erwies sich für Kleinwärmepumpen die Lösung mit Economizer und Zwischendruckansaugung als optimal: Bild 7. Zwei Varianten dieses Prinzips wurden zur Marktreife entwickelt und eingehend getestet: Eine innovative Lösung, die *Swiss Retrofit Heat Pump* der Firma KWT mit indirekter Luftkühlung und separatem Wärmepumpenkreislauf zur Warmwasserbereitung (Kondensatunterkühlung als Wärmequelle) und eine einfachere, pragmatische Lösung, die Retrofitwärmepumpe der Firma SATAG. Mit für Dampfphasenzwischenansaugung optimiertem Scrollkompressor erreichen diese Neuentwicklungen bei $-2^{\circ}\text{C}/65^{\circ}\text{C}$ gegenüber einfachen Wärmepumpenprozessen eine um 30 % höhere Wärmeleistung. Weiter kann die Arbeitsmitteltemperatur am Kompressorausstritt auf problemlose Werte begrenzt werden. Diese Entwicklungen fanden auch im Ausland grosse Beachtung. Es ist zu hoffen, dass sie sich am Sanierungsmarkt gegen die tiefen Preise von Heizöl und Erdgas und die kostengünstigen Kessel durchsetzen werden.

Im Bereich der **thermisch angetriebenen Wärmepumpen** blieb die Effizienz einer neu entwickelten **Freikolben-Stirling-Vuilleumier-Wärmepumpe** deutlich hinter den Erwartungen zurück. Abschätzung zu einer aus Russland stammenden Idee einer Metallhydrid-Adsorptionswärmepumpe waren ebenfalls wenig verheissungsvoll. Die von H. Stierlin entwickelte **Diffusions-Absorptionswärmepumpe** (Bild 8) versprach dagegen Interessantes: völlig geräuschlos, keine bewegten Teile, Wärmeverhältnis 1.35, Heizleistung 3.5 kW. Für die aufwändige Konstruktion fanden wir in der Schweiz leider keinen Hersteller. Die vielversprechende Entwicklung wurde an die deutsche *Buderus* verkauft. In Deutschland und Holland wurden inzwischen erfolgreiche Feldversuche durchgeführt. Das Aggregat soll in Kürze auch auf dem Schweizer Markt erhältlich sein.

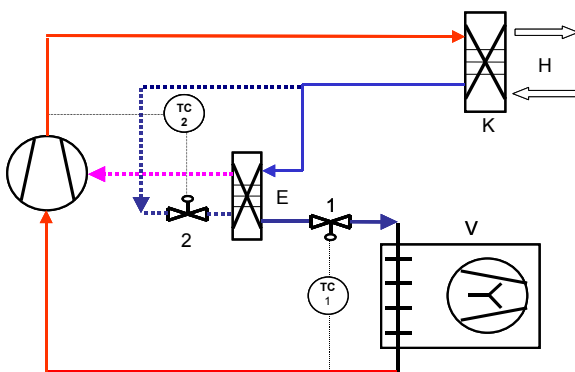


Bild 7: Wärmepumpenkreisprozess mit Zwischenansaugung und Economizer (E), H Heizungskreislauf, K Kondensator, V Verdampfer.



Bild 8: Diffusions-Absorptions-Wärmepumpe der Firma Creatherm.

Wie das Bild 1 verdeutlicht, gehört zu einer Wärmepumpe auch eine effiziente Produktion des elektrischen Stroms. Im Forschungsprogramm *UAW* haben wir uns deshalb auch mit der Betriebsoptimierung und der Emissionsbegrenzung konventioneller Blockheizkraftwerke beschäftigt. Schwerpunkt bildete aber die Entwicklung eines hocheffizienten, emissionsarmen Gasmotors, des *SwissMotors*³, durch den Hersteller *Liebherr* in Bulle, die *EPFL* und die *ETHZ*. Die Magermotorvariante der *EPFL* wurde vor allem für Biogas als Treibstoff bereits mehrfach verkauft. Sensationelle Wirkungsgrade mit geringsten Schadstoffemissionen erzielte die von der *ETHZ* entwickelte $\lambda 1$ -Variante mit massiver Abgaskondensation: Bild 9. Das mit dem *AGR-SwissMotor* ausgerüstete *DIMAG*-Blockheizkraftwerk erreicht bei einer elektrischen Leistung um 190 kW einen elektrischen Wirkungsgrad von 38% und ohne Abgaskondensation einen Gesamtwirkungsgrad von 90%. Die Schadstoffemission beträgt nur 5% des LRV-98-Grenzwerts. Ein Meilenstein in der BHKW-Entwicklung! Derzeit laufen Anlagen der Nullserie im praktischen Einsatz.

Weniger erfolgreich verlief die Entwicklung eines **Freikolben-Stirling-Generators**, aus der wir frühzeitig ausgestiegen sind. Das von der Firma *SIG* übernommene Vorhaben wurde veräussert und hat momentan noch eine ungewisse Zukunft. Aus der Sicht einer effizienten WKK-WP-Kombination ist der bisher erreichte elektrische Wirkungsgrad von 20 % klar zu gering. Ein weiteres Stirlingvorhaben wurde nach einem Vorprojekt abgebrochen. Wie der *AGR-SwissMotor* illustriert, hat der Verbrennungsmotor einen Stand erreicht, der weitere Stirlingentwicklungen fraglich erscheinen lässt. Dies gilt auch für den immer wieder angesprochenen Betrieb mit Brennstoffen regenerierbaren biologischen Ursprungs. Auch hier laufen bereits erfolgreiche Versuche mit dem *AGR-SwissMotor*.



Bild 9: AGR-SwissMotor der Firma Liebherr in einem BHKW der Firma DIMAG. (Bild: DIMAG)

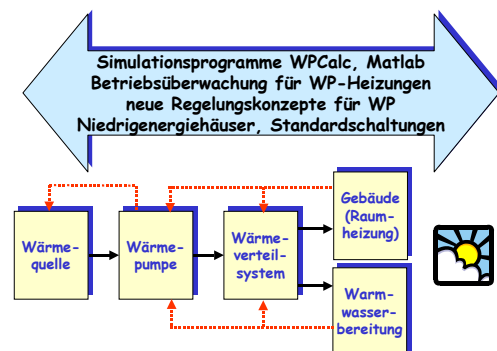


Bild 10: Optimieren des Gesamtsystems.

Grosses Gewicht wurde auf den Schwerpunkt **Optimieren des Gesamtsystems** gelegt: Bild 10. Hier liegt ein erhebliches Verbesserungspotenzial sowohl für Wärmepumpen – wie auch für WKK-Heizungsanlagen. Nach einer Ergänzung des inzwischen in die Jahre gekommenen Auslegungsprogramms *WPCalc* durch das beschriebene Modul *EWS* zur besseren Erfassung von Erdwärmesonden wurden neue **Simulationsprogramme für Gesamtsysteme** auf der Basis von Matlab-Simulink entwickelt und in diversen Projekten eingesetzt. Der Einsatz solcher Werkzeuge wird für die Planung von Kleinanlagen meist als zu aufwändig empfunden. Im Projekt **Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen** wurde deshalb ein anderer Weg eingeschlagen. Nach einer Evaluati

³ Gemeinsames Vorhaben mit dem BFE-Bereich Verbrennung.

on der häufigsten Schaltungen von Kleinwärmepumpenanlagen mit Heizleistungen bis 25 kW wurden in Zusammenarbeit mit bedeutenden Wärmepumpenanbietern sieben Schaltungen im Hinblick auf gute Praxistauglichkeit, hohe Energieeffizienz und hohe Zuverlässigkeit ausgewählt. Diese wurden mit Computersimulationen sozusagen „ein- für allemal“ detailliert untersucht und optimiert. Die Ergebnisse dienen der Ausarbeitung einer einfach anzuwendenden tabellarischen Planungshilfe zur Auswahl der geeigneten Standardschaltung und zur vollständigen Dimensionierung einer Kleinwärmepumpenanlage. Die neue Planungshilfe bedeutet einen wesentlichen Schritt zur Reduktion der verwirrenden Zahl existierender Schaltungen. Sie führt mit einem minimalen Planungsaufwand zu **effizienten, kostengünstigen und betriebssicheren Wärmepumpenheizungsanlagen**. Sie trägt auch zu einer besseren Vergleichbarkeit von Angeboten und ausgeführten Anlagen verschiedener Lieferanten bei. Es ist zu hoffen, dass die leicht anwendbare Planungshilfe rasch Eingang in die Praxis finden wird. Kunden von Anlagelieferanten sollten künftig nur noch diese *BFE*-Standardschaltungen zulassen und die vollständige Auslegung nach den erarbeiteten *BFE*-Planungshilfen verlangen. Für kostengünstige Wärmepumpenheizungen von **Niedrigenergiehäusern** wurde eine spezielle Planungshilfe geschaffen.

Konventionelle Heizungsregler mit aussentemperaturgeführter Rücklauftemperaturregelung sind für Wärmepumpen nicht optimal. Deshalb wurde eine **neue Wärmepumpenregelung durch Pulsbreitenmodulation** entwickelt. Diese funktioniert nach der Grundidee einer optimalen Nutzung der thermischen Trägheit von Gebäude und Wärmeverteilsystem sowie der Stromtarifzeiten bei der Zufuhr der über einen Tag benötigten Wärme durch geschickt portionierten Wärmepumpenbetrieb.



Bild 11: Dynamischer Wärmepumpenprüfstand zur Erprobung neuer Regelungs- und Betriebsüberwachungsmethoden an der ETHZ. [6]

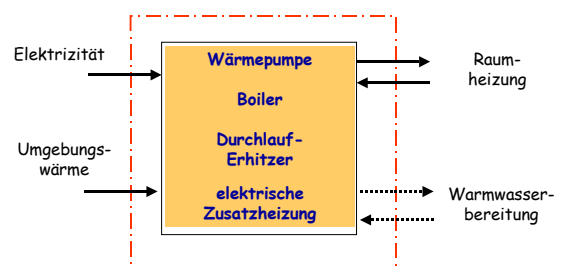


Bild 12: Entwicklung einer Testmethode für die kombinierte Raumheizung und Warmwasserbereitung.

Zur laufenden Ermittlung wesentlicher Parameter von Wärmepumpen und dem laufenden Erkennen allfälliger Fehlfunktionen bei der Inbetriebnahme und im Betrieb wurden zwei **neue Betriebsüberwachungs- und Fehlerdiagnosemethoden** entwickelt. Sie erleichtern die Betriebsoptimierung und geben beim späteren Betrieb Gewissheit über das optimale Funktionieren der Wärmepumpe. Insbesondere erlauben sie aber die Auslösung eines Wartungseingriffs erst bei tatsächlichem Bedarf (zustandsorientierte Instandhaltung). Die Methoden sind auch auf Kältemaschinen anwendbar. Sie wurden an einem **dynamischen Wärmepumpenprüfstand** erprobt: Bild 11. Dieser dient nun auch zum Vergleich der neu entwickelten Methoden zur Pulsbreitenmodulation. Systemüberlegungen erfordern aber auch weitergehende Tests als der bisherige Wärmepumpentest bei stationärem Betrieb nach EN 255. Die Minderleistung zu rasch taktender Wärmepumpen kann nur durch einen **dynamischen Wärmepumpentest** erfasst werden. Es fehlt auch ein Test für **kombinierte Raumheizung und Warmwasserbereitung** mit Wärmepumpen: Bild 12. Gute Lösungen zur Warmwasserbereitung, wie das Nutzen der Kondensatunterkühlung und der Enthitzung, werden mit den heutigen Tests nicht honoriert. Ein neu gestartetes Projekt zu diesem Problem soll hier Abhilfe schaffen. Es fand grosses internationales Interesse und wird nun gemeinsam mit Partnerländern der *IEA* weitergeführt.

Wie weiter?

In den vergangenen zehn Jahren hat sich die Wärmepumpenheizung dank vereinten Anstrengungen von Herstellern, Planern, Installateuren, EWs, Bund und Kantonen einen erfreulichen Marktanteil von **gegen 40% bei den Neubauten** erobert. Marginal ist der Wärmepumpenanteil leider im bedeutend gewichtigeren Bereich der Heizungssanierungen geblieben. Er erreicht dort nicht einmal 3%. Wie das Bild 13 verdeutlicht, ist das Energiesparpotenzial durch Heizungssanierungen mit Wärmepumpen noch enorm. Die im Rahmen der *BFE*-Forschung neu entwickelten Konzepte legten den technischen Grundstein für dessen baldige Realisierung. Die Umsetzung in den Markt liegt nun – im Rahmen der durch die Energiepreisentwicklung gegebenen engen Randbedingungen – in den Händen der Wärmepumpenhersteller. Man mag es drehen und wenden wie man will: **Voraussetzung für eine echte Bewegung in dieser Richtung ist der Übergang von der bisherigen gewerblichen Kleinserieproduktion zu einer echten industriellen Produktion**, wie sie bei kleinen Heizkesseln heute üblich ist. Wie das Bild 14 illustriert, ist hierzu bei den Wärmepumpen noch ein **Quantensprung** nötig.

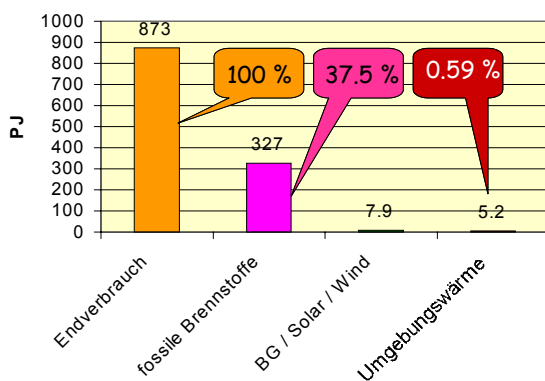


Bild 13: Aus der CH-Gesamtenergiestatistik 2001.

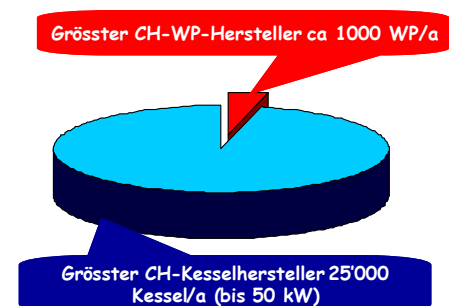


Bild 14: Vergleich der Jahresproduktionen der grössten CH-Hersteller von Wärmepumpen und Heizkesseln (Kesselexport > 90%).

Die heute in der Schweiz installierten Wärmepumpenheizungen erreichen im Mittel **Jahresarbeitszahlen** um 3 bei Luft-Wasser-Systemen und um 3.5 bei Sole-Wasser-Systemen (WP mit Erdwärmesonden). Dies sind **gegenüber 1993 beachtliche Verbesserungen um 30 bzw. 46 %**: Bild 15. Weitere Effizienzsteigerungen sind zwar noch möglich. Es wird aber schwieriger. **Bis 2010** sollte der Anteil an Wärmepumpenheizungen **bei Neubauten auf 50 %** und jener im **Sanierungsmarkt auf 10 %** gesteigert werden können. Dies bedingt eine konsequente Weiterführung der bisherigen Anstrengungen von Herstellern, Planern, Installateuren, EWs, Bund und Kantonen. Im Bereich der Forschung und Entwicklung sind die Anstrengungen zur **Erhöhung der Effizienz und der Umweltverträglichkeit** fortzusetzen. Dazu sind insbesondere Projekte zu den folgenden Aufgaben fortzuführen oder neu zu starten:

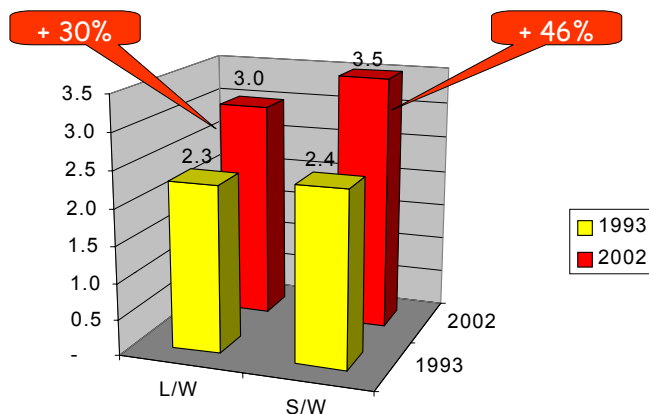


Bild 15: Zunahme der Jahresarbeitszahl von Wärmepumpenheizungen in den letzten zehn Jahren.

- Weitere **Verbesserung der Kompressoren** – insbesondere durch Einführung hocheffizienter Elektroantriebe. Da die Kompressoren für Kleinwärmepumpen aus dem Ausland bezogen werden müssen, bleibt uns hier wohl nur die Hoffnung.
- **Verbesserung der Effizienz der Luft-Wasser-Wärmepumpen** durch neue Systeme zur Wärmeentnahme aus der Umgebungsluft (variabler Luftvolumenstrom, freie Konvektion) bei gleichzeitiger Geräuschreduktion.
- Entwicklung von Komponenten und Wärmepumpen zum Betrieb mit **natürlichen Arbeitsmitteln**.
- Umsetzung der in der Forschung bereitgestellten Methoden zur **Pulsweitenmodulation** und zur **Betriebsdiagnose** in kostengünstige Wärmepumpenregler.
- Steigerung der Effizienz bei der **kombinierten Raumheizung und Warmwasserbereitung** sowie Entwicklung von Testmethoden zur Beurteilung derartiger Systeme.
- Realisieren einer **zweiten Generation von Wärmepumpen** für den Sanierungsmarkt mit echt zweistufigem Prozess.
- **Erhöhung des elektrischen Wirkungsgrads über 37.5 %** bei weiterer Reduktion der Schadstoffemissionen bei Blockheizkraftwerken (Massstab für die Schadstoffemissionen muss der Stand des Gaskessels werden).

Die schweizerischen **Wärmepumpenhersteller** überzeugen durch innovative Lösungen. Ihre Zukunft ist aber gefährdet durch zu viele Hersteller mit entsprechend kleinen Stückzahlen (vergleiche Bild 14) und einer zu starken Konzentration auf dem kleinen Inlandmarkt. Hier ist ein aktives Vordringen auf den europäischen Markt und eine freiwillige innerschweizerische Marktberreinigung (vor Übernahmen durch grosse ausländische Hersteller!) von Nöten.

Ebenso in der Forschung und Entwicklung leisten unsere **Projektleiter und Sachbearbeiter** – auch mit internationalen Massstäben gemessen – Beachtliches. Aber auch hier ist die Kleinheit unseres Landes ein Problem. Die Anzahl der für die Wärmepumpenforschung in Frage kommenden Forscher ist kritisch bis unterkritisch. Nur eine erfolgreiche Wärmepumpenindustrie vermag die nötigen Projektmitarbeiter anzuziehen. Das Problem kann auch durch eine vermehrte internationale Zusammenarbeit entschärft werden.

Quellen

- [1] M. Zogg: Wärme und Strom aus Brennstoffen – effizient und umweltschonend, Gas-Wasser-Abwasser gwa 82(2002)12, 907/912; Download ab www.waermepumpe.ch/fe – Rubrik „Publikationen“
- [2] H. Baumann: Ölfreier CO₂-Kleinkompressor, Schlussbericht BFE 2001, ENET-Nr. 210125; Download ab [].
- [3] Th. Kopp: Kleinwärmepumpe mit Ammoniak, Phase 2: Bau eines Funktionsmusters, Schlussbericht BFE 2001, ENET-Nr. 210137; Download ab [].
- [4] P. von Böckh: Stille Verdampfer für Luft-Wasser-Wärmepumpen, Schlussbericht BFE 1998, ENET-Nr. 9721060/1; Download ab [7].
- [5] O. Zürcher, D. Favrat, J.R. Thome, N. Kattan, E. Nidegger: Local Heat Transfer Coefficient Prediction of Substitute Refrigerants with Smooth or Enhanced Surfaces, Schlussbericht BFE 1966, ENET-Nr. 9553972; Download ab [7].
- [6] D. Zogg, E. Shafai: Kurztestmethode für Wärmepumpenanlagen, Phase 5: Test der Fehlerdiagnosesysteme, Schlussbericht BFE 2001, ENET-Nr. 210136; Download ab [7].
- [7] Download ab www.waermepumpe.ch/fe – Rubrik „Berichte“.

Thomas Kopp, Prof.Dr.sc.techn.ETH
Programmleiter F&E, UAW
Hochschule Rapperswil
CH-8640 Rapperswil
tkopp@hsr.ch
www.iet.hsr.ch

Ausblick in die zukünftigen F+E-Aktivitäten im UAW-Programm

Zusammenfassung

Die Leistungszahlen von heutigen Wärmepumpen sind noch bedeutend tiefer als die theoretisch erreichbaren Werte. Die Gründe dafür sind die realen Effekte im Prozess und in der apparativen Ausführung. Die zukünftigen Verbesserungen der COP-Werte müssen über die Vermeidung von Exergieverlusten gesucht werden. Grosse Verbesserungen könnten durch eine bessere Integration der Wärmepumpen in die Gebäude und eine Optimierung der Wärmepumpen an die verschiedenen Gebäudetypen erreicht werden.

Die organisatorische Abwicklung der Forschungsgesuche bleibt unverändert.

Abstract

State-of-the-art heat-pumps reach COP values which are significantly lower than the expected theoretical values. The reasons for this lie in real process effects and in the equipment. Future improvements of the COP values will have to be investigated by decreasing exergetic losses. A large potential for improvement lies in integrating the heat-pumps in the buildings and in adapting and adjusting the heat-pumps to the different building types.

The procedure for the treatment of research offers remain in place unchanged.

1. Positionierung des UAW-Forschungsprogrammes

Die Aktivitäten des UAW-Forschungsprogrammes sind durch verschiedene energetische und staatliche Randbedingungen massgeblich beeinflusst:

- CORE Energiekonzept 2004 - 2007 (Commission fédéral pour la Recherche Energétique, Beratungsorgan des Bundesrates)
- Eingegangene Verpflichtungen der Schweiz (KYOTO-Protokoll, etc.)
- 3- Jahres-Konzepte UAW 2000 - 2003 und 2004 - 2007
- zur Verfügung stehende Geldmittel
- Energiesituation in der Schweiz
- physikalischen Einschränkungen des Wärmepumpen-Prozesses

Innerhalb dieser Randbedingungen will das UAW-Forschungsprogramm in der Zukunft durch den optimalen Einsatz der zur Verfügung stehenden Mittel die Förderung der Wärmepumpentechnologie maximal vorantreiben.

2. Bestmögliche Wärmepumpe in einem Gebäude

Das Ziel einer Wärmepumpe besteht darin, ein Gebäude bei variabler Umgebungstemperatur auf eine konstante Innentemperatur von circa 20 °C zu heizen. Es soll möglichst viel Wärme aus verschiedenen Wärmequellen, die sich in der Umgebung anbieten, auf das höhere Innentemperatur-Niveau gebracht werden. Die Wärmestromübertragung soll dabei aus exergetischen Gründen möglichst bei konstanter Temperatur erfolgen. Damit ist nur eine Ausnützung des Phasenwechsels flüssig-gasförmig möglich. Nur hier kann eine Wärmemenge bei konstanter Temperatur ausgetauscht werden. Bei der Quelltemperatur soll Umgebungswärme in ein verdampfendes Arbeitsmedium aufgenommen und bei Innentemperatur durch kondensierendes Medium wieder abgegeben werden. Es ist ein Druckunterschied zwischen den beiden Wärmetauschern notwendig, der durch einen Kompressor und eine Expansionsmaschine überwunden wird. Die bestmöglichen Zustandsänderungen für diesen Zweck sind isentrope (adiabate und reibungsfreie) Zustandsänderungen. Der bestmögliche Kreisprozess ist ein linkslaufender Carnot-Prozess, der am Kondensatoreintritt gerade Sattdampf erreicht. Für den Fall Umgebungstemperatur = 0 °C und Hausinnentemperatur von 20 °C würde theoretisch ein COP von 14.66 erreicht.

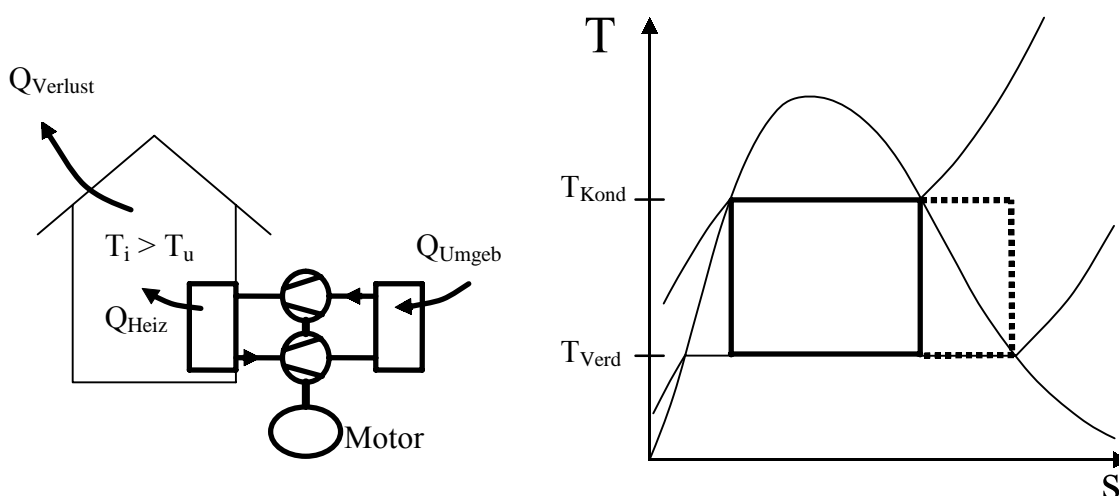


Bild 1: Wärmeflüsse an einem zu beheizenden Gebäude und ideale Wärmepumpe.

3. Reale Wärmepumpe in einem Gebäude

Alle realen Zustandsänderungen unterliegen physikalischen Einschränkungen. Strömungsvorgänge sind reibungsbehaftet und Wärmetransport-Vorgänge verlangen ein treibendes Temperaturgefälle. Durch Vorgänge, die die Betriebssicherheit (Ansaugen von überhitztem Dampf) erhöhen und die Herstellkosten (Verzicht auf die Expansionsmaschine) vermindern sollen, wird der Unterschied zwischen idealisierten und realen Effekten noch grösser. Nicht überall können die optimalen Wärmequellen verwendet werden, in vielen Fällen ist eine Erdsonde aus Gründen des Gewässerschutzes verboten und es muss auf die kältere Aussenluft ausgewichen werden. Auf der Kondensatorseite fehlen exergetisch optimierte Wärmeverteilungssysteme und die Betriebsweise der Wärmepumpe ist immer noch häufig im ON/OFF-Modus. Bei einer realen Luft-Wasser-Wärmepumpe wird also die Verdampfung in unserem Beispiel bei -5 °C und die Kondensation bei 50 °C erfolgen. Durch den realen Verdichter erhalten wir stark überhitzten Dampf am Austritt, dessen Heissgastemperatur noch vom verwendeten Arbeitsmedium abhängt. Die Überhitzung ist beim Einsatz als Wärmepumpe wenigstens im Haus nutzbar, jedoch ist sie vom Standpunkt der Druckerhöhung als exergetischer Verlust anzusehen. Reale, heutige Wärmepumpen erreichen unter diesen Voraussetzungen noch einen COP von circa 3.0. Offenbar scheint sich hier ein enormes Verbesserungspotenzial zu zeigen. Wo können und wollen wir hier eingreifen?

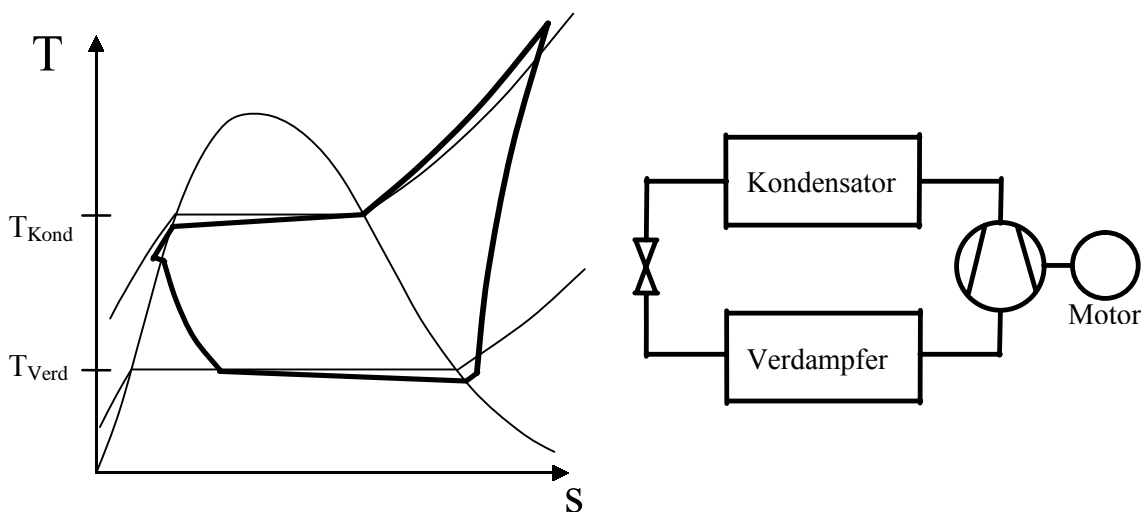


Bild 2: realer Wärmepumpen-Prozess mit realen Elementen.

Aus dem Wissen wie der beste Prozess aussehen muss, können nun am realen Prozess verschiedene Möglichkeiten zur Leistungsverbesserung abgeleitet werden. Es ist besonders zu beachten, dass das gesamte involvierte Bilanzgebiet betrachtet wird, das von der Wärmequelle bis zum Nutzer im Haus reicht. Auch die verschiedenen Nutzen müssen jetzt separat betrachtet werden, es sind dies Raumheizung und Warmwasserbereitstellung. Die Beheizung der verschiedenen Gebäudearten wiederum benötigt unterschiedliche Anforderungen an die Wärmepumpe.

4. Verbesserungsmöglichkeiten heutiger Heizungs-Wärmepumpen

Zuerst soll nur die Wärmepumpe betrachtet werden. Das Ziel besteht nach wie vor darin, eine Wärmemenge von einem niedrigen Temperaturniveau auf ein nutzbares Temperaturniveau zu heben. Es werde hier ein Arbeitsmedium eingesetzt, das die Wärmezufuhr und die Wärmeabfuhr durch Phasenänderungen umsetzt. Die realen Effekte sind reale Kompression und treibendes Temperaturgefälle bei den Wärmeübertragungsvorgängen. Die treibenden Temperaturgefälle können aufgrund der Wärmetauschergleichung

$$Q^* = k \cdot A \cdot \Delta T \quad (\text{Gl.1})$$

mittels grösserer und damit auch teurerer Wärmetauscher vermindert werden.

Die Wellenarbeit, die sich bei einer polytropen Kompression ($n = \text{Polytropenexponent}$, $\sigma = \text{Polytropenfaktor}$, $R = \text{Gaskonstante des Arbeitsmediums}$) aus

$$W_{\alpha \rightarrow \omega}^* = m^* \cdot w_{\alpha \rightarrow \omega} = m^* \cdot (\sigma + 1) \cdot \frac{n}{n-1} \cdot RT_{\alpha} \cdot \left[\left(\frac{p_{\omega}}{p_{\alpha}} \right)^{\frac{n}{n-1}} - 1 \right] \quad (\text{Gl.2})$$

berechnen lässt, kann verkleinert werden, wenn die Erwärmung auf dem Kompressionsweg möglichst klein gehalten wird. Die günstigste Kompression wäre die isotherme Kompression, bei welcher beim idealen Gas als Arbeitsmedium gleich viel Wärme abgeführt wie Verdichtungsarbeit zugeführt wird.

$$W_{\alpha \rightarrow \omega, isotherm}^* = m^* \cdot RT_{\alpha} \cdot \ln \left(\frac{p_{\omega}}{p_{\alpha}} \right) \quad (\text{Gl.3})$$

Diese Kompressionsart eignet sich jedoch für die Anwendung in der Wärmepumpe nicht, da dort die unterhalb der Kondensationstemperatur zur Kühlung abgeführte Wärmemenge nicht genutzt werden kann und die Arbeitsmedien keine idealen Gase sind. Bei Kompressionen in Wärmepumpen-Anwendungen soll die zugeführte Wellenenergie möglichst vollständig vom Gas aufgenommen werden, damit die zugeführte Energie auch im Kondensator als Nutzen ankommt. Falls Kühlung in diesem Schritt verboten wird und die Kompression somit adiabat abläuft, wird als bestmöglicher Fall die reibungsfreie Kompression angestrebt. Damit erreicht die Heissgastemperatur gerade die Endtemperatur des isentropen Kompressionsvorganges. Jede reale Kompression mit Reibung bewirkt eine höhere Heissgastemperatur und damit eine schlechtere Leistungszahl. Das Ziel ist also eine möglichst isentrope Kompressionsweise.

Es ist bekannt, dass Turbokompressoren, die bisher vor allem im höheren Leistungsbereich eingesetzt werden, höhere Isentropenwirkungsgrade aufweisen als Kolbenkompressoren. Das BFE unterstützt im Moment ein Forschungsprojekt, das die Entwicklung eines **Mini-Turbokompressors** für Kleinwärmepumpen untersucht. Eine theoretische Vorarbeit hat einen zu erwartenden Gütegrad der Wärmepumpe von etwa 50 % errechnet [1].

Eine weitere Möglichkeit zur Verringerung der Kompressionsleistung ist die 2-stufige Kompression. Hier muss im Falle der Anwendung in einer Wärmepumpe beachtet werden, dass die Kühlwär

me nach der 1. Stufe nutzbar bleibt. Es kann auch eine Mitteldruckflasche eingesetzt werden. Bei den echt 2-stufigen Kompressionsvorgängen mit zwei in Serie geschalteten Kompressoren ist die Ölverteilung in den beiden Kompressionsstufen nicht problemlos. In Feldversuchen wurde Ölmigration vom Hochdruckverdichter in den Niederdruckverdichter beobachtet. Das BFE-Projekt **Migration d’huile dans les pompes à chaleur** [2] untersucht dieses Phänomen.

Eine einstufige Kompression mit Zwischeneinspritzung oder mit Economizer kann die Kompressionsleistung verringern, da kälteres zusätzliches Kältemittel auf einem Zwischendruckniveau zugeführt wird. Der erwünschte Effekt ist abhängig von der Wahl der Zufuhrmenge und der Zuführstelle. In diesem Sinne wurden einige Projekte mit Kompressoren mit Zwischenansaugung unterstützt ([3], [4]), einige Projekte sind noch in Bearbeitung ([5]). Die konkreten Resultate scheinen aber sehr von der apparativen Gestaltung abzuhängen.

Die Verminderung der Heissgasüberhitzung lässt sich in Schrauben- und Flügelzellenverdichtern auch durch einen grösseren mitgeführten Ölstrom erreichen. Hier ist das Problem, dass die aufgenommene Wärme des Ölstroms kein Wärmevervielfachungspotenzial enthält wie bei der vom Kältemittel aufgenommenen Kompressionsenergie. Schrauben- und Flügelzellenverdichter müssten also mit zunehmendem Ölstrom kleinere COP-Werte produzieren, da das Kältemittel einen Wärmevervielfachungseffekt zeigen kann, der Ölstrom hingegen nicht. Diesen theoretischen Zusammenhang stellt man bei Messungen am Flügelzellenverdichter [5] jedoch nicht fest. Der Grund liegt darin, dass mit dem zunehmenden Ölstrom einerseits die Schmierwirkung verbessert und damit die Reibung vermindert wird und andererseits auch die Dichtwirkung zwischen Gehäuse und rotierenden Flügeln verbessert wird. Damit nimmt der Liefergrad des Verdichters zu.

Da der Energiebedarf eines Kompressionsvorganges für ein flüssiges, nahezu inkompressibles Medium um ein Vielfaches kleiner ist als für ein gasförmiges Medium, sollte die Kompression in flüssiger Phase erfolgen. Leider kann eine Wärmepumpe mit einem einzigen Arbeitsmedium nur funktionieren, wenn die Druckerhöhung vom gasförmigen Zustand aus erfolgt. Bei Absorptionswärmepumpen wird nun aber das im Verdampfer energetisch geladene Arbeitsmedium in einem Lösungsmittel gelöst und damit quasi verflüssigt. Darauf wird das beladene Lösungsmittel durch eine Flüssigkeitspumpe auf einen höheren Druck gebracht, wo das Arbeitsmedium durch Wärmezufuhr wieder ausgedampft wird. Die reine Kompressionsarbeit ist dabei gering, hingegen muss das Ausdampfen mit einer zusätzlichen thermischen Energie $Q_{zu, Aufwand}$ erkaufte werden. Aus einer theoretischen Wirkungsgradanalyse ergibt sich der COP (hier Wärmeverhältnis) der verlustfreien Absorptionswärmepumpe (alle Temperaturen in [°K]).

$$\frac{Q_{ab, Nutzen}}{Q_{zu, Aufwand}} = \frac{T_{zu} - T_{Umgebung}}{T_{ab, Nutzen} - T_{Umgebung}} \cdot \frac{T_{ab, Nutzen}}{T_{zu}} \quad (Gl.4)$$

Für eine Nutztemperatur von 50 °C, einer Umgebungstemperatur von 0 °C und einer Austreiber-temperatur von 300 °C würde ein Wärmeverhältnis von 3.38 erreicht. Da auch hier reale Effekte wirken, werden die idealen Werte in der Praxis nicht erreicht. Zudem haben sich Probleme mit der Lösungsmittelpumpe gezeigt. Auch die Verbesserung des Absorptionsprozesses ohne Lösungsmittelpumpe, die DAWP (Diffusionsabsorptionswärmepumpe) erreicht in realen Anlagen nur ein Wärmeverhältnis von maximal 1.5. Die apparative Gestaltung und die Herstellung sind zudem aufwändig.

Alle angesprochenen Verbesserungsmassnahmen für den Kompressionsvorgang erhöhen die Kosten und vermögen trotzdem nicht die theoretischen Verdichtungsarbeiten zu erreichen. Nach Carnot müsste die **Kompression im 2-Phasen-Gebiet** ein erhebliches Verbesserungspotenzial versprechen. Hier wäre das Ziel, das Kompressionsende im Sattdampf- oder Nassdampf-Zustand zu erhalten. Diese Variante wird als technisch nicht beherrschbar angesehen. Probleme zeigen sich im Abwaschen des Schmierfilms an der Zylinderwand, bei Zerstörungen der Ventile bei zu hohem Flüssigkeitsanteil und bei der schwierigen Dosierung der beiden Phasen in der Saugleitung. Das Verbesserungspotenzial ist erstaunlicherweise sehr gering, für R134a und für Ammoniak beträgt es für $T_{\text{Verd}} = 0 \text{ °C}$ und $T_{\text{Kond}} = 50 \text{ °C}$ nur etwa 3 %. Besser wäre eine **2-stufige Kompression s=c und T=c** (isentropische Kompression bis zur Kondensationstemperatur und von da an eine isotherme Kompression bis zum Kondensationsdruck, siehe gestrichelte Linie in Bild 1). Die apparative Umsetzung dürfte hier sehr kompliziert werden.

Für die Expansion an der linken Flanke des Kreisprozesses wird heute ein Expansionsventil in verschiedenen Bauarten eingesetzt und damit aus der Druckänderung keine mechanische Arbeit gewonnen. Idealerweise müsste der Druckabbau mechanisch genutzt werden, es könnte die Leistung

$$W_{\alpha \rightarrow \omega, \text{Expansion}}^* = m \int_{\alpha}^{\omega} v \cdot dp \quad (\text{Gl.6})$$

erhalten werden, die natürlich zur Unterstützung der Verdichtung genutzt werden könnte. Da die Expansion vom Flüssigzustand ausgeht und sicherlich im 2-Phasen-Gebiet unter einer enormen Volumenvergrößerung endet, würde eine sehr komplizierte apparative Gestaltung verlangt. Das Verbesserungspotenzial für den COP liegt für R134a mit $T_{\text{Verd}} = 0 \text{ °C}$, $T_{\text{Kond}} = 50 \text{ °C}$, $\eta_{\text{isentropVerdichter}} = 0.7$ bei circa 20 % falls die Expansionsarbeit verlustfrei genutzt werden könnte. Wird allerdings auch für die Expansionsmaschine ein isentroper Wirkungsgrad von 0.7 angenommen, reduziert sich die Verbesserung des COP auf 13 %. Weitere mechanische Reibungseffekte ausserhalb des thermodynamischen Kreisprozesses dürften diese Verbesserung noch einmal um die Hälfte reduzieren. Wirtschaftlich arbeitende Expansionsmaschinen müssten aus Kostengründen in sehr hohen Stückzahlen gefertigt werden. Apparativ könnten sie mit der Realisierung des Kompressors vereint werden. Trotz Wirkungsgradverbesserung darf die Wirtschaftlichkeit nicht vergessen werden. Bei den heutigen Energiepreisen ist der Einsatz von Expansionsmaschinen in kleineren Anlagen deshalb in nächster Zukunft eher fraglich.

5. Wärmepumpen für Warmwasserbereitung

Bei der Warmwasserbereitung soll ein Trinkwasserstrom aus dem kommunalen Wasserleitungsnetz auf eine Temperatur von 55 – 60 °C erwärmt werden. Dies könnte durch eine Wärmepumpe mit Kondensationstemperatur 65 °C erreicht werden. Das Temperaturschaubild des entsprechenden Kondensators in einer Kaltdampf-Wärmepumpe zeigt aber die grossen Exergieverluste, die dabei auftreten. Besser ist es, nur die Heissgasüberhitzung für die Warmwasserbereitung zu verwenden, hier stellt sich aber das Problem der Gleichzeitigkeit des Bedarfs an Heizwärme und an Warmwassererwärmung. Das beste Warmwassersystem wäre eine Erwärmung des Wassers mit möglichst kleinem treibenden Temperaturgefälle, sodass der Exergieverlust minimal wäre. Es sollte also ein Gegenstromwärmetauscher eingesetzt werden, in dem das wärmeabgebende Medium immer etwas wärmer als das wärmeaufnehmende Medium ist. Hier ist die Wärmeabgabe durch eine Phasenände

zung bei konstanter Temperatur unvorteilhaft. Ueberkritisch eingesetzte Arbeitsmedien, wie zum Beispiel CO_2 , zeigen beim Zustand der für die Wassererwärmung verlangt ist (Abkühlung nach dem Kompressionsvorgang) keine Phasenänderung mehr und verhalten sich im „Kondensator“ wie ein normales einphasiges Fluid mit fühlbarer Enthalpieänderung.

Dieser Vorteil könnte auch für die Heizungs-Wärmepumpe ausgenutzt werden, wenn das Haus eine genügende Abkühlung des Heizungswassers bewirken könnte. Leider ist das meistens nicht zutreffend.

Das überkritisch einsetzbare Arbeitsmedium CO_2 besitzt eine sehr gute Umweltverträglichkeit und wird in Zukunft eine zunehmende Rolle als Wärmepumpen-Arbeitsmedium einnehmen. Das BFE hat deshalb das in einem internationalen Forschungsprogramm (IEA HPP, Annex 27) eingebettete Forschungsprojekt **CO₂-Kompressor** [6] unterstützt. Weitere CO_2 -Wärmepumpen-Projekte werden in den kommenden Jahren folgen.

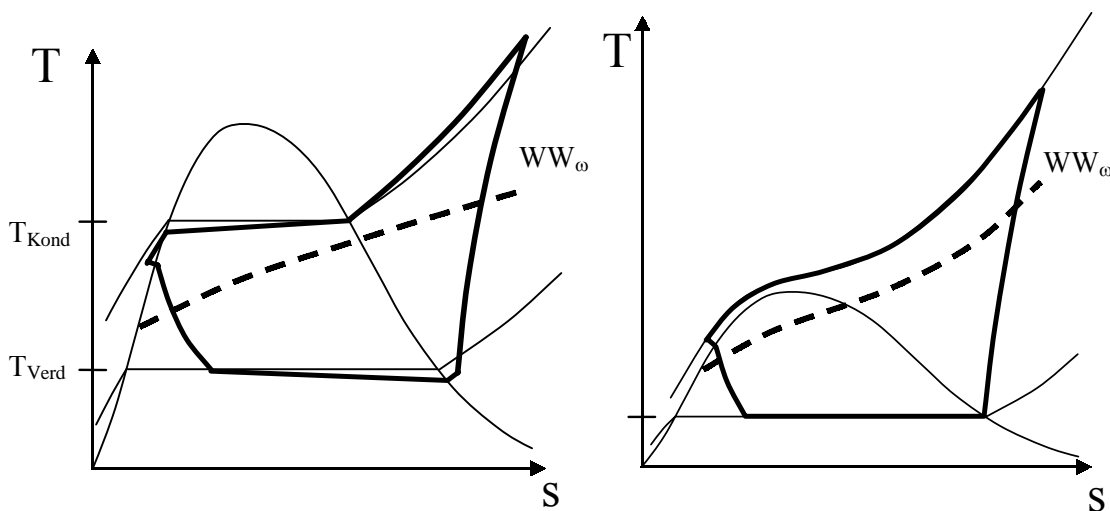


Bild 3: Temperaturverlauf der Wassererwärmung und Wärmepumpenprozess.

6. Einbettung der Wärmepumpe in die Gebäude

Aus der theoretischen Betrachtung des Wärmepumpenprozesses wird klar, dass der Wirkungsgrad von den Temperaturverhältnissen abhängt. Der Carnot-Wirkungsgrad der Wärmepumpe beträgt

$$COP_{WP, \text{Carnot}} = \frac{T_{\text{Kondensation}}}{T_{\text{Kondensation}} - T_{\text{Verdampfung}}} \quad (\text{Gl.7})$$

Da die Wärme nach dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik immer vom höheren zum tieferen Temperaturniveau fließt, muss die reale Wärmepumpe auch noch die treibenden Temperaturgefälle des Wärmeaustausches verarbeiten. Im Betrieb müssen die Temperaturdifferenzen zwischen Wärmequelle und Verdampfung und zwischen Kondensation und Heizungswasser überwunden werden, bei Anlagen mit Aussenkühler zusätzlich noch einmal ein Wärmetausch zwischen Glykolkreislauf und Verdampfer. An den Radiatoren oder in der Fussbodenheizung entsteht dann ein enormes Temperaturgefälle zum zu beheizenden Raum. Es wird also in der Summe ein enormer Teil des Temperaturhubes durch die Wärmetausch-Vorgänge „verschenkt“. Im Fall Aussentemperatur 0°C und ver

langter Innentemperatur 20 °C leistet die Wärmepumpe einen Temperaturhub von -5 °C (Verdampfung) auf 50 °C (Kondensation). Somit wird ein um Faktor 2.75 höherer Temperaturhub geleistet. Will man diese Verluste in Zukunft im grossen Masse vermeiden, dann gibt es nur ein radikales Umdenken. Die Verdampfung muss so nahe als möglich an die Wärmequelle und die Kondensation so nahe als möglich an den Nutzort verlegt werden.

Auf der Quellenseite sind die Direktverdampfer-Wärmepumpen vorteilhaft. Muss der Verdampfer ausserhalb der Gebäude aufgestellt werden, sprechen wir von der Split-Aufstellung. Durch die längeren Kältemittelleitungen und das notwendige Befüllen ausserhalb der Fabrikationsräume sind die Anforderungen an die Montage anspruchsvoller. Heute werden auch schon Erdsonden mit direktverdampfendem Kältemittel diskutiert. Hier sind die Problemkreise im Grundwasserschutz und der entstehenden 2-Phasen-Strömung in den Sonden situiert.

Auf der Senkenseite kann man sich die Verteilung der Wärme im Haus durch Warmluftsysteme vorstellen, auch die direkte, in der Schweiz wenig verbreitete Luft-Luft-Wärmepumpe zeigt die Nachteile der zusätzlichen Wärmeübergänge weniger. Sehr wenige Gebäude in der Schweiz weisen eine Umluftheizung auf, wo der Kondensator zentral eingebaut werden könnte. Eine radikalere, nach heutiger Sichtweise sicherlich noch etwas abwegige Lösung, wäre die **Ausgestaltung der Radiatoren als Kondensatoren**. Die Zeit der strikten Trennung der Heizungsbranche und der Wärmepumpen-Hersteller wäre dann endgültig vorbei. Es dürfte dann auch mehr Kältemittel im Kreislauf enthalten sein, damit käme nur ein billiges und umweltfreundliches Kältemittel in Frage.

CO₂ wäre billig und umweltfreundlich, hat aber einen kritischen Zustand von $T_{\text{krit}} = 31.1 \text{ °C}$ und $p_{\text{krit}} = 71.9 \text{ bar}$. Es könnte also nur bei sehr tiefen Kondensationstemperaturen im Phasenänderungs-Modus eingesetzt werden und hat dann eine sehr kleine Kondensationsenthalpie. Durch die hohen Drücke wäre eine flächige Gestaltung der Radiatoren nicht mehr möglich.

Zugegebenermassen noch extremer wäre aus heutiger Sicht die Vorstellung des Einsatzes von Ammoniak oder Propan in einem solchen System. Ammoniak (mit ODP = 0 und GWP = 0) wird im Einsatz in grösseren Anlagen durch die entsprechenden Firmen gut beherrscht. Auch jahrelange Betriebserfahrung mit SIBIR-Kühlschränken, die mit einer Absorptionskältemaschine NH₃/H₂O ausgerüstet waren, waren überwiegend positiv. In einer Rohrleitung in einer innerhäuslichen Atmosphäre, die bezüglich Korrosionsfestigkeit keine besonderen Anforderungen stellt, wird es unwahrscheinlich sein, dass eine plötzliche Kältemittel-Freisetzung auftritt. Bei den Rohrverbindungen besteht noch ein Entwicklungspotenzial beim Einsatz von industriellen Verbindungssystemen. Bezüglich des Einsatzes von Propan in einem weitverzweigten Hausnetz muss noch grössere Skepsis angebracht werden, da das unriechbare Propan doch eine nicht zu unterschätzende Explosions- und Brandgefahr aufweist. Das Arbeitsmedium könnte jedoch wie beim Stadtgas zusätzlich noch speziell odorisiert werden.

Bei der Umsetzung einer direkt-kondensierenden Wärmepumpe stehen die erreichbaren Vorteile heute noch grösseren Bedenken betreffend Sicherheit und damit auch Akzeptanz bei den Kunden und bei der Ausbildung des Fachpersonals gegenüber.

7. Kurz- und langfristige Aktivitäten

In den nächsten Jahren können von den bisher erwähnten Ideen noch nicht alle bearbeitet werden, da sie im gegenwärtigen Umfeld zu radikal sind. Es gilt also in einer **kurz- und mittelfristigen** Betrachtungsweise alle Möglichkeiten zu unterstützen, die den Einsatz und die Verbreitung von Wärmepumpen fördern:

- Erhöhung der Effizienz durch verbesserte apparative Elemente und Schaltungen (Kompressoren, Wärmetauscher, Steuerungen, Abtauen)
- Ausnutzung wärmerer Wärmequellen inkl. Speichersysteme für Wärmequellen (Vorwärmung des Anergiediemediums, Winterwärme)
- Schliessen der Wissenslücken bei umweltverträglichen Arbeitsmedien
- Optimalere Anpassung der Wärmepumpen-Aggregate an die verschiedenen Gebäudeanforderungen (Altbau je nach Baujahr, Neubau, MINERGIE)

Langfristig sollten Anstrengungen unternommen werden zu einer Exergie-Optimierung und einer gesamtenergetisch angepassten Integration von Wärmepumpen-Systemen in die Gebäude. Dazu gehört auch die Kopplung mit solartechnischen Elementen, die Nutzung von saisonalen Speichern und der Antrieb der Wärmepumpe mit Energie von regenerativen Brennstoffen.

Aus einer Kostenanalyse wird ersichtlich, dass auch in der Schweiz eine Entwicklung zu höheren Stückzahlen in der Produktion förderlich wäre. Bei zu hohen Preisen für Apparate von schweizerischen Herstellern wird der Anteil der Import-Wärmepumpen von ausländischen Firmen mit höherer Produktionskapazität und tieferen Herstellungskosten zunehmen. Eine gleichartige Entwicklung war und ist bei den Kesselherstellern für Öl- und Gasheizgeräte zu beobachten. Damit wird auch die Umsetzung von Forschungsergebnissen internationaler. Eine Beteiligung von ausländischen Firmen in BFE-Forschungsgesuchen ist deshalb auch nicht à priori ausgeschlossen.

Die grösseren Anlagen, die speziell auf ein Gebäude oder auf ein Quartier zugeschnitten sind, dürfen nach wie vor von lokalen Planungs- und Anlagenbau-Firmen bearbeitet werden.

8. Projekteingaben im UAW-Forschungsprogramm

Der organisatorische Ablauf der Projektbearbeitung im UAW-Forschungsprogramm hat durch die personellen Wechsel nicht geändert. Nach wie vor können Projekte, die den Richtlinien des mittelfristigen UAW-Konzeptes und der CORE-Leitlinien entsprechen durch die BFE-Offert-Formulare und ein UAW-Budget-Formular zur Beurteilung vorgeschlagen werden. In regelmässigen Sitzungen des Programmleiters mit der UAW-Bereichsleitung und der UAW-Begleitgruppe werden die Projektvorschläge beurteilt. Die UAW-Begleitgruppe besteht aus Vertretern von verschiedenen für den Bereich relevanten Gruppierungen. Informationen aus dem Bereich, zum Beispiel die Berichte von laufenden Forschungsprojekten wie auch Ausschreibungen für neue Forschungsaktivitäten, sind nach wie vor in der Website www.waermepumpe.ch publiziert.

Quellen

- [1] Jürg Schiffmann et al.: Compresseur Radial pour Pompe à chaleur biétagée, Phase 1: Etude de faisabilité, Rapport final, Office fédéral de l'énergie 2002, ENET-Nr. 220195.
- [2] Michele Zehnder, Daniel Favrat: Migration d'huiles dans les Pompes à chaleurs, Rapport annuel, Office fédéral de l'énergie 2002, ENET-Nr. 220227.
- [3] Michele Zehnder et al: Pompe à chaleur air-eau à Haute Température, Phase 2: Concept amélioré du cycle à injection, essais journaliers et avec booster et analyse thermo-économique, Rapport final, Office fédéral de l'énergie 2002, ENET-Nr. 220219. (*und Vorgänger-Arbeiten*)
- [4] Hans Rudolf Gabathuler et al.: Messungen an Retrofit-Wärmepumpen, Phase 2, Schlussbericht, Bundesamt für Energie 2002, ENET-Nr. 220143. (*und Vorgänger-Arbeiten*)
- [5] Ewald Geisser, Thomas Kopp: Kleinwärmepumpe mit Ammoniak, Phase 3, Jahresbericht, Bundesamt für Energie 2002, ENET-Nr. 220221.
- [6] Heinz Baumann: Ölfreier CO₂-Kleinkompressor, Schlussbericht, Bundesamt für Energie 2001, ENET-Nr. 210125.

Max Ehrbar, Prof. Dr.
Programmleiter P&D, UAW
NTB Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs
Werdenbergstrasse 4
CH-9471 Buchs / SG
ehrbar@ntb.ch
www.ntb.ch

Das Förderprogramm P+D: Strategien und Umsetzung

Zusammenfassung

Zur Beschleunigung der Umsetzung von neuen Forschungsergebnissen und Ideen hat der Bund das Förderprogramm P+D ins Leben gerufen. Das Förderprogramm P+D ist das Bindeglied zwischen Forschung und der praktischen Anwendung. Damit werden einerseits so genannte Pilotanlagen (P-Projekte) gefördert, bei denen eine neue Idee oder Konzeption erstmals im praktischen Feldeinsatz betrieben wird. Demonstrationsprojekte (D-Projekte) andererseits dienen der Markterprobung. Es sind P-Anlagen, deren technische und betriebliche Reife sich gezeigt hat und die nun die Marktreife nachweisen sollen. In beiden Fällen muss ein klares anwendungstechnisches und wirtschaftliches Multiplikationspotenzial vorhanden sein. Die Förderbeiträge des Bundes betragen bis zu 40 % der nicht amortisierbaren Kosten, in begründeten Fällen sogar bis zu 60 %.

Das Förderprogramm P+D des BFE für Wärmepumpen und Wärme-Kraft-Koppelungsanlagen

Zuerst seien nochmals Ziel und Zweck des Förderprogrammes P+D (= Pilot- und Demonstrationsanlagen) ins Gedächtnis gerufen. P+D ist als Bindeglied zwischen Forschung einerseits und Stand der Technik andererseits gedacht. Man kann es auch als Füllung der Lücke zwischen Forschung und praktischer Anwendung bezeichnen.

Pilotprojekte¹ dienen der technischen Systemerprobung. Sie werden in einem Massstab gebaut, der die Bestimmung wissenschaftlicher, technischer, wirtschaftlicher oder gesellschaftlicher Daten oder das Sammeln von Erfahrungen mit aussichtsreichen neuen Organisationsformen der ökonomischen Instrumenten erlaubt, welche im Laborversuch nicht gewonnen werden können. Pilotprojekte sind eine notwendige Stufe in der Entwicklung industrieller Produkte und Verfahren.

Demonstrationsprojekte dienen der Markterprobung. Sie werden im Massstab 1 : 1 erbaut und ermöglichen eine strenge technische, wirtschaftliche und evtl. gesellschaftliche Beurteilung im Hinblick auf eine erhoffte kommerzielle Einführung. Insbesondere geben sie Antworten auf Fragen von Wartungs- und Unterhaltsaufwand. Sie machen potenzielle Anwender auf die neue Technologie, das neue Produkt, die neue Organisationsform oder auf das ökonomische Instrument aufmerksam. Zu berücksichtigen sind auch wirtschaftlich-gesellschaftliche Folgen der Technikanwendung.

Als P+D-Projekte bzw. -Anlagen gelten auch:

- forschungsnahe Produkteentwicklung,
- Vorbereitungsarbeiten und Vorprojekte,
- Anlagenduplikationen, die durch unterschiedliche Standorte – z.B. anderes Sprachgebiet, andere (Klima)Region – gerechtfertigt sind.

Die Förderung von P+D-Projekten soll zu einer rascheren Umsetzung von neuem Wissen in die Praxis führen. Ein effizientes, unbürokratisches und schnelles Beurteilungs- und Auswahlverfahren ist dafür Voraussetzung. Das Programm P+D ist, soweit man das absehen kann, weltweit einmalig. Es erleichtert den Markteintritt von neuen Ideen und deren Reifung.

Die Förderung von P+D-Projekten basiert seit dem 1. Januar 1999 auf dem Energiegesetz (vom 26.06.1998) sowie der Energienutzungsverordnung (vom 07.12.98). Die entsprechenden Auszüge sind nachfolgend wiedergegeben.

Die Vorgaben von P+D²

Voraussetzungen

Pilot- bzw. Demonstrationsprojekte müssen die Kriterien nach dem Konzept für Pilot- und Demonstration (P+D) der CORE erfüllen. Zu jedem Projekt gehören Erfolgskontrolle (Energiesmessung, Auswertung der Messdaten) und Umsetzung (Schlussbericht).

¹ Quelle: internes BFE-Papier zu P+D-Projekten: Grundlagen, Konzept, Kriterien

² Quelle: Internes BFE-Papier zum Bereich Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung, Kälte. Programmleitung für Pilot- und Demonstrationsanlagen, Schwerpunkte 2002-2004 für finanzielle Unterstützungen

Prioritäten

Thermische Leistung unter 50 kW

Priorität 1: Sanierungen bestehender Heizungen gemäss Pflichtenheft der SRHP (Swiss Retrofit Heat Pump), vorzugsweise Ersatz von Elektro-Widerstandsheizungen.

Thermische Leistung über 50 kW

In erster Linie sollen Wärmequellen höherer Temperatur genutzt werden. Es sind: schmutziges Abwasser, gereinigtes Abwasser, Grundwasser, Erdreich. Der Einfluss der Einbindung der Warmwasseraufbereitung auf die Effizienz des gesamten Systems muss im Gesuch behandelt werden.

Priorität 1 über 50 kW thermisch: **Sanierungen** bestehender Heizungen sind besonders zu stossen. Sanierung bestehender Anlagen zur Erzeugung von Wärme und Kälte sind unterstützungswürdig, falls sie den Energieverbrauch des gesamten Systems Heizung und Kühlung reduzieren.

Priorität 2 über 50 kW thermisch: Heizung von **Neubauten** mit Wärmekollektiven (kalte oder warme Fernwärme) sind in erster Linie zu fördern. Neue Anlagen zur kombinierten Erzeugung von Wärme und Kälte sind unterstützungswürdig, falls sie den Energieverbrauch des gesamten Systems Heizung und Kühlung reduzieren.

Anforderungen

Je nach eingesetzter Technologie müssen folgende minimale Anforderungen eingehalten werden:

- Umweltverträgliches Arbeitsmittel der Elektro- oder Absorptions- Wärmepumpen (WP)
- Die minimale Jahresarbeitszahl (JAZ) von elektrisch angetriebenen WP mit thermischer Leistung über 50 kW beträgt 3,0 in Sanierungen und 4,0 in Neubauten.
- Der minimale elektrische Wirkungsgrad der WKK beträgt 33 %
- Der minimale Jahresnutzungsgrad der WKK beträgt 85 % (inkl. allfällige Teillastbetriebe)
- Die Abgase der WKK unterschreiten die Emissionsgrenzen der LRV 98. Umweltfreundlicher und erwünscht – aber nicht zwingend – ist die Einhaltung der LRV92.

Beiträge

Die Höhe des Förderungsbeitrags wird aufgrund der Bemessungskriterien festgelegt. **Der Förderbeitrag beträgt bis zu 40 % der nicht amortisierbaren Mehrkosten** gegenüber einer konventionellen Anlage, **bzw. der Gesamtkosten**, falls keine vergleichbare konventionelle Lösung vorliegt. Ein höherer Förderungsbeitrag (ausnahmsweise bis 60 % möglich) ist zu begründen. Im Normalfall wird eine wesentliche Beteiligung des Gesuchstellers vorausgesetzt. Für besondere Messungen und Analysen können zusätzliche Mittel gesprochen werden.

Eine Beteiligung des Standortkantons und/oder der Standortgemeinde ist nach Möglichkeit anzustreben.

Das Gesuch muss frühzeitig gestellt werden: die **Bauarbeiten der Anlage dürfen erst nach Erhalt unserer Verfügung** beginnen.

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 (instantaner Wert)
eff.	effektiv
EFH	Einfamilienhaus
El. oder el.	Elektrisch
FAWA	Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen
FWS	Fördergemeinschaft Wärmepumpen Schweiz
HPP	Heat Pump Program (Wärmepumpenprogramm)
Hzg	Heizung
IEA	Internationale Energieagentur
JAZ	Jahresarbeitszahl (AZ über ein Jahr oder eine Heizperiode gemessen)
L/W	Luft/Wasser
LZ	Leistungsziffer, siehe AZ
Min.	Minimum
Max.	Maximum
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/Kälte:

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

www.admin.ch/bfe oder www.energie-schweiz.ch: Alles über das Bundesamt für Energie und EnergieSchweiz

www.waermepumpe.ch: Seiten des Bereiches, Infos über Forschung und Entwicklung, Pilot- und Demonstrationsprojekte, Oekologie,... 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
Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs NTB
Werdenbergstrasse 4
CH-9470 Buchs
Tel. 081 755 33 96
ehrbar@ntb.ch

www.waermepumpe.ch/fe: alles um die Wärmepumpen-Forschung des BFE

www.energieforschung.ch: ENET – die Vertriebsstelle des BFE für Forschungsberichte.