

Neue Wege zur Heizungssanierung mit Wärmepumpen

Tagungsband
zur 8. Tagung des Forschungsprogramms
Umgebungs- und Abwärme,
Wärme-Kraft-Kopplung (UAW) des
Bundesamts für Energie (BFE)

8. Mai 2001
Berner Fachhochschule
HTA Burgdorf

Martin Zogg (Hrsg.)

Alle Beiträge dieses Tagungsbands können ab Ende Mai 2001 von der folgenden Internet-Adresse des Forschungsprogramms Umgebungs- und Abwärme, Wärme-Kraft-Kopplung (UAW) des Bundesamts für Energie heruntergeladen werden:

www.waermepumpe.ch/fe

Neue Wege zur Heizungssanierung mit Wärmepumpen

Sie möchten bei Ihrer alten Zentralheizung mit Heizkörpern den ausgedienten Öl- und Gasheizkessel oder die zentrale Elektroheizung auswechseln? Ihre Heizkörper benötigen zur Wärmeabgabe im Winter hohe Temperaturen? Sie dulden in Ihrem schönen Garten keine Bohrmaschinen für Erdwärmesonden? Dann sind Sie nicht allein mit Ihren Wünschen. Aber Sie haben noch Mühe, für Ihren Zweck eine geeignete Wärmepumpe mit hoher Effizienz zu finden. Während im Neubaubereich schon jedes dritte Einfamilienhaus mit einer Wärmepumpe ausgerüstet wird, hält die Wärmepumpe in den wesentlich grösseren Sanierungsmarkt auch im europäischen Ausland erst sporadisch Einzug. Während bei Neubauten 1999 ein Wärmepumpenanteil von rund 33% erreicht wurde, liegt im Bereich der Heizungssanierungen mit einem Wärmepumpenanteil von nur 2.4% noch ein enormes Marktpotenzial brach: Bild 1.

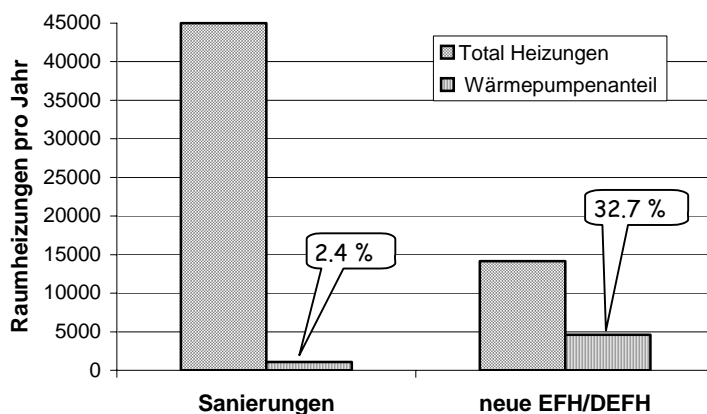


Bild 1:

Anteil der Wärmepumpen bei der Heizungssanierung und in Neubauten im Jahr 1999 gemäss Angaben der Fördergemeinschaft Wärmepumpen Schweiz.

Sanierungen: alle Gebäudetypen und Grössen.
Neubauten: nur Ein- und Doppel Einfamilienhäuser.

Das ist kein Zufall und auch kein Versäumnis des Wärmepumpenmarketings. Für die Heizungssanierung sind konventionelle Wärmepumpen bei den genannten Einsatzbedingungen leider nur beschränkt oder teilweise gar nicht geeignet. Dafür ist eine neue Wärmepumpengeneration zu entwickeln. Hier liegt deshalb einer der Schwerpunkte des BFE-Forschungsprogramms. Über die Resultate der entsprechenden Arbeiten wird an dieser Tagung berichtet. Anschliessend wird die *Swiss Retrofit Heat Pump* als eines der Hauptergebnisse vorgestellt und eine Möglichkeit für eine Beteiligung an ihrer gemeinsamen Produktion aufgezeigt.

Über die weiterführenden Forschungsarbeiten wird in www.waermepumpe.ch/fe laufend berichtet. Ab dieser Internet-Adresse können die neuesten Berichte und Publikationen einschliesslich aller Beiträge der Tagung 2000¹ kostenlos heruntergeladen werden. Trotz Internet und Email ist eine persönliche Begegnung und ein Gedankenaustausch unter Fachleuten aber unumgänglich. Wir freuen uns, dass Sie dazu nach Burgdorf gekommen sind. Ihre Anregungen, Ihre Kritik und Ihre Bereitschaft zur Mitwirkung sind uns sehr willkommen!

Burgdorf, im April 2001

Dr. Martin Zogg
Leiter des BFE-Forschungsprogramms UAW

¹ *Effizientere Wärmepumpenheizungen durch Optimieren des Gesamtsystems*, 7.UAW-Tagung vom 9. Mai 2000

Referenten

Fabrice Rognon

Bundesamt für Energie
CH-3003 Bern
fabrice.rognon@bfe.admin.ch
www.waermepumpe.ch

Martin Zogg
Dr.sc.techn

Kirchstutz 3
CH-3414 Oberburg
martin.zogg@bluewin.ch
www.waerpumpe.ch/fe

Hans Rudolf Gabathuler
Dipl. El.-Ing. FH

Gabathuler AG – Beratende Ingenieure
Kirchgasse 23
CH-8253 Diessenhofen
gabathuler.ag@bluewin.ch

Markus Erb
dipl. Natw. ETH

Dr. Eicher + Pauli AG
Kasernenstrasse 21,
CH-4410 Liestal
markus.erb@eicher-pauli.ch
www.eicher-pauli.ch

Peter Hubacher
dipl. Ing. HTL/HLK

HUBACHER ENGINEERING
Tannenbergrasse 21,
CH-9032 Engelburg
he-ko@bluewin.ch

Michele Zehnder
Dipl. Masch. Ing. ETH

LENI-DGM EPFL
CH-1015 Lausanne
michele.zehnder@epfl.ch
http://leniwww.epfl.ch

Thomas Kopp
Prof. Dr.sc.techn. ETH

Hochschule Rapperswil
Oberseestrasse 10
CH-8640 Rapperswil
tkopp@hsr.ch

Daniel Trüssel

KWT AG Belp
Hühnerhubelstr. 79
CH-3123 Belp
daniel.truessel@kwt.ch
www.kwt.ch

Reto Lang
dipl. Ing. ETH

Gruenberg & Partner AG
Nordstrasse 31
CH-8035 Zürich
rl@gup.ch
www.gruenberg-partner.ch

Inhaltsverzeichnis

Förderung der Wärmepumpen durch das Bundesamt für Energie: realistische Ziele <i>Fabrice Rognon</i>	7
Wärmepumpen für die Heizungssanierung: Probleme und Lösungen <i>Martin Zogg</i>	11
Erhöhte Anforderungen an die Planung von Wärmepumpenanlagen bei Sanierungen <i>Hans Rudolf Gabathuler</i>	21
Erfahrungen an Retrofit-Anlagen im Betrieb <i>Markus Erb, Peter Hubacher</i>	27
Cycles de pompes à chaleur pour le marché de rénovation <i>Michele Zehnder</i>	39
Kleinwärmepumpe mit Ammoniak als Kältemittel: Vor- und Nachteile <i>Thomas Kopp</i>	47
Technik und Erfahrungen mit der Swiss Retrofit Heat Pump (SRHP) <i>Daniel Trüssel</i>	55
Swiss Retrofit Heat Pump (SRHP): Partner- und Beteiligungskonzept <i>Reto Lang</i>	59

Fabrice Rognon
 Bereichsleiter Umgebungswärme/Kälte
 Sektion Erneuerbare Energien
 Bundesamt für Energie
 CH-3003 Bern
 fabrice.rognon@bfe.admin.ch
 www.waermepumpe.ch

Förderung der Wärmepumpen durch das Bundesamt für Energie: realistische Ziele

Der Heizungsmarkt ist ein Sanierungsmarkt: 3/4 der jährlich in der Schweiz installierten Kessel ersetzen bestehende Heizungen. Die Wärmepumpe hat den Durchbruch mit lediglich 3% Marktanteil nicht geschafft. Um den Durchbruch zu ermöglichen, hat das Bundesamt für Energie ein entsprechendes Vorhaben 1997 öffentlich ausgeschrieben. Nach einigen Anfangsschwierigkeiten wurde im September 2000 ein Funktionsmuster für den Feldtest ausgewählt. Bis 2005 soll die SRHP 10% des Marktpotenziales erobern, so dass jährlich rund 10'000 Wärmepumpen installiert werden können.

Qui dit marché du chauffage doit penser rénovation: le 3/4 des chaudières installées chaque année en Suisse remplacent des chauffages existants. La pompe à chaleur reste marginale avec 3% de parts de marché. Afin de permettre le passage à la vitesse supérieure, l'office fédéral de l'énergie a mis au concours en 1997 le développement de la pompe à chaleur correspondante. Après des débuts hésitants, une machine a été choisie pour des tests in situ en septembre 2000. En 2005 elle devrait avoir conquis 10% du marché et pousser la statistique à 10'000 PAC par an.

The Swiss heating market is a retrofit market: about 3/4 of the annually installed heating systems are replacing existing ones. Heat pumps (heating only!) did not succeed with only 3% market's share. To help reverse this figure, the Swiss federal office of energy launched the project Swiss retrofit heat pump in 1997. After a slow beginning, a pre-prototype has been chosen in September 2000 to be submitted to on-field-testings. When successful it should take over 10% of the retrofit market and boost the heat pump's statistics up to 10'000 units per annum.

Warum SRHP? Das Marktpotenzial ist bedeutend

Der Heizungsmarkt ist ein Sanierungsmarkt: Jährlich werden rund 50'000 verschiedene Heizsysteme installiert, davon grob 3/4 als Ersatz bestehender Heizungen. Betrachtet man nur das Segment von Heizleistungen unter 25kW, stellt man fest, dass der Einsatz der Wärmepumpen bei den Sanierungen auf einem sehr tiefen Niveau stagniert [1]. Dort liegt aber das grösste Potenzial.

	Neubau	Umbau	Total
Oel	6 000	24 000	30 000
Gas	3 250	9 750	13 000
WP	6 224	1 040	7 264

Tabelle 1: Marktaufteilung für Heizsysteme mit thermischer Leistung unter 25 kW.

Seit 1997 erlebt der Wärmepumpenmarkt ein jährliches Wachstum von 10 bis 15%, und im Jahr 2000 erfolgte der Durchbruch bei Neubauten: 38% der neu gebauten Häuser mit Heizleistung unter 25 kW werden mit einer umweltfreundlichen Wärmepumpe beheizt. Hingegen stagniert der Ersatz durch Wärmepumpen bei bestehenden Heizungen. Der entsprechende Marktanteil folgt sogar einer sinkenden Tendenz.

	1995	1996	1997	1999	2000
Umbau	27	28	20	18	14
Neubau	73	72	80	82	86

Tabelle 2: Aufteilung des Wärmepumpen-Marktes nach Bauart, Angaben in %.

Warum? Nach Auswertung der Erfahrungen aus dem Startprogramm 1992-1995, welches nur Wärmepumpen in Sanierungen subventioniert hat, und einer Umfrage bei Herstellern, Anbietern und Installateuren sind wir zum folgenden Schluss gekommen: Die Wärmepumpe kann sich an diesem Markt nur einen wesentlichen Anteil sichern, wenn es gelingt, eine effizientere, zuverlässige Wärmepumpe zu einem gegenüber heutigen Aggregaten um 30% bis 50% günstigeren Preis anzubieten.

Geschichte der SRHP

In den Jahren 1996 und 1997 haben wir zahlreiche Kontakte aufgenommen, um ein entsprechendes Pflichtenheft schreiben zu können. Die technische Kommission der AWP wurde beigezogen, einzelne Hersteller wurden detaillierter angefragt, die Fördergemeinschaft Wärmepumpen Schweiz FWS hat ebenfalls wertvolle Informationen geliefert.

Es fehlte noch ein Projektname auf Deutsch, Französisch und Italienisch. So ist die leicht verständliche Benennung Swiss Retrofit Heat Pump (SRHP) entstanden. Spass bei Seite, wir haben seit Beginn auch an den Exportmarkt gedacht.

Erste Offertenrunde

Das Pflichtenheft und die Ausschreibungsprozedur wurden den Herstellern und Anbietern im April 1997 vorgestellt. Da keine gravierenden Einwände zur Sprache kamen, wurde das Vorhaben anschliessend ausgeschrieben.

8 Offerten trafen fristgerecht ein. Davon wurden im September 1997 die 3 besten ausgewählt. In einer Offerte wurde vorgeschlagen, eine gemeinsame Firma für die Entwicklung und die Produktion der SRHP zu gründen. Diese Idee fanden wir gut, denn aus den Offertenunterlagen kam klar hervor, dass keiner der einzelnen Offertensteller allein genügend finanzielle und menschliche Ressourcen aufweisen konnte. Wenn es aber gelingen würde, die Kräfte zu vereinigen, dann könnte das Vorhaben erfolgreich durchgezogen werden.

Ab Oktober 1997 versuchten wir also die 3 ausgewählten Firmen zu vereinigen. Im November reichte die Gruppe einen neuen Vorschlag ein. Anfangs 1998 vergaben wir die Vorphase als Auftrag, mit dem Ziel, das Gemeinschaftsprojekt im Detail auszuarbeiten, insbesondere auch die spätere Beteiligung weiterer Firmen zu berücksichtigen. Mit dieser Vorphase wollten wir auch testen, wie das Zusammenspiel innerhalb der Gruppe sich entwickelt. Die Schwierigkeiten kamen schnell: Die einzige gemeinsame praktikable Sprache der Gruppe war Englisch. Eine Firma in der Gruppe bekam interne geschäftliche Probleme, setzte daher plötzlich

andere Prioritäten und verliess die Arbeitsgemeinschaft. Ausserhalb der Gemeinschaft hatten zwei Firmen eine vergleichbare Entwicklung begonnen. Eine andere Firma hatte eine zweistufige Maschine bereits erfolgreich in Betrieb genommen und gemessen. Weitere parallele Entwicklungen waren zu erwarten.

Wir stellten fest, das Projekt SRHP hatte Impulse zu einer breiten Aktivität ausserhalb unseres eigenen Verfahrens ausgelöst. Damit konnte die ursprüngliche Idee einer Entwicklungsgemeinschaft aus mehreren Firmen und Institutionen im Rahmen des BFE-Forschungsprogrammes leider nicht mehr aufrecht erhalten werden.

Funktionsmuster-Runde

Darum hat das Projekt SRHP im September 1998 eine ganz neue Ausrichtung erhalten: Marktkräfte wirken lassen statt intervenieren und Funktionsmuster statt Offerten vergleichen. Die Frist für die Anmeldung der Funktionsmuster gemäss unverändertem Pflichtenheft wurde auf Ende März 2000 angesetzt. Alle Hersteller und Anbieter, die AWP, die Fördergemeinschaft Wärmepumpen Schweiz, das WPZ und die KTI wurden schriftlich informiert.

Fristgerecht trafen 4 Anmeldungen ein. Vom April bis August 2000 wurden die Firmen be- sichtigt, die abgegebenen technischen Dokumentationen geprüft und Kostenanalysen durch- geführt. Im Sommer 2000 wurden die 4 Prüflinge im Wärmepumpentestzentrum in Töss ge- messen. Im September 2000 wurde das bessere unter diesen 4 Funktionsmustern von einer unabhängigen Jury einstimmig ausgewählt. Eine entsprechende schriftliche Information an die Branche wurde durchgeführt.

Im Winter 2000-2001 erfolgten die Feldtests mit dem gewählten Funktionsmuster. Im April 2001 hat die Jury die Auswertungen analysiert und Vorschläge für das weitere Vorgehen ab- gegeben.

Und jetzt?

Wie im September 1998 angekündigt, kann das Projekt mit Hilfe der KTI weiter laufen. Dies bedingt die Beteiligung einer Fachhochschule. In einer nächsten Phase besteht die Mög- lichkeit zur finanziellen Unterstützung einer begrenzten Anzahl von SRHP-Anlagen als Pilotan- lagen im Rahmen des BFE-Programmes für Pilot- und Demonstrationsprojekte. Wir stellen uns vor, ca. 50 bis 100 Anlagen zu unterstützen. Grösse und Art der Finanzhilfe müssen noch definiert werden. Die FWS kann im Rahmen von EnergieSchweiz Aktivitäten um die SRHP unterstützen oder selber umsetzen.

Aussichten: Verkaufszahlen

Wir haben folgende Annahmen getroffen:

- gesamter Heizungsmarkt bleibt konstant auf 50'000, davon 75% Sanierungen
- Anzahl neu gebauter Häuser bleibt konstant auf 15'000
- Anteil WP in Neubauten steigt innerhalb von 5 Jahren auf 50%
- Anteil WP in Umbauten steigt innerhalb von 5 Jahren von 3% auf 10%
- Einführung einer leichten CO₂-Abgabe im Jahr 2004.

Wir erhalten folgende Grössenordnungen :

	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010
Umbau	1'050	1'275	1'500	1'875	2'063	2'475	2'813	3'113	3'450	3'750
Neubau	6'600	6'750	6'900	7'200	7'500	7'500	7'500	7'500	7'500	7'500
Total	7'650	8'025	8'400	9'075	9'563	9'975	10'313	10'613	10'950	11'250
Wachstum gegenüber Vorjahr	5%	5%	5%	8%	5%	4%	3%	3%	3%	3%

Tabelle 3: Prognose für den Wärmepumpenmarkt für den Zeitraum 2001 bis 2010.

Das resultierende jährliche Wachstum ist tiefer als die in den vergangenen Jahren durch die Branche absorbierten 10% bis 15%. Es ist also realistisch. Dabei wird die Qualität weiterhin gesichert und kann sogar noch gesteigert werden.

Aussichten: Marktstruktur in der Schweiz

In den letzten Verkaufsstatistiken musste festgestellt werden, dass der Druck vom Ausland durch Importe erheblich zunimmt. Das Verhältnis der schweizerischen Produktion zu den Importen lag bei den AWP-Mitgliedern in den letzten Jahren bei 50/50. Im Jahre 2000 waren es genau 48% aus schweizerischer Produktion und 52 % Import. Gemäss der FWS dürfte eine tendenzielle Bewegung zu mehr Importen stattfinden. Dies infolge neuer grosser Anbieter (Vaillant, Vescal, Buderus, Viessmann, Strebel), die im Ausland hergestellte Wärmepumpen in der Schweiz verkaufen.

Eine Erstarkung der schweizerischen Anbieter scheint uns wünschenswert. Bewegungen in diese Richtung haben bereits im Jahr 2000 stattgefunden. Die Konkurrenz im Inland und der enorme Sanierungsmarkt in Europa verlangen nach soliden Firmen. Wir wiederholen daher unsere Aussage der Tagung von 1999: Kräfte bündeln und weiter wachsen statt einzeln kämpfen und schrumpfen.

Quellen

[1] Fördergemeinschaft Wärmepumpen Schweiz, Wärmepumpen-Statistik 2000, AWP und Procal.

Martin Zogg, Dr.sc.techn.
Forschungsprogrammleiter UAW
Kirchstutz 3
CH-3414 Oberburg
martin.zogg@bluewin.ch
www.waerpumpe.ch/fe

Wärmepumpen für die Heizungssanierung: Probleme und Lösungen

Während im Neubaubereich schon jedes dritte Einfamilienhaus mit einer Wärmepumpe ausgerüstet wird, hält die Wärmepumpe in den wesentlich grösseren Sanierungsmarkt auch im europäischen Ausland erst sporadisch Einzug. Das ist kein Zufall. Für die Heizungssanierung sind konventionelle Wärmepumpen leider oft nur beschränkt oder gar nicht geeignet. Für die höheren Vorlauftemperaturen im Sanierungsbereich ist eine neue Wärmepumpengeneration zu entwickeln. In diesem Beitrag werden dazu die im Rahmen der BFE-Forschung erarbeiteten Lösungen für Kleinwärmepumpen bis 25 kW Heizleistung vorgestellt: zweistufiger Prozess, Zwischendruckansaugung mit Economizerschaltung, Hilfskreislauf zur Kondensatunterkühlung und Kleinwärmepumpe mit Ammoniak als Arbeitsmittel.

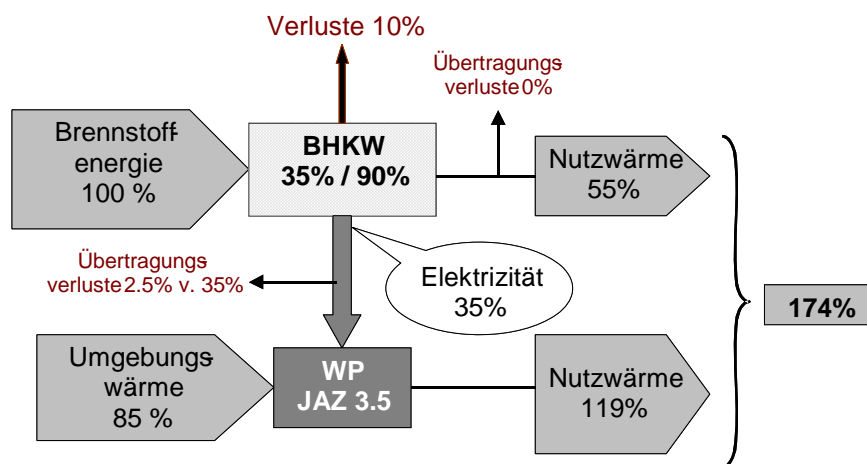
Through coordination with manufacturers, installers and customers, joint efforts have brought the heat pumps' share in the heating systems installed in new single-family houses up to 35%. In the much larger retrofit market the heat pumps' share is much lower and does not even reach 5%. This indicates a considerable backlog of demand in the retrofit market. The higher feed temperatures in retrofit heat distribution systems is asking for a new generation of retrofit heat pumps with a lower drop of heating power and a higher performance factor at higher temperature lifts. The development of a retrofit heat pump that meets these requirements at a competitive price is actually the main priority of the Swiss Federal Office of Energy's research program on the utilization of ambient heat. This article presents the results for small heat pumps with a heating capacity up to 25 kW: two stage cycle, economizer cycle with vapor injection, condensate cooling with a separate auxiliary heat pump cycle and a retrofit heat pump with ammonia as working fluid.

Sind Wärmepumpen für Heizungssanierungen überhaupt sinnvoll?

Bei Altbauten mit konventioneller Wärmeerzeugung in Heizkesseln verlangen die üblichen Zentralheizungen mit Radiatoren nach hohen Vorlauftemperaturen. Sie erreichen an den kältesten Tagen auch bei akzeptabler thermischer Isolation bis 60°C. Die Kondensationstemperatur der Wärmepumpe muss dann wenigstens 65°C erreichen. Konventionelle Wärmepumpen erreichen diese Hürde im Allgemeinen nicht. Deshalb die Forderung nach einer Wärmepumpe für höheren Temperaturhub² – eben einer Wärmepumpe für den Sanierungsmarkt oder in Halbensglish kürzer einer „Retrofit-Wärmepumpe“.

² Temperaturunterschied zwischen Wärmequelle (Aussenluft, Erdwärmesonde, Grundwasser) und Heizungsvorlauftemperatur.

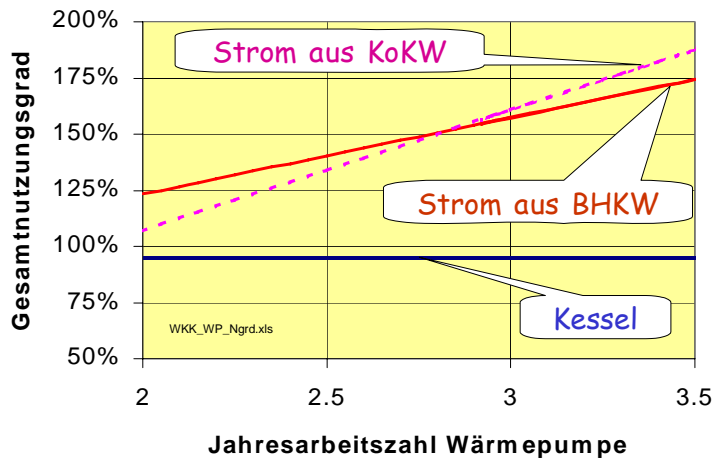
Die Leistungszahl einer Wärmepumpe nimmt bekanntlich nach dem Gesetz von *Carnot* mit zunehmendem Temperaturhub ab. Bevor wir der Frage nach den technischen Lösungen für einen höheren Temperaturhub nachgehen, wollen wir uns deshalb kurz überlegen, ob der Ersatz einer Kesselheizung durch eine Wärmepumpe thermodynamisch überhaupt sinnvoll ist. Wenn man wie beim zu ersetzenden Kessel von Erdgas oder Heizöl als Brennstoff ausgeht, kann damit der für den Betrieb einer Kompressionswärmepumpe benötigte elektrische Strom in einem Blockheizkraftwerk erzeugt werden. In dem im Bild 1 gezeigten Beispiel einer Kombination BHKW-Wärmepumpe werden aus 100% Brennstoffenergie dank einer Wärmeentnahme aus der Umgebung durch die Wärmepumpe von 85% total 174% Nutzwärme erzeugt (Gesamtnutzungsgrad 174%). Wie in [1] gezeigt wird, erhält man im Falle eines Antriebs derselben Wärmepumpe mit Strom aus einem modernen Kombikraftwerk (elektrischer Wirkungsgrad 58%, keine Abwärmenutzung, Stromleitungsverluste 7.5%) aus 100% Brennstoffenergie sogar 188% Nutzwärme (Gesamtnutzungsgrad 188%). Eine Kesselheizung schafft aber weniger als 100% Nutzwärme!

**Bild 1:**

Kombination eines Blockheizkraftwerks (BHKW) mit einer Kompressionswärmepumpe (WP). Gesamtwirkungsgrad des BHKWs 90%, elektrischer Wirkungsgrad 35%, Stromübertragungsverluste vom BHKW zur Wärmepumpe 2.5%, Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe 3.5.

Zugegeben, die Jahresarbeitszahl von 3.5 ist für eine Luft-Wasser-Wärmepumpe bei den in der Heizungssanierung erforderlichen hohen Vorlauftemperaturen beim heutigen Stand der Technik zu hoch gegriffen. Moderne Kleinwärmepumpen erreichen Gütegrade³ um 40%. Dies lässt auch im Sanierungstemperaturbereich Jahresarbeitszahlen um 2.5 bis 2.75 erwarten. Wie das Bild 2 verdeutlicht, sind mit Strom aus Blockheizkraftwerken immer noch Gesamtnutzungsgrade um 140% bis 150% realisierbar. Bei Strom aus Kombikraftwerken sind es etwa 135% bis 150%. Dies bedeutet bereits bei heutiger Technik im Sanierungsbereich **Einsparungen an Brennstoffen und Reduktion an CO₂-Emissionen um 25% bis 35%**. Sanierungswärmepumpen sind also eine ökologisch durchaus sinnvolle Lösung!

³ Verhältnis der effektiven Leistungszahl zur Leistungszahl einer idealen „Carnot-Wärmepumpe“.

**Bild 2:**

Gesamtnutzungsgrad für die Wärmeerzeugung in Abhängigkeit der Jahresarbeitszahl mit Strom für die Wärmepumpen aus Blockheizkraftwerken (Gesamtwirkungsgrad 90%, elektrischer Wirkungsgrad 35%, Stromübertragungsverluste 2.5%) und aus Kombikraftwerken (elektrischer Wirkungsgrad 58%, Stromübertragungsverluste 7.5%).

Warum eine neue Retrofit-Wärmepumpe?

Für die Heizungssanierung möchte man möglichst Aussenluft als Wärmequelle verwenden können (jahrelang gepflegter Garten!). Heizung und Warmwasserbereitung müssen ohne Hilfsheizungen erfolgen, und die Vorlauftemperaturen sind im Allgemeinen hoch. Hier haben konventionelle Wärmepumpen mit den folgenden Schwierigkeiten zu kämpfen:

1. Wie das Bild 3 illustriert, benötigt eine Raumheizung eine mit sinkender Aussentemperatur zunehmende Heizleistung. Die Abhängigkeit der von der Wärmepumpe (mit wie üblich konstanter Kompressordrehzahl) abgegebenen Wärmeleistung ist dem Bedarf leider genau entgegengesetzt. Mit sinkender Aussentemperatur nimmt die Wärmeleistung einer Wärmepumpe stark ab. Wenn man eine konventionelle Wärmepumpe gemäss dem Bild 3 auf die erforderliche Heizleistung bei -12 °C auslegt, ist sie für den häufigsten Betrieb um -3 °C bis $+7\text{ °C}$ stark überdimensioniert. Sie muss in der Folge mit entsprechend kurzen Takten betrieben werden. Dies ergibt zu teure Wärmepumpen mit reduzierter Lebensdauer und einen Effizienzverlust.

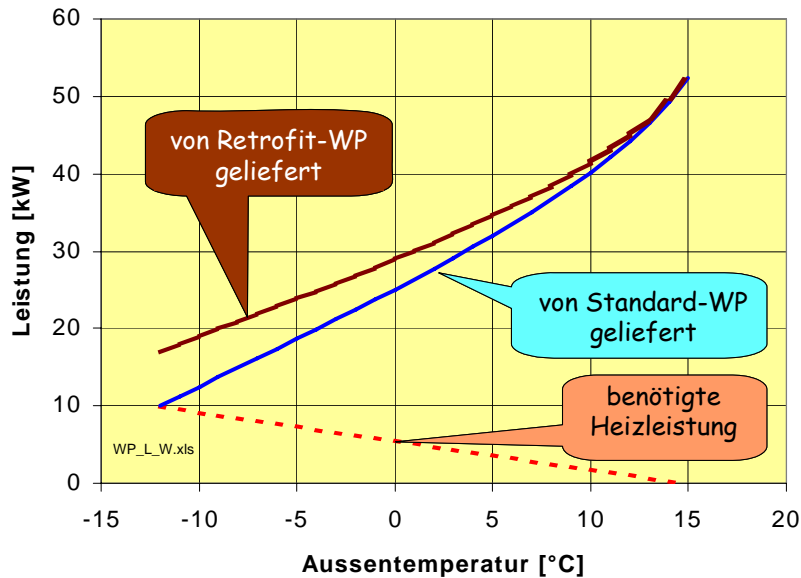
→ Daraus ergibt sich die wichtigste Forderung an die Sanierungswärmepumpe: Sie muss einen geringeren Abfall der Heizleistung bei tiefen Aussentemperaturen als konventionelle Wärmepumpen aufweisen.

2. Bei tiefen Aussentlufttemperaturen ergeben sich hohe Temperaturhübe. Diese sind mit den einfachen konventionellen Wärmepumpenprozessen bei den meisten Kältemitteln infolge unzulässig hoher Temperaturen am Kompressorausstritt nicht zu bewältigen.

→ Die neue Retrofit-Wärmepumpe muss auch bei tiefsten Aussentemperaturen noch zulässige Kompressor-Austrittstemperaturen gewährleisten.

3. Höhere Temperaturhübe ergeben geringere Jahresarbeitszahlen.

→ Die neue Retrofit-Wärmepumpe muss auch bei hohen Temperaturhüben eine hohe energetische Effizienz aufweisen, um trotzdem interessante Jahresarbeitszahlen zu erreichen.

**Bild 3:**

Wichtigste Forderung an Wärmepumpen für den Sanierungsmarkt: Reduktion der Divergenz von Wärmeleistungsnachfrage der Heizung zum Wärmeleistungsangebot der Wärmepumpe.

Das Vorhaben *Swiss Retrofit Heat Pump* (SRHP)

Das Bundesamt für Energie hat in seiner Ausschreibung für die *Swiss Retrofit Heat Pump* (SRHP) folgende Hauptanforderungen an eine Wärmepumpe für den Sanierungsbereich gestellt:

1. Als Wärmequelle ist Aussenluft zu verwenden.
2. Betrieb mit Vorlauftemperaturen bis 60°C bei einer Auslegungstemperatur von –12°C. Vollständige Deckung des Wärmeleistungsbedarfs ohne separate Zusatzaggregate (monovalenter Betrieb ohne elektrische Widerstandsheizung).
3. Warmwasserbereitung auf wählbare Temperaturen von 45°C bis 55°C ohne Zusatzaggregate.
4. Übergeordnete Regelung für alle Einheiten (Wärmepumpe, technischer Speicher, integrierte Warmwasserbereitung mit Vorrangschaltung und optionaler Kollektorkreislauf zur Warmwasserbereitung mit Sonnenenergie).
5. Minimaler Gütegrad von 37.5% bei Aussenlufttemperaturen von –10°C bis 15°C und Heizungsvorlauftemperaturen von 35°C bis 60°C. Gütegrad von 42.5% bei einer Aussenlufttemperatur von 2°C und einer Heizungsvorlauftemperatur von 50°C. (Messbedingungen nach EN255).
6. Die neue Wärmepumpe muss den Bedingungen für das FWS-Gütesiegel entsprechen und wartungsfrei sein.
7. Die neue Wärmepumpe muss die neuesten Richtlinien, Normen und gesetzlichen Vorschriften für die Schweiz, Deutschland, Österreich und Frankreich erfüllen.

Forschungsprojekte zur Entwicklung der SRHP

Zum Erfüllen der oben aufgeführten Anforderungen an eine Wärmepumpe für den Sanierungsbereich hat das Bundesamt für Energie an Hochschulen, Fachhochschulen und bei Herstellern mehrere Forschungsprojekte gestartet und zum Teil bereits abgeschlossen. Über die Arbeiten zu neuen Regelungs- und Betriebsüberwachungskonzepten wurde in [2] und [3] bereits ausführlich berichtet. Der Hauptteil der Forschungsarbeiten zielt aber auf eine Verbesserung der Prozessführung zur Erhöhung der abgegebenen Wärmeleistung und zur Reduktion der Verdichtungsendtemperatur bei grossen Temperaturdifferenzen sowie zur Verbesserung der energetischen Effizienz. Das Bild 4 vermittelt dazu eine Übersicht.

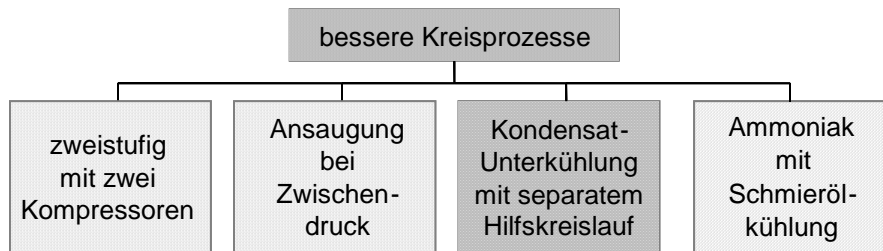


Bild 4:
Im Rahmen des Vorhabens „Swiss Retrofit Heat Pump“ für die Anwendung in Kleinwärmepumpen untersuchte Prozesse.

Eine thermodynamisch interessante Lösung für Retrofit-Wärmepumpen sind **zweistufige Wärmepumpen mit zwei Kompressoren**. Diese wurden zwar in [4] untersucht und ergaben Steigerungen der Wärmeleistung gegenüber konventionellen einstufigen Prozessen um bis 50% und eine Erhöhung der Leistungszahl um bis zu 14%. Es traten aber auch Probleme mit der Schmierölverteilung auf, und die Wärmepumpenanlage wird zu komplex. Da die Gesamtkosten einer Wärmepumpenheizung mit jenen von Kesselheizungen konkurrieren müssen, mussten echt zweistufige Lösungen mit zwei Kompressoren vorerst weggelassen werden.

Eine wesentlich einfachere und preiswertere Lösung erhält man durch **Zwischenansaugen eines Teilstroms mit Economizer** nach dem Bild 5. Dabei wird ein Teilstrom des Kondensats auf einen Zwischendruck entspannt. Durch Kondensatunterkühlung wird diesem im Economizer Wärme bis zum vollständigen Wiederverdampfen (Nassdampf → Sattedampf) zugeführt. Diese Schaltung bringt folgende Vorteile:

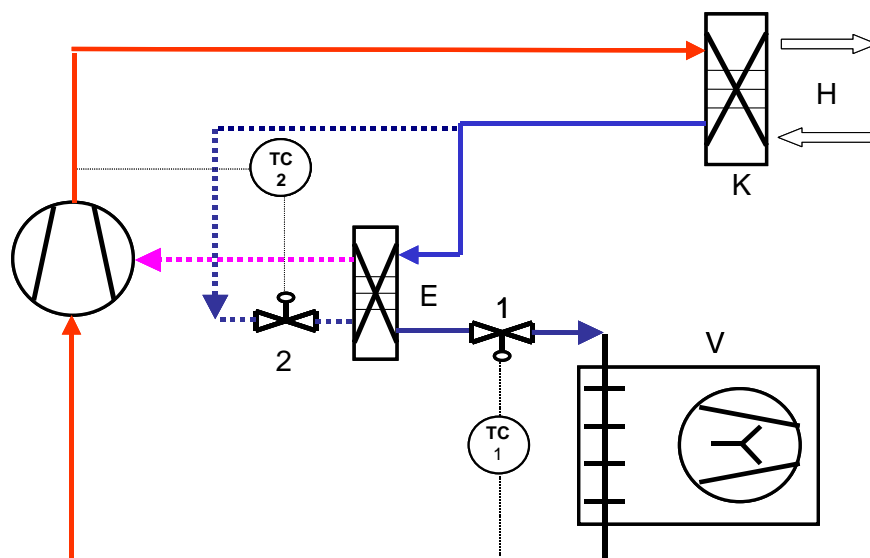


Bild 5:
Wärmepumpen-kreisprozess mit Zwischenansaugung und Economizer (E).
H Heizungskreislauf,
K Kondensator,
V Verdampfer.

1. Höherer Massenstrom am Kompressorausstritt → höhere Wärmeleistung.
2. Reduktion der Kompressoraustrittstemperatur → problemloser Betrieb bei hohen Temperaturhuben.

Der Einfluss auf die Leistungszahl (COP) ist je nach Kältemittel und Kompressor unterschiedlich. Bei Scrollverdichtern und R407C als Arbeitsmittel ergeben sich nur bei richtiger Zwischenansaugdimensionierung deutlich höhere Leistungszahlen als bei Prozessen ohne Zwischenansaugung. Im Rahmen des Forschungsprojekts [5] wurde ein Funktionsmuster einer Wärmepumpe mit Zwischeneinspritzung und Economizer mit R407C als Kältemittel ausgelegt, gebaut und experimentell untersucht. Als Verdichter wurde ein kommerzieller Scrollverdichter mit für diesen Einsatz nicht richtig dimensionierten Zwischenansaugbohrungen eingesetzt. Im ganzen gemessenen Bereich ($-5/35^{\circ}\text{C}$, $0/35^{\circ}\text{C}$ und $5/35^{\circ}\text{C}$ sowie $-5/50^{\circ}\text{C}$, $0/50^{\circ}\text{C}$, $5/50^{\circ}\text{C}$ und $-10/60^{\circ}\text{C}$) wurde gegenüber konventionellen einstufigen Wärmepumpenprozessen eine Erhöhung der Heizleistung um 5% bis 15% gemessen. Die 15 Prozent ergeben sich beim höchsten Temperaturhub. Wesentlich für den problemlosen Wärmepumpeneinsatz im Sanierungsbereich ist auch die Reduktion der Verdichtungsendtemperatur um über 20°C bei den für den Kompressorbetrieb kritischen hohen Temperaturhuben. Die Leistungszahl konnte dagegen nur geringfügig erhöht werden. Die Untersuchungen haben die für den Wärmepumpenbetrieb noch zu hohen Druckverluste bei der Zwischenansaugung heute kommerziell erhältlicher Scrollverdichter bestätigt. Gefragt für den Wärmepumpenbetrieb im Sanierungsbereich ist ein Scrollverdichter, welcher bei thermodynamisch optimalem Zwischen- druck höhere Zwischeneinspritzmengen ermöglicht.

In einem weiteren Forschungsvorhaben [6] wurde deshalb ein **Prototyp eines Scrollverdichters mit** einer dem grossen Volumenstrom der Zwischenansaugung beim Wärmepumpenbetrieb **angepassten Ansaugöffnung** eingesetzt. Zusätzlich wurde der Kreisprozess nach Bild 5 durch einen Sauggasüberhitzer ergänzt: Bild 6.

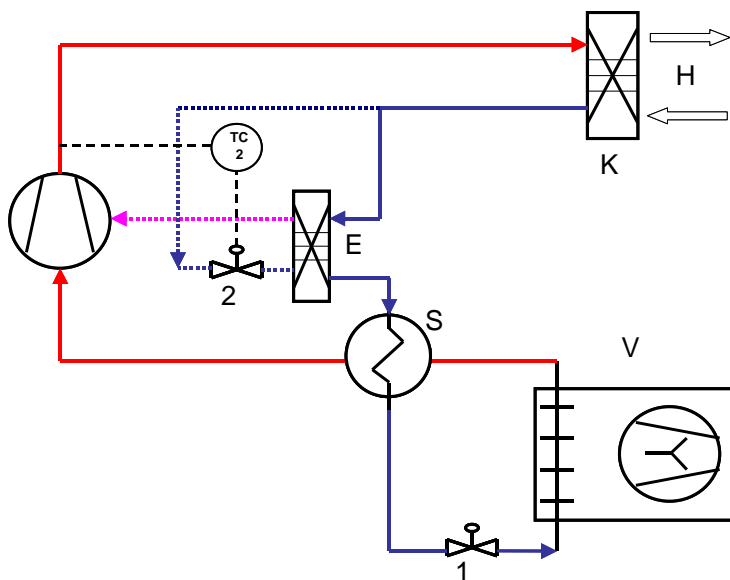


Bild 6:

Untersuchte Prozessvariante für Wärmepumpen mit grossem Temperaturhub mit Sauggasüberhitzer S und Zwischendruckansaugung mit Economizer E.

H Wärmeabgabe an Heizung,

K Kondensator,

V Verdampfer mit Umgebungsluft als Wärmequelle,

1 thermostatisches Expansionsventil für Hauptstrom,

2 Expansionsventil für Nebenstrom.

Mit der Versuchsanlage wurde gegenüber konventionellen Wärmepumpenprozessen eine Verbesserung der Wärmeleistung bei hohen Temperaturhuben um bis zu 30% erreicht. Auch die Leistungszahl konnte nun bei hohen Temperaturhuben noch um bis zu 15% (Luft -7°C , Wasser 60°C) verbessert werden. Der untersuchte Prototyp eines neuen Scrollverdichters mit (im Gegensatz zu kommerziell erhältlichen Typen) für die Zwischenansaugung richtig dimension-

nierter Zwischenansaugöffnung ist für den Wärmepumpen-Sanierungsmarkt vielversprechend. Für den effizienteren Einsatz von Wärmepumpen im Sanierungsmarkt ist zu hoffen, dass dieser Verdichterprototyp bald Eingang in die Serieproduktion finden wird.

In einigen Wärmepumpenfabrikaten wird die Kondensatunterkühlung vor dem Drosselventil bereits zur Warmwasserbereitung und in einem Fall auch zur Temperierung von Trocknungsräumen genutzt. Dies funktioniert aber nur, wenn das Warmwasser nicht bereits auf Kondensationstemperatur aufgewärmt ist. Um den Gewinn durch die Kondensatunterkühlung immer zu erhalten, wurde in einem weiteren Forschungsvorhaben [7] die **Kondensatunterkühlung als Wärmequelle für einen zweiten Wärmepumpenprozess** analysiert und praktisch erprobt: Bild 7. Die Versuchswärmepumpe mit einem Scrollverdichter (isentropen Wirkungsgrad 62%) im Hauptkreislauf und einem kleineren Hubkolbenverdichter (isentropen Wirkungsgrad nur 47%) wurde mit R407C und mit Isceon 59 betrieben. Die Verbesserung der Leistungszahl gegenüber konventionellen einstufigen Wärmepumpenprozessen beträgt im untersuchten Bereich (Quellentemperatur -8°C bis 8°C , Senkentemperatur $40^{\circ}\text{C}/50^{\circ}\text{C}$) im Mittel etwa 5%. Die Wärmeleistung konnte um etwa 20% gesteigert werden.

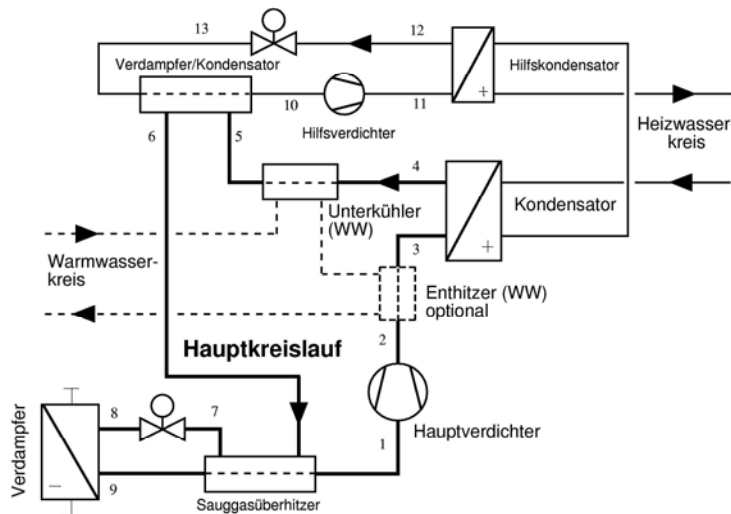


Bild 7:
Kreisprozess für Wärmepumpen mit separatem Wärmepumpenkreislauf für die Kondensatunterkühlung (aus [7]).

Die Forderung von Vorlauftemperaturen bis 60°C für den Sanierungsmarkt mit Umgebungsluft als Wärmequelle kann mit R407C nicht erfüllt werden. Es ergeben sich damit zu hohe Druckverhältnisse und zu hohe Verdichtungsendtemperaturen im Hauptkreislauf. Mit dem neuen Kältemittelgemisch Isceon 59 sind die Anforderungen des Sanierungsmarkts aber bei etwa gleichen Leistungszahlen und um rund 15% geringerer Heizleistung problemlos zu erreichen. Die Wärmepumpe mit separatem Hilfskreislauf zur Kondensatunterkühlung ist für Kleinwärmepumpen wohl etwas zu aufwendig. Bei grösseren Wärmepumpen ist diese interessante Prozessvariante aber durchaus interessant.

Tabelle 1: Vergleich der untersuchten Wärmepumpenprozesse für Retrofit-Wärmepumpen. Heizleistung und Leistungszahl: gegenüber konventionellen Wärmepumpenprozessen erreichte Verbesserungen.

	Economizer	Economizer + Sauggasüberhitzer	Hilfskreislauf zur Kondensatunterkühlung	Economizer
Kältemittel	R407C	R407C	R407C, Isceon 59	Ammoniak
Verdichter	kommerzieller Scroll mit Zwischenansaugung	Protoyp Scroll mit Zwischenansaugung	Scroll (Hauptkreislauf) Kolben (Hilfskreislauf)	Flügelzellen n-variabel
Heizleistung	bis + 15%	bis + 30 %	bis + 20%	vergleichbar
Leistungszahl	wenig höher	bis + 15 %	bis + 5%	vergleichbar
Kompressoraustrittstemp.	problemlos	problemlos	mit R407C zu hoch	problemlos

Schliesslich wurde als weitere Variante einer Retrofit-Wärmepumpe erstmals eine **Kleinwärmepumpe mit Ammoniak** als natürlichem Kältemittel in Betrieb genommen und bei $-15^{\circ}\text{C}/65^{\circ}\text{C}$ erfolgreich betrieben [8]. Auf dem Weg dazu waren erhebliche Hürden zu überwinden. Insgesamt wurden drei Funktionsmuster gebaut. Dieses Pionierprojekt konnte an der SRHP-Ausscheidung deshalb leider nicht mehr berücksichtigt werden. Es wird aber trotzdem weiterverfolgt. Die Ergebnisse der vorgestellten Forschungsprojekte werden in der Tabelle 1 zusammengestellt.

Stand der Ausscheidung zur *Swiss Retrofit Heat Pump*

Die für die Ausscheidung zur *Swiss Retrofit Heat Pump (SRHP)* eingereichten vier Funktionsmuster wurden im Sommer 2000 durch Messungen im Wärmepumpentestzentrum Töss geprüft und einer detaillierten Kostenanalyse unterzogen. Von den eingereichten Funktionsmustern kam dasjenige der Firma KWT, Kälte-Wärme-Technik in Belp den Anforderungen des Bundesamts für Energie an eine Wärmepumpe für den Sanierungsmarkt am nächsten. Da die KWT-Lösung einen deutlichen Entwicklungsschritt für Heizungssanierungen mit Wärmepumpen darstellt, wurde das Funktionsmuster der Firma KWT von der durch das BFE eingesetzten Jury einstimmig für die Felderprobung in der Heizsaison 00/01 ausgewählt. Falls diese erfolgreich ausfällt, wird der Gewinner der SRHP offiziell bekannt gegeben. Das Bundesamt für Energie wird dann die Bemühungen um eine gemeinsame Produktion in der Schweiz im Rahmen seiner Möglichkeiten unterstützen.

Quellen

- [1] M. Zogg: Maximale Primärenergienutzung und CO₂-Reduktion mit Wärmepumpenheizsystemen, Bundesamt für Energie 1998; *in www.waermepumpe.ch/fe als Download verfügbar.*
- [2] M. Zogg (Hrsg.): Effizientere Wärmepumpenheizungen durch Optimieren des Gesamtsystems, Tagungsband zur 7.UAW-Tagung vom 9.Mai 2000, Bundesamt für Energie 2000; *in www.waermepumpe.ch/fe als Download verfügbar.*
- [3] M. Zogg: Effizientere Wärmepumpenheizungen, Heizung Klima 27(2000)3, 152/154,157/158; Bulletin SEV/VSE 91(2000)24, 15/19; *in www.waermepumpe.ch/fe als Download verfügbar.*
- [4] M. Zehnder, D. Favrat: Pompe à chaleur biétagée à haute performance, Schlussbericht Phase 2, Bundesamt für Energie 1999; *in www.waermepumpe.ch/fe als Download verfügbar.*
- [5] M. Zehnder, D. Favrat, E. Zahnd, J. Cizmar, D.Trüssel: Wärmepumpe mit Zwischeneinspritzung bei Scrollkompressoren, Schlussbericht, Bundesamt für Energie 2000; *in www.waermepumpe.ch/fe als Download verfügbar.*
- [6] F. Brand, M. Zehnder, D. Favrat: Pompe à chaleur à haute température, Phase 1: Solution avec compresseur à injection vapeur, rapport final, Office fédéral de l'énergie 2000; *in www.waermepumpe.ch/fe als Download verfügbar.*
- [7] M. Zehnder, D. Favrat, E. Zahnd, J.Cizmar, G.Reiner, C.Brugnoli, P. Reis: Wärmepumpe mit Hilfskreislauf zur Kondensatunterkühlung, Phase 2: Experimentelle Untersuchung, Schlussbericht, Bundesamt für Energie; *in www.waermepumpe.ch/fe als Download verfügbar.*
- [8] Th. Kopp, A. Flück, Th. Schmid, H. Albrecht, S. Kollbrunner: Kleinwärmepumpe mit Ammoniak, Phase 2, Etappe 1: Funktionsmuster, Zwischenbericht, Bundesamt für Energie 2000, ENET 9719746.

Hans Rudolf Gabathuler, Dipl. El.-Ing. FH
Gabathuler AG – Beratende Ingenieure
Kirchgasse 23
CH-8253 Diessenhofen
gabathuler.ag@bluewin.ch

Erhöhte Anforderungen an die Planung von Wärmepumpenanlagen bei Sanierungen

Schwierige Randbedingungen beim Ersatz eines Heizkessels oder einer Elektroheizung erfordern eine zuverlässige Datenerhebung an der bestehenden Anlage und eine sorgfältige Einbindung und Auslegung der neuen Wärmepumpenanlage. Der vorliegende Beitrag zeigt, wie vorzugehen ist.

Difficult boundary conditions for retrofitting a boiler or electric heater with a heat pump require a reliable data acquisition in the existing plant and a sound integration and design of the new heat pump system. This paper shows how to achieve it.

Sanierung bestehender Wärmepumpenanlagen

Anlagen zufriedener Wärmepumpenbesitzer, deren Wärmepumpe zum erstem Mal ersetzt werden muss – typischerweise Baujahre um 1980...1985 –, werden keine allzu grossen Probleme machen, weil die bestehende Anlage ja bereits für eine Wärmepumpe entworfen und ausgelegt wurde. Trotzdem sollte die bestehende Anlage kritisch angeschaut und die neue Anlage sorgfältig geplant werden.

Kessellersatz, Elektroheizungsersatz

Schwierige Randbedingungen sind hingegen zu erwarten, wenn ein bestehender Kessel oder eine Elektroheizung (Keramik- oder Wasser-Zentralspeicher) gegen eine Wärmepumpe ersetzt werden soll:

- Keine zuverlässigen Daten über die tatsächlich notwendige Heizleistung
- Keine zuverlässigen Daten über die notwendige Höhe der Vorlauftemperatur
- Bisherige Regelung erfolgte weitgehend über Thermostatventile, d.h. stark variabler Durchfluss
- Falsch eingestellte Überströmventile und andere unbekannte Kurzschlüsse in der Anlage, d.h. heisses Vorlaufwasser wird direkt in den Rücklauf umgelenkt
- Mehrere geregelte Gruppen, d.h. fehlende hydraulische Entkopplung
- Unberechenbare Warmwasser-Netze und Warmwasser-Zirkulationen
- Unberechenbare weitere Verbraucher, z.B. Whirlpool, Swimmingpool usw.

Diese Probleme zu lösen bedeutet Aufwand treiben – bei Planung und Material! – und gegebenenfalls muss auch zugegeben werden können: "Es geht nicht mit einer Wärmepumpe." Dazu sind heute, im Anblick eines "fetten" Auftrags, viele nicht bereit!

Zuverlässige Datenerhebung an der bestehenden Anlage

Nur eine zuverlässige Datenerhebung an der bestehenden Anlage bringt eine erfolgreiche Sanierung. Tabelle 2 gibt eine Übersicht der unbedingt notwendigen Abklärungen und der zu veranlassenden Massnahmen. Diese Abklärungen sind jedoch zum grossen Teil nur möglich, wenn

- die bestehende Anlage noch funktionstüchtig ist,
- diese zum Zeitpunkt der Abklärungen noch einige Zeit in Betrieb steht und
- die Witterungsverhältnisse einen Betrieb mit genügender Last erlauben.

Wenn immer möglich sollte eine Sanierung mit Wärmepumpe langfristig geplant werden, so dass die genannten Bedingungen erfüllt sind und die notwendigen Abklärungen seriös durchgeführt werden können.

Doch was ist zu tun, wenn die Sanierung notfallmässig infolge plötzlichen Ausfalls der bestehenden Anlage erfolgen soll?

■ Nur wenn die Verhältnisse derart einfach und klar sind, dass wirklich keine Abklärungen und Messungen an der in Betrieb stehenden Anlage notwendig sind, ist in diesem Fall eine Sanierung mit Wärmepumpe möglich. Realistischerweise ist dies nur bei einer nass verlegten Fussbodenheizung ohne Thermostatventile mit einer einzigen Heizgruppe und zuverlässigen Daten über den bisherigen Energieverbrauch der Fall. In anderen Fällen kann eine Sanierung mit Wärmepumpe oft nicht verantwortet werden, es bleibt nur der konventionelle Kessel-Ersatz.

■ Wenn trotzdem eine Sanierung mit Wärmepumpe gewünscht wird, bleibt nur eine provisorische Reparatur der bestehenden Anlage, damit die notwendigen Abklärungen und Messungen noch durchgeführt werden können.

Tabelle 2: Abklärungen und zu veranlassende Massnahmen bei einer Sanierung.

Pos.	Abklärungen	Zu veranlassende Massnahmen
1	Ist der bisherige Elektro-/Brennstoffverbrauch zuverlässig bekannt?	■ Falls nein: Rechnungen zusammenstellen lassen, «Tankbüchlein» kopieren
2	Ist im bestehenden Wärmeerzeuger ein Betriebsstundenzähler eingebaut?	■ Falls nein: Betriebsstundenzähler einbauen lassen ■ Täglich zum gleichen Zeitpunkt ablesen lassen
3	Ist die Leistung des bestehenden Wärmeerzeugers zuverlässig bekannt?	■ Falls nein: Leistung bestimmen lassen (z. B. Brenner "auslitern" lassen)
4	Ist die maximal notwendige Vorlauftemperatur des Wärmeabgabesystems zuverlässig bekannt?	■ Falls nein: Thermometer überprüfen bzw. einbauen lassen ■ Mehrmals an ausgewählten Tagen (sehr kalt, nahe Heizgrenze) ablesen lassen
5	Sollen weitere Verbraucher an die Wärmepumpe angehängt werden?	■ Falls ja: Energieverbrauch, Betriebsstunden, Leistungen und Temperaturen messtechnisch bestimmen, wie unter Pos. 1-4 beschrieben
6	Falls die Warmwasserbereitung über die Wärmepumpe erfolgen soll: Anzahl und Art der Verbraucher?	■ Anzahl und Art Standardverbraucher bestimmen ■ Falls Nicht-Standardverbraucher vorhanden: geeignete Messungen veranlassen
7	Falls die Warmwasserbereitung über die Wärmepumpe erfolgen soll: Gibt es eine Warmwasser-Zirkulation und ist diese tatsächlich notwendig?	■ Falls Notwendigkeit der Zirkulation unklar: Temporär abschalten und, falls überflüssig, ausser Betrieb setzen lassen (auf "totes" Wasser achten!) ■ Falls Zirkulation notwendig: Durchfluss optimieren
8	Zu welchen Bedingungen kann die Wärmepumpe betrieben werden?	■ Abklärung Tarifsituation und Sperrzeiten beim zuständigen EW
9	Bestehen Einschränkungen bei der Wärmequelle?	■ Abklärungen zur Wärmequelle (Geologie, Lärmbelästigung Nachbar usw.) ■ Ggf. Bewilligungen einholen
10	Wie träge ist das Wärmeabgabesystem?	■ Art der Fussbodenheizung (nass/trocken verlegt?), Anteil Heizkörperheizung abklären
11	Gibt es Thermostatventile in der Anlage?	■ Falls ja: Alle Thermostatventile temporär voll öffnen und nur diejenigen in Betrieb lassen, die tatsächlich gebraucht werden
12	Gibt es Überströmventile in der Anlage?	■ Falls ja: Temporär abschalten und falls überflüssig ausser Betrieb setzen lassen; mindestens Durchfluss optimieren
13	Gibt es andere Kurzschlüsse in der Anlage? (z. B. Dreiwegventile in Umlenkschaltung, Bypässe für Minimaldurchfluss)	■ Falls ja: Temporär abschalten und falls überflüssig ausser Betrieb setzen lassen; mindestens Durchfluss optimieren
14	Sind mehrere geregelte Heizgruppen vorhanden?	■ Falls ja: Abklären, ob diese allenfalls auch mit einer einzigen Regelung gefahren werden können

Sorgfältige Einbindung und Auslegung der neuen Anlage

Tabelle 3 zeigt, welche Grundlagendaten sich aus den Abklärungen gemäss Tabelle 2 ergeben und welche Resultate und Schlussfolgerungen daraus erwartet werden. Die wichtigsten Kenngrössen zur Auslegung der neuen Wärmepumpenanlage sind die folgenden (die Angaben der Positionen beziehen sich auf Tabelle 2 bzw. Tabelle 3):

- Bisheriger Elektro-/Brennstoffverbrauch (aus Pos. 1): Unter Annahme eines Jahresnutzungsgrades und einer Vollbetriebsstundenzahl kann daraus approximativ der maximal notwendige Heizenergiebedarf pro 24 Stunden bzw. der maximale Wärmeleistungsbedarf berechnet werden (ggf. aufgeteilt nach Heizung und Warmwasser).
- Energiekennlinie: Heizenergiebedarf pro 24 Stunden (ohne Warmwasser) in Funktion der Aussentemperatur. Im einfachsten Fall hergeleitet aus dem bisherigen Elektro-/Brennstoffverbrauch (siehe oben). Bessere Methode: Regression der 24-Stunden-Mittelwerte des Heizenergiebedarfs (aus Pos. 2 und 3 bzw. 5 berechnet) in Funktion der Aussentemperatur (SMA-Meteodaten aus dem Internet) mittels EXCEL.
- Temperaturkennlinien: Vorlauf- und Rücklauftemperaturen in Funktion der Aussentemperatur. Regression der Temperaturen des Wärmeabgabesystems (aus Pos. 4) und allfälliger weiterer Verbraucher (aus Pos. 5) in Funktion der Aussentemperatur (SMA-Meteodaten aus dem Internet) mittels EXCEL.
- Heizenergiebedarf zur Wassererwärmung pro 24 Stunden (berechnet aus Pos. 6 und 7)
- Maximale Sperrzeit pro 24 Stunden (aus Pos. 8)
- Zur Auswahl stehende Wärmepumpenkennlinien (aus Pos. 9): Heizleistung in Funktion der Quelltemperatur und der Vorlauftemperatur.

Aus der Summe der Energiekennlinie und dem Heizenergiebedarf zur Wassererwärmung pro 24 Stunden ergibt sich eine Gesamt-Energiekennlinie Heizung + Warmwasser. Nach der Division durch die maximale Laufzeit der Wärmepumpe (24 Stunden minus maximale Sperrzeit) ergibt sich eine Gesamt-Lastkennlinie, die mit den zur Auswahl stehenden Wärmepumpenkennlinien (in Funktion der Aussentemperatur) in einem Diagramm dargestellt werden kann. Aufgrund der Schnittpunkte der Gesamt-Lastkennlinie mit den in Frage kommenden Wärmepumpenkennlinien kann dann die passende Wärmepumpe ausgewählt werden.

Aufgrund weiterer Grundlagendaten (aus Pos. 10-14) ergeben sich wichtige Weichenstellungen bei der Auswahl der hydraulischen Schaltung.

Mit dem Projekt "Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen" [1] des Bundesamtes für Energie sollen in Zukunft die Vielzahl der Schaltungen auf ein vernünftiges Mass reduziert und mit zuverlässigen Auslegungs-Richtlinien versehen werden.

Tabelle 3: Grundlegendaten und Resultate/Schlussfolgerungen.

Pos. (Tabelle 2)	Grundlegendaten	Resultate/Schlussfolgerungen
1 2 3 5	<ul style="list-style-type: none"> ■ Bisheriger Elektro-/Brennstoffverbrauch ■ Tägliche Ablesungen Betriebsstunden ■ Messresultat Leistung bestehender Wärmeerzeuger ■ Messresultat Leistungen weiterer Verbraucher ■ Aussentemperatur-Tagesmittelwerte (SMA-Meteodaten aus dem Internet) 	<ul style="list-style-type: none"> ■ Energiekennlinie: Heizenergiebedarf pro 24 Stunden (ohne Warmwasser) in Funktion der Aussentemperatur
4 5	<ul style="list-style-type: none"> ■ Ablesungen VL/RL-Temperaturen Wärmeabgabesystem ■ Ablesungen VL/RL-Temperaturen weiterer Verbraucher ■ Aussentemperatur-Tagesmittelwerte (SMA-Meteodaten aus dem Internet) 	<ul style="list-style-type: none"> ■ Temperaturkennlinien des Wärmeabgabesystems und weiterer Verbraucher: Vorlauf und Rücklauftemperaturen in Funktion der Aussentemperatur
6 7	<ul style="list-style-type: none"> ■ Anzahl und Art Standardverbraucher Warmwasser ■ Abschätzung/Messresultate Warmwasserverbrauch Nicht-Standardverbraucher ■ Warmwasser-Zirkulation definitiv notwendig 	<ul style="list-style-type: none"> ■ Warmwasser-Spitzenverbrauch ■ Warmwasser-Tagesverbrauch ■ Zirkulationsverluste ■ Heizenergiebedarf zur Wassererwärmung pro 24 Stunden ■ Allfälliger Störeinfluss der Zirkulation auf die Schichtung
8	<ul style="list-style-type: none"> ■ Tarife ■ Sperrzeiten 	<ul style="list-style-type: none"> ■ Maximale Sperrzeit pro 24 Stunden beim gewählten Tarif
9	<ul style="list-style-type: none"> ■ Art der Wärmequelle ■ Allfällige Einschränkungen zur Wärmequelle 	<ul style="list-style-type: none"> ■ Zur Auswahl stehende Wärmepumpenkennlinien: Heizleistung in Funktion der Aussen- bzw. Quellentemperatur
10	<ul style="list-style-type: none"> ■ Ungenügende Trägheit des Wärmeabgabesystems 	<ul style="list-style-type: none"> ■ Serie- oder Parallelspeicher zur Vergrößerung des Wasserinhalts notwendig
11	<ul style="list-style-type: none"> ■ Wesentlicher Thermostatventilanteil 	<ul style="list-style-type: none"> ■ Seriespeicher mit Überströmventil oder Parallelspeicher notwendig
12 13	<ul style="list-style-type: none"> ■ Überströmventile in der Anlage ■ Nicht eliminierbare Kurzschlüsse in der Anlage 	<ul style="list-style-type: none"> ■ Serie- oder Parallelspeicher zur Dämpfung der zu schnell ansteigenden Rücklauf-temperatur notwendig
14	<ul style="list-style-type: none"> ■ Mehrere geregelte Heizgruppen definitiv notwendig 	<ul style="list-style-type: none"> ■ Parallelspeicher zur Entkopplung notwendig ■ Mischventil für jede Gruppe notwendig

Quellen

[1] Th. Afjei et al.: Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen. Jahresbericht. Bern, Bundesamt für Energie, Dezember 2000.

ARGE

Dr.EICHER+PAULI AG,

Kasernenstrasse 21, CH-4410 Liestal, www.eicher-pauli.ch

Markus Erb, dipl. Natw. ETH, markus.erb@eicher-pauli.ch (Teilprojektleitung FAWA 2/3)

HUBACHER ENGINEERING,

Tannenbergrasse 21, CH-9032 Engelburg

Peter Hubacher, dipl. Ing. HTL/HLK, he-ko@bluewin.ch (Teilprojektleitung FAWA 1)

Erfahrungen an Retrofit-Anlagen im Betrieb

In FAWA werden seit mehr als fünf Jahren Kleinwärmepumpenanlagen in Neubauten aber auch in Sanierungsobjekten (Retrofit) untersucht. Bis heute wurden rund 60 Retrofit-Anlagen ausgewertet; diese gliedern sich in 40% Sole/Wasser- und 60% Luft/Wasser-Systeme.

Die ursprüngliche Wärmezeugung dieser Retrofit-Objekte erfolgte hauptsächlich durch eine zentrale Elektrospeicherheizung (30%) oder durch eine zentrale Ölheizung (30%). Die Umstellung auf eine Wärmepumpenanlage erfolgte aus ökologischen Gründen, geringeren Wartungsarbeiten oder weniger Platzbedarf.

Die Jahresarbeitszahl (JAZ) der Retrofit-Anlagen liegt im Mittel um knapp 15% unter den Neubauanlagen. Bezüglich Alterung und Störanfälligkeit unterscheiden sie sich nicht von den Neubauten. Generell konnte bis heute im Mittel keine Verschlechterung der JAZ über die Betriebszeit festgestellt werden. Störungen treten sehr selten auf, wobei einfache Anlagen und Sole/Wasser-Systeme am besten abschneiden.

The project FAWA has systematically surveyed small heat pumps installed in new and retrofitted dwellings since more than five years. So far 60 retrofitted installations have been analysed, of which 40% are brine/water and about 60% air/water systems.

Originally heat was mainly produced with a central electrical resistance heating (30%) or with a central oil-heating installation (30%). The reasons to change into a heat pump installation were: ecology, low- and cheap-maintenance and room-gain.

The mean seasonal performance factor of the retrofit-systems are about 15% lower than of systems in new buildings. Evaluations of these two groups on ageing and defects showed no differences. Generally the seasonal performance factor did not worsen over the first five years of operation. Defects occur very rarely, on an average simple installations and brine/water systems performed best.

Wärmepumpenpark Schweiz

Zur Analyse der Situation in der Schweiz laufen im Auftrag des Bundesamtes für Energie Untersuchungen an Wärmepumpenanlagen mit einer Leistung von maximal 20 kW_{th}. Diese Anlagengruppe dominiert den Markt mit einem Anteil am gesamten Wärmepumpenbestand von 75%, bezüglich der produzierten Wärme liegt ihr Anteil bei ca. 45%.

Die Retrofit-Anlagen machen knapp 15% der in diesem Segment verkauften Anlagen aus. Im letzten Jahr waren es total 6'500 Stk.; davon knapp 1'000 Stk. für den Einsatz in Sanierungsobjekten. Im Folgenden wird über Erfahrungen und Lehren an mit WP beheizten Altbauten (insbesondere nach einem Ersatz des Kessels durch WP) aus dem Projekt FAWA berichtet.

Technische Analyse

Zur Beurteilung der technischen Aspekte werden in FAWA seit 1995 Anlagen ausgemessen. Damit wird einerseits die Entwicklung der energetischen Effizienz dokumentiert und andererseits können Hinweise auf gute Anlagenkonzepte gewonnen werden.

Mit den jährlich ca. 30 neuen, möglichst zufällig ausgewählten Anlagen, versucht man, sich ein Bild über die gesamten Neuanlagen des betreffenden Jahres zu verschaffen. Das Ziel, eine für die gesamtschweizerischen Neuanlagen repräsentative Anlagengruppe zu finden, ist in Anbetracht des relativ geringen Stichprobenumfangs und den Anforderungen an die Besitzer (wöchentliche Zählerablesung) nicht immer zu erreichen. Es muss deshalb in den einzelnen Jahrgängen mit zufälligen Abweichungen vom schweizerischen Mittelwert gerechnet werden. Zur Zeit liegen Daten von gut 120 Anlagen vor, diese bilden die Basis für die nachfolgend präsentierten Resultate. Von den 120 Anlagen gehören etwa die Hälfte in die Kategorie Retrofit, sind also in Sanierungsobjekten installiert. Sie teilen sich auf in 60% Luft/Wasser- und 40% Sole/Wasser-Systeme.

Retrofit-Anlagen in FAWA

Gebäude

In FAWA werden Retrofit-Anlagen in Gebäuden mit sehr unterschiedlichem Erstellungsdatum untersucht. Das recht hohe durchschnittliche Alter von 65 Jahren ist teilweise durch zwei sehr alte Objekte bedingt. Ungefähr die Hälfte der Gebäude wurde nach 1970 erstellt.

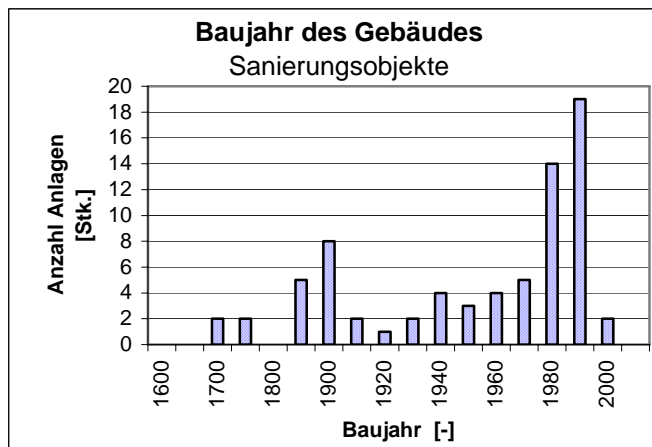


Bild 1:

Das mittlere Alter der in FAWA untersuchten Retrofit-Gebäude liegt bei 65 Jahren.

Die Beschriftung einer Kategorie entspricht jeweils deren oberen Grenze.

Die mittlere geplante Energiekennzahl (EKZ) für die Raumwärme, zum Zeitpunkt des Einbaus der hier untersuchten WP-Anlage, liegt bei 344 MJ/m²a. Der entsprechende Messwert ist mit 314 MJ/m²a um knapp 10% tiefer und damit im Bereich des SIA 380/1-Grenzwertes für Neubauten. Zwischen den Gebäuden bestehen sehr grosse Unterschiede.

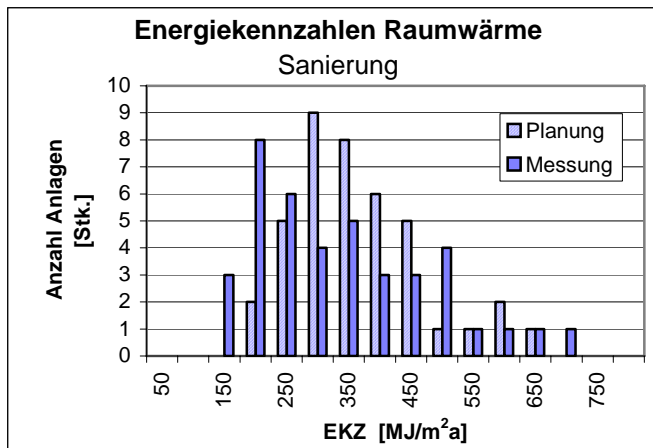


Bild 2: Die gemessenen Energiekennzahlen (EKZ) der Retrofit-Gebäude liegen in einem sehr breiten Bereich. Im Mittel beträgt die EKZ 314 MJ/m²a.

Die teilweise sehr tiefen EKZ sind bedingt durch den Umstand, dass bei ca. 75% der Gebäude beim Einbau der WP-Anlage gleichzeitig eine mehr oder weniger weitgehende wärmetechnische Sanierung durchgeführt wurde.

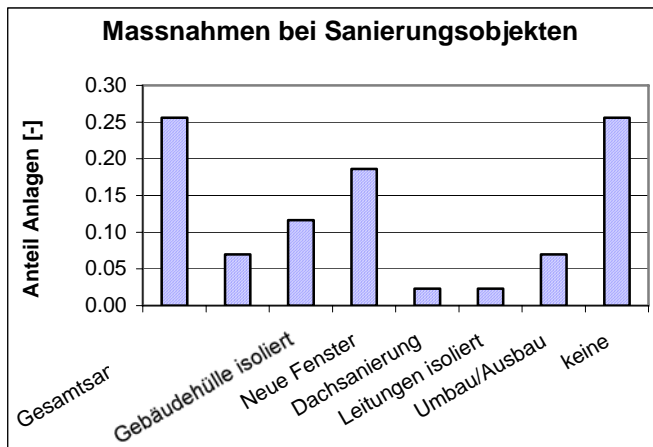


Bild 3: Bei 75% der Gebäude wurde vor dem WP-Einbau eine energetische Sanierung des Gebäudes durchgeführt.

Im Vergleich zu den Anlagen in Neubauten liegt die mittlere geplante Vorlauftemperatur bei Auslegungsbedingungen bei den Retrofit-Anlagen um gut 5 K höher, nämlich bei 47°C.

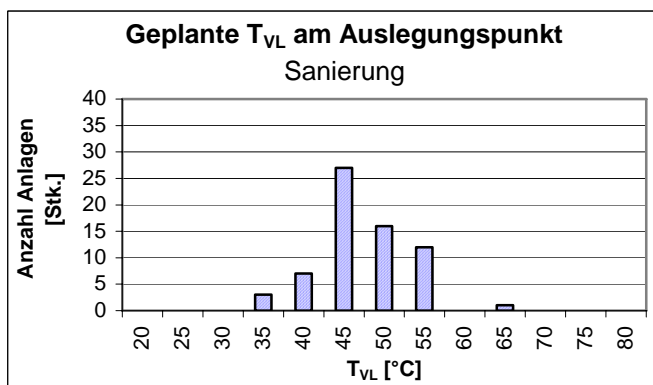


Bild 4: Die mittlere geplante Vorlauftemperatur bei Auslegungsbedingungen liegt bei den Retrofit-Anlagen um 47°C.

G:\FAWA\Resultat[AL-1000L_rek6.XLS]G_Histo

Die ursprüngliche Wärmeerzeugung erfolgte hauptsächlich mit einer zentralen Elektrospeicherheizung (30%) oder mit einer zentralen Ölheizung (30%). Rund 20% der Anlagen erzeugten die Wärme mit einer Holzheizung. Die Zimmeröfen (zusammengefasst Öl, Elektro, Koh-

le) machten einen Anteil von rund 15% aus. Nur ganz selten wurde die Wärme mit einer Wärmepumpe erzeugt (ca. 5%).

Die Umstellung auf eine Wärmepumpenanlage erfolgte hauptsächlich aus ökologischen Gründen. Weitere Gründe für eine Wärmepumpenanlage waren: Kleinerer Platzbedarf, weniger und günstigere Wartungsarbeiten (Kaminfeger, Tankrevision, etc.). Die Zusatzinvestitionen gegenüber einer konventionellen Wärmeerzeugung (Öl, Gas) spielten eine untergeordnete Rolle.

Die Wärmeabgabe geschieht bei den Sanierungsanlagen in ca. 50% der Fälle über Radiatoren und bei 50% über Fussbodenheizung oder gemischte Systeme. In Neubauten sind kaum mehr reine Radiatorsysteme vorhanden.

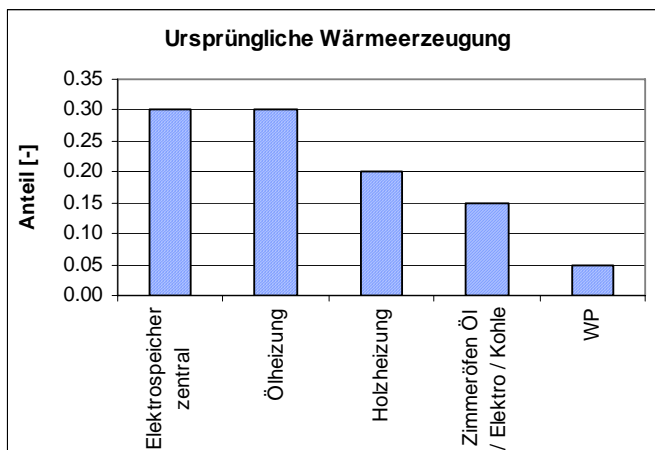


Bild 5:

Die ursprüngliche Wärmeerzeugung erfolgte hauptsächlich mit zentralen Elektrospeicherheizungen oder mit zentralen Ölheizungen.

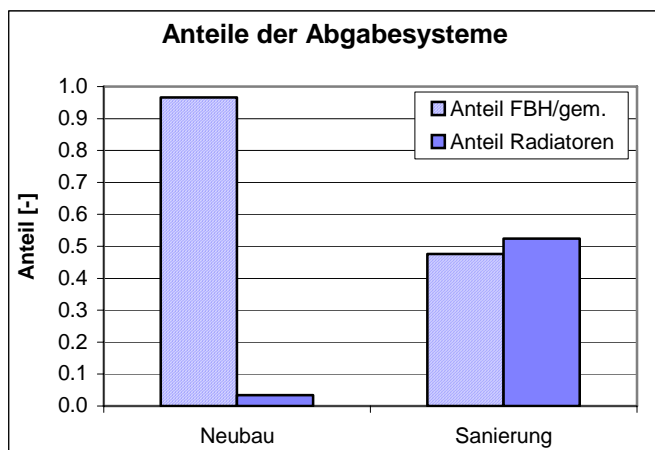


Bild 6:

Bei den Neubauten dominieren die Fussbodenheizungen, bei den Sanierungen halten sich die beiden Systeme etwa die Waage.

In Bild 7 sind die Luft/Wasser-Anlagen nach deren Betriebsart aufgegliedert. Monovalent bedeutet, dass die WP einziger Erzeuger für Raumwärme ist. Monoenergetisch heisst, dass eine Elektrozusatzheizung automatisch beim Erreichen des Bivalenzkriteriums einschaltet. Bivalente Anlagen haben neben Elektrizität noch einen zusätzlichen Endenergieträger für die Raumheizung. Bei den Luft/Wasser-Anlagen werden nur knapp 40% der Sanierungsanlagen monovalent betrieben, weitere gut 40% haben eine Elektrozusatzheizung (mit automatischer Zuschaltung), meist einen Elektroheizstab. Bivalente Anlagen sind mit 20% eher selten.

Die Auslastung der monovalenten und monoenergetischen Luft/Wasser-Anlagen ist mit ca. 90% gut. Die hier ausgewiesene Auslastung entspricht dem Verhältnis der gemessenen zu der maximal möglichen Laufzeit bei Auslegungsbedingungen, also normalerweise bei $T_a -8^{\circ}\text{C}$.

Für die maximale Laufzeit wurden keine Sperrzeiten der Energieversorger berücksichtigt. Bei den Sole/Wasser-Anlagen liegt die Auslastung bei knapp 80%. In Anbetracht der möglichen Sperrzeiten kann gesagt werden, dass die Sanierungsanlagen somit mehrheitlich korrekt dimensioniert werden. Bei Neubauanlagen liegt die mittlere Auslastung bei nur knapp 70%, was eher als zu tief beurteilt werden muss. Neubauanlagen sind also etwas überdimensioniert.

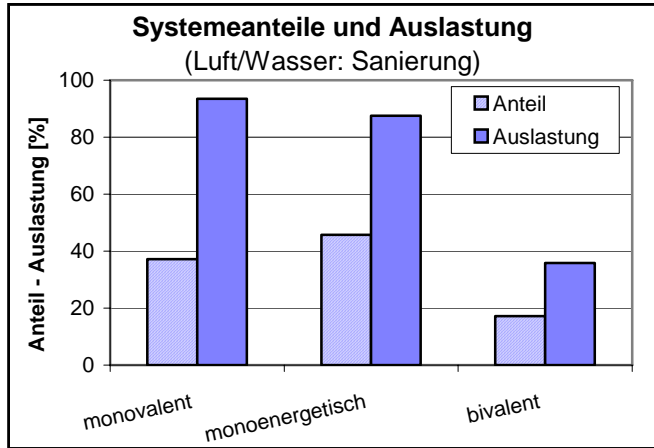


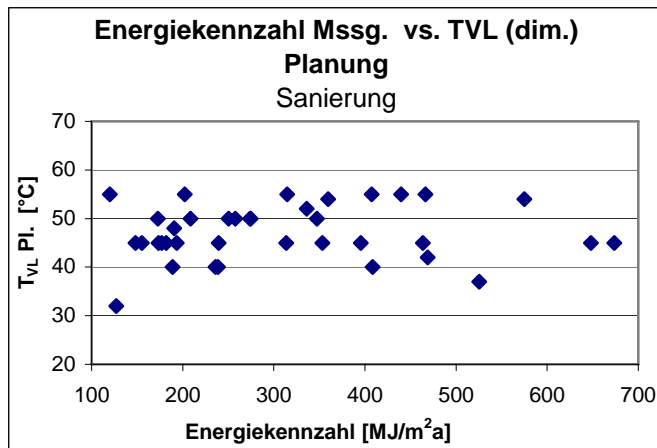
Bild 7:
 Gut 80% der L/W-Anlagen werden monovalent oder mono-energetisch betrieben. Die Auslastung dieser Systeme von ca. 90% zeigt eine durchschnittlich korrekte Dimensionierung.

In der Tabelle 1 sind Angaben zum Betrieb von Elektrozusatzheizungen bei Luft/Wasser-Anlagen dargestellt. Es zeigt sich, dass nur sehr wenige dieser Zusatzheizungen je in Betrieb gewesen sind, bei Sanierungsanlagen noch seltener (9% der Anlagen) als bei Neubauten (19% der Anlagen). Ob diese Betriebszeit der Zusatzheizung auch tatsächlich notwendig war, kann aufgrund der Daten nicht schlüssig beurteilt werden. Es ist jedoch zu beachten, dass während extremen Kälteperioden oder bei Störungen eine Zusatzheizung nützlich sein kann.

Tabelle 1: Realer Betrieb der Luft/Wasser-Anlagen. Die häufig eingebauten Elektroinsätze kommen nur sehr selten zum Einsatz, bei Sanierungsanlagen sogar deutlich weniger als bei Neubauten.

Anlagen mit Betrieb des Elektroinsatzes (EE)	9 Stk.
Anteil an Neubauanlagen	19 %
Anteil an Sanierungsanlagen	9 %
Anteil des EE am max. Heizleistungsbedarf	35 %
Mittlere Wärmemenge ab EE	171 kWh/a
Mittlere Wärmemenge ab WP	20'547 kWh/a
Anteil EE an Wärmeproduktion	0.8 %
Auslastung (WP) dieser Anlagen bei Ta -8°C	92 %

In Bild 8 sind die gemessenen EKZ den geplanten Vorlauftemperaturen bei Dimensionierungsbedingungen, meist Ta -8°C, gegenübergestellt. Interessanterweise hängt die Vorlauftemperatur nicht von der Energiekennzahl ab. Dies muss mit den gleichzeitig stattgefundenen Wärmedämmmaßnahmen oder mit allfälligen Heizflächenvergrößerungen zusammenhängen.

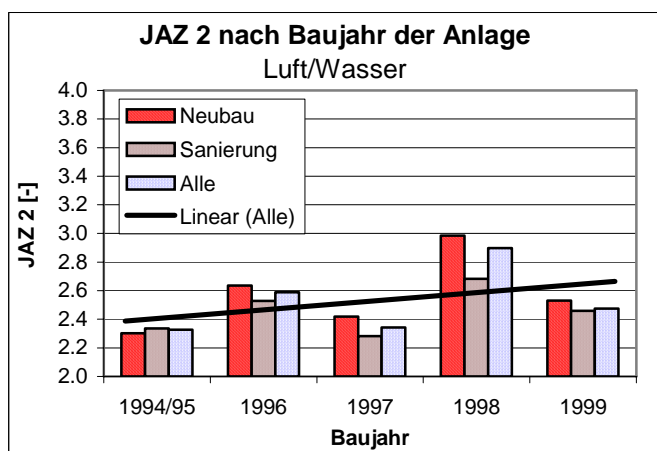
**Bild 8:**

Es kann keine Korrelation zwischen EKZ und geplanter Vorlauftemperatur festgestellt werden. Es sind nur monovalente und mono-energetische Anlagen dargestellt.

Zumindest kann festgestellt werden, dass eine relativ hohe EKZ nicht unbedingt bedeuten muss, dass ein Objekt sehr hohe Vorlauftemperaturen benötigt, die von einer konventionellen WP nicht bereitgestellt werden können. Weiter ist anzunehmen, dass Objekte mit EKZ von weniger als 250 MJ/m²a mit Vorlauftemperaturen von maximal 45°C betrieben werden können. Dies bedeutet, dass die Planungswerte recht häufig zu hoch angesetzt werden. Diesen Umstand haben Messungen bestätigt, die zeigen, dass die am Regler eingestellten Heizkurven häufig nach unten korrigiert werden können, notabene bei gleichem oder besserem Komfort.

Luft- und Erdsondenanlagen

Die Häufigkeit der Quellsysteme der in FAWA ausgewerteten Retrofit-Anlagen sind: 36 Luft, 24 Sole und 1 Wasser. Alle in den Bildern 9 und 10 dargestellten Anlagenkategorien zeigen eine Zunahme der JAZ mit zunehmendem Baujahrgang. Die hier verwendete sog. JAZ 2 beschreibt das Verhältnis zwischen der Wärmemenge ab WP resp. ab Speicher, sofern vorhanden, und dem WP spezifischen Elektrizitätsbedarf (inklusive aller Hilfsaggregate wie Umwälzpumpen und Carterheizung, jedoch ohne Umwälzpumpe für Abgabekreislauf).

**Bild 9:**

Mittlere JAZ 2 der L/W-Anlagen nach Baujahr und Gebäudetyp.

Die Zahlen für das Jahr 1999 müssen insbesondere in der Kategorie Neubau Sole/Wasser noch mit Vorsicht interpretiert werden, da in dieser Kategorie erst eine Anlage ausgewertet wurde.

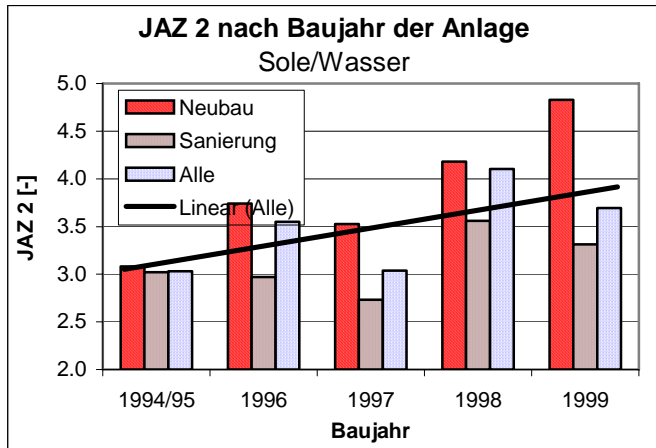


Bild 10:
Mittlere JAZ 2 der S/W-Anlagen nach Baujahr und Gebäudetyp.

Der allgemeine Rückgang der Werte im Jahr 1999 findet übrigens auch in den Prüfergebnissen des Wärmepumpentestzentrums WPZ in Töss statt.

Im Mittel liegen die Sanierungsanlagen im Fall der Luft/Wasser- um 10% und der Sole/Wasser-Anlagen um 20% unter den Neubuanlagen. Wie Bild 10 aber deutlich zeigt, sind die Werte bei den Sole/Wasser-Anlagen einer sehr grossen, zufälligen Streuung unterworfen. Die Differenz zwischen Neubau- und Sanierungsanlagen ist aus diesem Grund mit einer relativ grossen Unsicherheit behaftet.

Gibt es Probleme?

Alterung

Von einer recht grossen Zahl der Anlagen liegen heute JAZ-Messwerte aus mehreren Betriebsjahren vor. Um herauszufinden, ob die Qualität der Anlagen mit den Jahren abnimmt, wurden die Werte klimanormiert und die Abweichungen zwischen den verschiedenen Jahren berechnet.

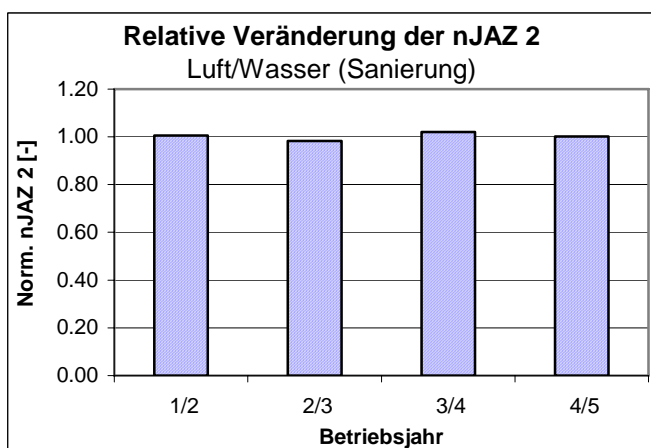
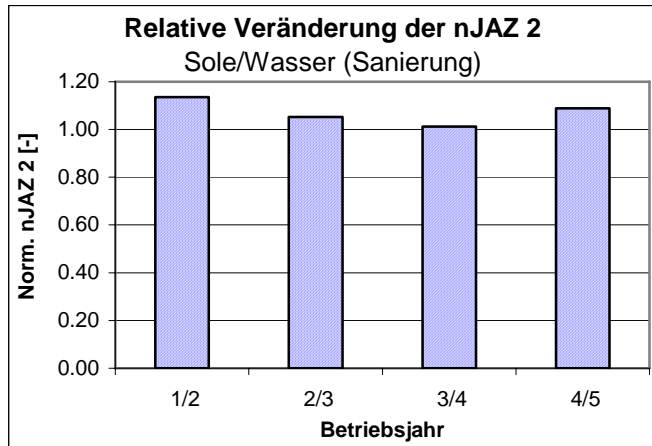


Bild 11:
Die klimabereinigten JAZ-Verhältnisse (1. Betriebsjahr = 1) bleiben zumindest in den ersten Jahren konstant.

Die in Bild 11 dargestellten mittleren Differenzen zwischen den Betriebsjahren der Luft/Wasser-Anlagen sind äusserst gering, d.h. im Mittel bleibt die JAZ konstant.

**Bild 12:**

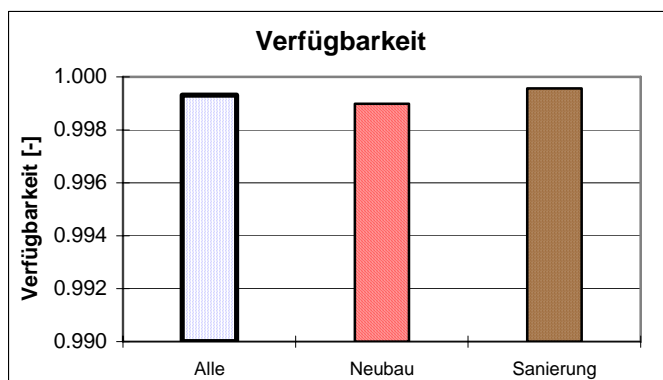
Seit Messbeginn haben sich die JAZ der Retrofit-S/W-Anlagen um 16% verbessert.

Bei den Sole/Wasser-Anlagen wurde hingegen von Jahr zu Jahr eine Verbesserung der JAZ festgestellt. Aus diesen Ergebnissen kann zumindest geschlossen werden, dass keine feststellbare, chronische Auskühlung der Erdsondenumgebung stattfindet.

Diese Ergebnisse gelten auch für die Neubauanlagen.

Störungen

Die in FAWA untersuchten Anlagen weisen bis heute eine totale Laufzeit von 480'000 Stunden auf. In dieser Zeit lag während 331 Stunden eine Störung vor. Daraus ergibt sich eine mittlere Verfügbarkeit aller Anlagen von 99.93%. Die mittlere Störungsdauer lag bei 55 Stunden. Gemäss diesen Daten liegt die Wahrscheinlichkeit, dass während einer angenommenen Lebensdauer einer WP-Anlage von 15 Jahren irgend eine Störung auftritt bei 30%. Für eine Störung von der mittleren hier festgestellten Dauer liegt die Wahrscheinlichkeit sogar bei weniger als 10%.

**Bild 13:**

Die Verfügbarkeit aller Anlagen ist sehr hoch. Störungen treten sehr selten auf.

Es muss bei diesen Zahlen berücksichtigt werden, dass die Anlagen meist erst einige Monate nach der Übergabe an den Bauherren ins Projekt aufgenommen werden. Probleme kurz nach der Inbetriebnahme sind deshalb hier meist nicht erfasst.

Interessanterweise zeigen sich zwischen Anlagen in Neubauten und Sanierungsobjekten kaum Unterschiede (Bild 13). Wie Bild 14 zeigt, können hingegen gewisse Differenzen bei den Quellensystemen, der Betriebsart und Anlagen mit/ohne technischen Speicher festgestellt werden. Aufgrund der sehr wenigen Störungen sind diese Daten aber noch mit einer recht grossen Unsicherheit behaftet.

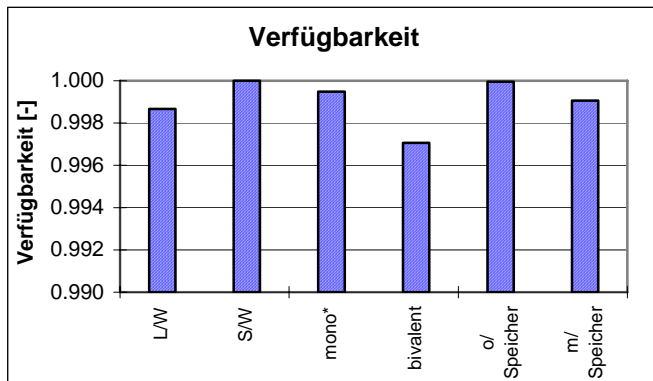


Bild 14:
Verfügbarkeiten verschiedener Quellsysteme, Betriebsarten und mit/ohne technischem Speicher.

Luft/Wasser- sind danach anfälliger als Sole/Wasser-Anlagen. Die Differenz wird primär durch Störungen „unbekannter Ursache“ (vgl. Tabelle 2) verursacht.

Die Verhältnisse bei Betriebsart, monovalent/monoenergetisch besser als bivalent resp. ohne technischen Speicher besser als mit, weisen daraufhin, dass einfache Systeme tendenziell besser funktionieren.

Tabelle 2: Alle bis heute in FAWA erfassten Störungen.

Störungen Typ	Störungen	
	Total [Stk.]	Anlagen [Stk.]
Hochdruck		
Niederdruck	4	1
Wassermangel Verd.		
Regelung	2	1
Stromausfall		
Vereisung Verdampfer		
Kompressor	3	1
KM-Verlust		
Verschm. Verd.		
Verschm. Kond.		
Fehlbedienung		
Umwälzpumpe		
Wassermangel Kond.		
unbekannt	7	3
Total	16	6

Diese Feststellung wird auch durch die Auswertungen bezüglich der JAZ (Bild 15) und den mittleren Laufzeiten pro Start (Tabelle 3) von Anlagen mit/ohne Speicher gestützt.

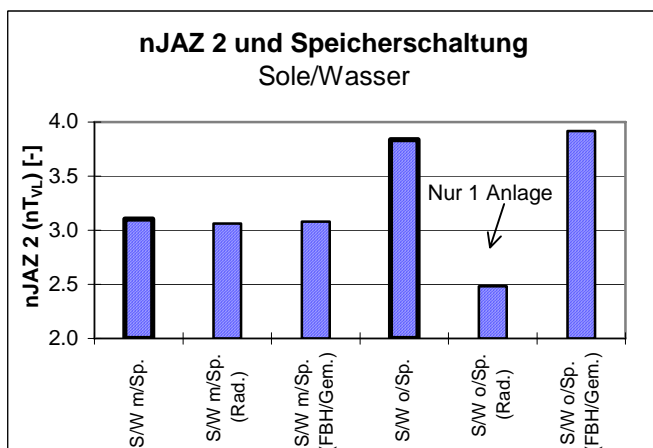


Bild 15:
Klima- und Vorlauftemperatur-normierte JAZ von S/W-Anlagen mit/ohne Speicher für die Fälle
a) Radiatoren und
b) Fussbodenheizung oder gemischt.

Tabelle 3: Mittlere Laufzeiten pro Start von Luft/Wasser- und Sole/Wasser-Anlagen für Schaltungen mit und ohne technischen Speicher.

m/ Speicher	Alle	L/W	S/W
LZ [Min./Start]	71	64	76
Anlagen [Stk.]	79	51	19

o/ Speicher	Alle	L/W	S/W
LZ [Min./Start]	91	104	100
Anlagen [Stk.]	33	10	17

Fazit

In FAWA wird ein breites Spektrum von Sanierungsobjekten mit WP-Anlagen untersucht. Deren flächenbezogener Energiebedarf reicht von knapp 150 bis über 700 MJ/m²a. Ein Zusammenhang zwischen Vorlauftemperatur (Planungswert) und Energiekennzahl wurde nicht gefunden. Daraus lässt sich folgern, dass auch ein hoher Energiebedarf eines Objektes nicht unbedingt bedeuten muss, dass die notwendigen Vorlauftemperaturen eine konventionelle Wärmepumpe überfordern.

Der Wechsel von der ursprünglichen Wärmeerzeugung auf eine Wärmepumpenheizung hatte einerseits mit ökologischen Gründen und andererseits mit den geringeren und kostengünstigeren Wartungsarbeiten (Kaminfeger, Tankrevision, etc.) sowie einem geringeren Platzbedarf zu tun. Die Kosten spielten eine untergeordnete Rolle.

Gegenüber den Neubau- unterscheiden sich die Retrofit-Anlagen durch um 5 K höhere Vorlauftemperaturen (bei Auslegungsbedingungen 47°C statt 42°C) und einen 50% Anteil an reinen Radiatorenabgabesystemen, gegenüber 3% bei Neubauten. Letzteres führt dazu, dass der Anteil der Speicheranlagen im Retrofit-Fall bei 90% liegt, hingegen bei den Neubauten nur bei 70%. Bei den Luft/Wasser-Anlagen erklären diese beiden Unterschiede einen grossen Teil der Differenz der JAZ zwischen Neubau und Sanierung von knapp 10%. Bei den Sole/Wasser-Systemen liegt diese Differenz bei 20%, was wohl eher zufällig durch die geringere Anzahl an Anlagen und die grosse Varianz in dieser Gruppe zustande kommt.

Im realen Betrieb zeigt sich, dass auch Luft/Wasser-Anlagen in Sanierungsobjekten problemlos monovalent betrieben werden können, obwohl sehr viele mit einer Elektrozusatzheizung ausgerüstet sind, welche aber kaum je zum Einsatz kommt.

Die ältesten in FAWA erfassten Anlagen stehen in ihrem sechsten Betriebsjahr. In dieser Zeit hat sich im Mittel ihre JAZ nicht verschlechtert, bei den Sole/Wasser-Anlagen hat sie sich im Gegenteil sogar verbessert, was vermutlich auf optimierte Einstellparameter (Vorlauftemperatur usw.) zurückzuführen ist. Die Anlagen laufen weitgehend störungsfrei. Bis heute sind 300 Anlagenbetriebsjahre ausgewertet. In dieser Zeit traten insgesamt 16 Störungen an total 6 Anlagen auf. Gemäss diesen Daten liegt die Wahrscheinlichkeit, dass während einer angenommenen Lebensdauer einer WP-Anlage von 15 Jahren irgend eine Störung auftritt bei nur gerade 30%. Das heisst, 70% der WP Anlagen laufen während 15 Jahren störungsfrei.

Michele Zehnder, Dipl. Masch. Ing. ETH
Doktorand
LENI-DGM EPFL
CH-1015 Lausanne
michele.zehnder@epfl.ch
<http://leniwww.epfl.ch>

Cycles de pompes à chaleur pour le marché de rénovation

Cette étude porte sur les pompes à chaleur air/eau monovalentes prévues pour le marché de rénovation. Les cycles actuellement utilisés dans les pompes à chaleur présentent l'inconvénient de ne fonctionner que sur une plage restreinte de température externe. Des améliorations sur le concept thermodynamique sont nécessaires afin d'augmenter l'apport en puissance de chauffage pour le point extrême (air -12°C / eau 60°C) et d'améliorer le coefficient de performance saisonnier. Pour les pompes à chaleur monoétagées, les températures en fin de compression dépassent généralement les valeurs limites. Avec les réfrigérants R290 et R417A, un fonctionnement jusqu'au point extrême peut être envisagé, mais ceci à faible efficacité saisonnière. Le cycle à économiseur avec compresseur à port d'injection représente une méthode simple pour augmenter la puissance et le coefficient de performance. De nouveaux modèles de compresseurs devraient permettre des améliorations de performances substantielles. Les concepts biétagés montrent quant à eux un grand potentiel d'amélioration tout en laissant une grande liberté de réglage de la puissance de chauffage. La complexité de l'installation et la maîtrise de la lubrification des compresseurs sont les préoccupations majeures pour ces cycles. L'étude de la distribution des températures d'air pour une région climatique montre que le dégivrage est aussi un point clé à considérer. Avec les améliorations possibles et déjà démontrées dans les différents projets, les pompes à chaleur pour le marché visé ont un avenir et pourront être conçues de façon à être concurrentielles avec les chauffages fioul ou gaz.

Diese Studie befasst sich mit der Entwicklung einer Luft/Wasser-Wärmepumpe für den Sanierungsmarkt. Die zur Zeit erhältlichen Modelle weisen einen beschränkten Abdeckungsgrad bei tiefen Aussentemperaturen auf. Verbesserungen bezüglich der Heizleistung für den geplanten monovalenten Betrieb (bis Luft -12°C / Wasser 60°C), sowie eine erhöhte Jahresarbeitszahl sind gefragt. Bei einer einstufigen Kompression erreichen die Verdichtertemperaturen üblicherweise den vorgegebenen Grenzwert, dieser kann mittels eines geeigneten Kältemittels eingehalten werden. Mit R290, R417A könnte das ganze Betriebsregime abgedeckt werden, dies aber mit einer reduzierten Jahresarbeitszahl. Der Wärmepumpenkreisprozess mit Economizer und Zwischeneinspritzung stellt ein einfaches Konzept dar, mit welchem die Arbeitszahl und die Heizleistung erheblich erhöht werden können. Weitere Verbesserungen sind mit neuen Verdichtermodeellen dieser Art zu erwarten. Die zweistufigen Kreisprozesse weisen das beste Verbesserungspotenzial und den höchsten Freiheitsgrad in Bezug auf die Anpassung der Heizleistung bei mittleren Aussentemperaturen auf. Diese sind aber komplexer und die Schmierung der Kompressoren ist ein noch zu untersuchender Aspekt. Die durch das Klima gegebene Verteilung der Aussentemperaturen zeigt, dass die Abtauung der Verdampfer ein nicht zu unterschätzender Einfluss darstellt. Mit den in dieser Studie gezeigten Verbesserungen, welche in den verschiedenen Projekten auch mittels Messungen aufgezeigt worden sind, hat die Wärmepumpe auch im Sanierungsmarkt eine Zukunft und wird mit den Oel- oder Gasheizungen konkurrieren können.

Conditions externes (données climatiques, températures système)

Afin de pouvoir étudier les possibilités de pompe à chaleur (PAC) adaptée au fonctionnement pour **le marché de rénovation**, il faudra définir le contexte général, tels que **les températures du système annexe**, le **mode de fonctionnement** ainsi que la **distribution climatique**. En raison des possibilités restreintes de pouvoir recourir à une source géothermique, cette recherche se limitera à des **PAC de type air-eau**. Le fonctionnement **monovalent** est visé jusqu'à une température externe limite de -12°C . L'évolution de la température de l'eau de chauffage suit une loi donnée par les normes SIA [1] partant du point nominal A-12/W60 (air / eau) et en considérant une distribution de chaleur par radiateurs. La puissance de chauffage de base est fixée à 10 kW avec une diminution linéaire jusqu'à la limite de chauffage (à $T_{\text{air}} = 12^{\circ}\text{C}$).

La figure 1 montre la répartition d'énergie de chauffage pour un climat dans la région de Zürich (Alt. 452 m). Pour une PAC théorique (compresseur à performances constantes, $T_{\text{cond}} = T_{\text{s eau}}$, $T_{\text{évap}} = T_{\text{e air}} - 8$, R407C), il en résulte une distribution de consommation d'énergie électrique centrée à la température de l'air de $+1^{\circ}\text{C}$. 50% de la consommation saisonnière est comprise dans un intervalle de 6 K, d'où l'importance de concevoir une unité performante à ce point. Dans cet intervalle, le dégivrage des batteries d'évaporateur influence de façon importante les performances de la machine.

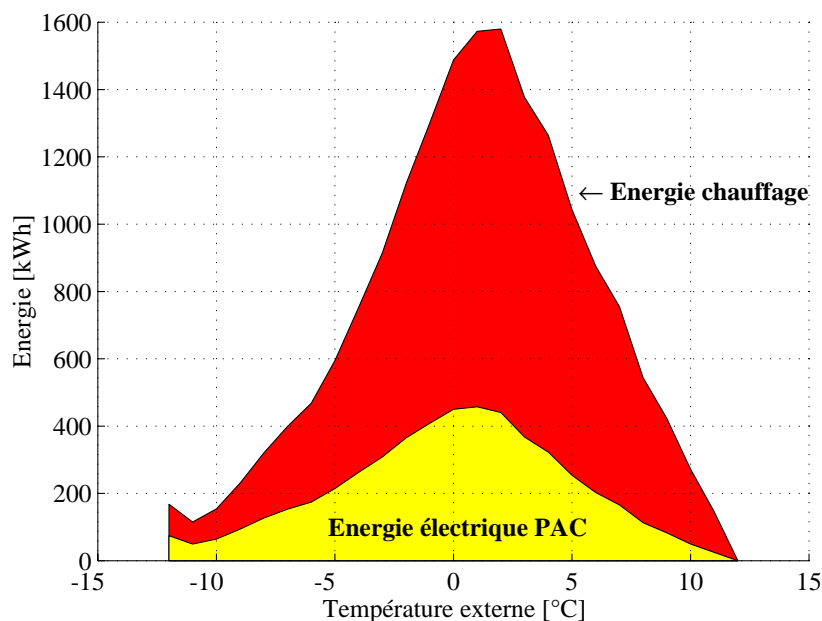


Figure 1:
Consommation de puissance électrique d'une PAC théorique (R407C, courbe de chauffe passant par le point A-12/W60) pour des conditions climatiques données, par ex. Zürich.

Bild 1:
Elek. Energieverbrauch einer theoretischen WP (R407C, Heizkurve durch A-12/W60) bei gegebener klimatischer Verteilung, z.B. Zürich.

Le fonctionnement monovalent nécessite que l'application reste en dessous des limites imposées par les constructeurs des composants de la PAC. Observant par exemple la température en fin de compression (figure 2), sa valeur maximale dépend fortement des performances du compresseur et du réfrigérant utilisé. Pratiquement toutes les pompes à chaleur disponibles sur le marché ne remplissent pas cette condition.

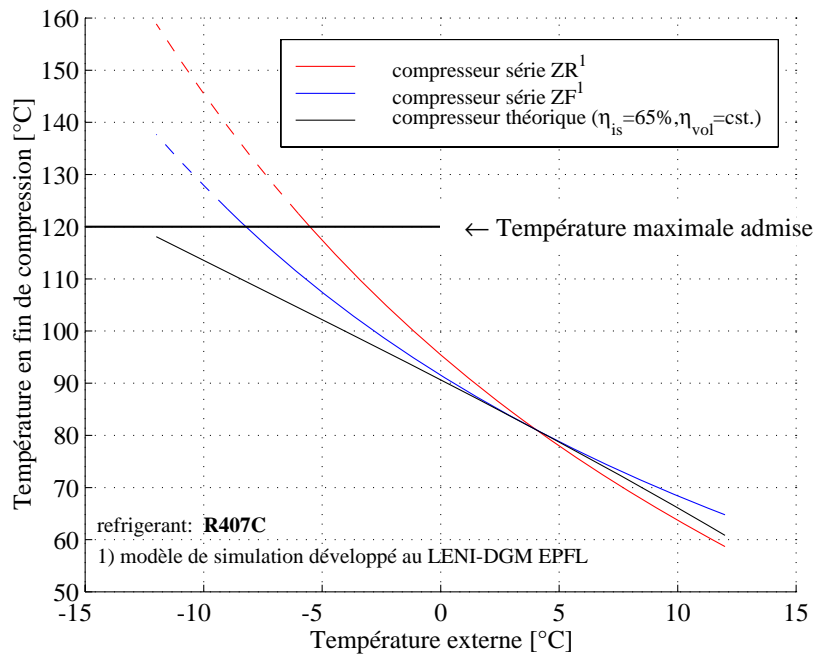


Figure 2:
Comparaison du degré de couverture du fonctionnement en PAC monoétagée (compresseur théorique et réels, R407C). Courbe de chauffe passant par A-12/W60.

Bild 2:
Vergleich des Abdeckungsgrades einer einstufigen WP (theoretischer und realer Verdichter, R407C). Heizkurve ausgehend aus A-12/W60.

Technologie 1: Pompe à chaleur monoétagée avec réfrigérant adapté

Une première approche pour augmenter le degré de couverture du domaine de fonctionnement est de choisir un réfrigérant avec des caractéristiques appropriées. Admettant des **limites en pression à 25 bar** (év. 30 bar) et en **température à 120°C** (une valeur qui pourrait être reconsidérée dans le futur), plusieurs réfrigérants sont comparés. Le **tableau 1** montre les résultats obtenus pour les réfrigérants actuellement utilisés dans le domaine des pompes à chaleur. Deux types de compresseurs scroll, avec des profils distincts mais à même cylindrée, sont comparés au point A-12/W60. Une puissance de chauffage de 10 à 12 kW peut être atteinte avec le choix d'un cycle thermodynamique plus évolué et avec un compresseur de même taille.

Tableau 1: Température et pression maximale en PAC monoétagée, divers réfrigérants.

Tabelle 1: Maximale Temperatur und Druck einer einstufigen WP, verschiedene Kältemittel.

Point A-12/W60	Compresseur ZR49				Compresseur ZF13				
	Réfrigérant	Tmax [°C]	Pcd [bar]	Qch [kW]	COP ¹	Tmax [°C]	Pcd [bar]	Qch [kW]	COP ¹
R407C		160.5	24.2	6.0	1.63	137.8	24.2	5.8	1.76
R290		127.4	20.4	5.3	1.63	112.2	20.6	5.1	1.73
R410A		164.9	35.5	8.9	1.62	145.7	35.8	8.7	1.72
R417A		128.6	20.3	4.5	1.55	110.9	20.6	4.3	1.65
R134a		162.2	15.8	3.4	1.52	136.2	16.1	3.2	1.63
R404A		113.7	27.1	5.8	1.52	101.4	27.4	5.6	1.61
(R22)		194.3	22.9	6.2	1.66	167.7	23.2	6.0	1.78

¹) COP incluant puissances annexes = 10% de la puissance d'évaporateur au point A-12/W60.

Deux réfrigérants (R290, R417A) présentent les caractéristiques recherchées tout en laissant une marge pour des températures d'eau de chauffage encore plus élevées. Malheureusement le réfrigérant **R290 (propane)** n'est actuellement pas admis par la plupart de constructeurs de compresseurs. Le **R417A** est quant à lui un mélange à faible capacité thermique et son COP se situe dans les rangs inférieurs. Enfin, le mélange **R404A** pourrait à première vue entrer en considération, mais la proximité de la température critique ne laisse aucune marge de manœuvre, ce qui se traduit par un faible COP.

Pour un choix approprié de réfrigérant, le cycle **monoétagé avec cycle auxiliaire pour le sous-refroidissement liquide** traité dans [2], représente une configuration possible pour des unités de plus grande puissance thermique.

Technologie 2: Pompe à chaleur biétagée

Le concept de pompe à chaleur biétagée (deux compresseurs en série) offre la possibilité de modulation de puissance. Une unité a été testée au Laboratoire d'Energétique Industrielle (LENI-EPFL) en poursuivant les buts suivants: comparaison du fonctionnement biétagé et monoétagé sur la même installation et modulation de la puissance de chauffage par une alimentation à fréquence variable du compresseur principal [3].

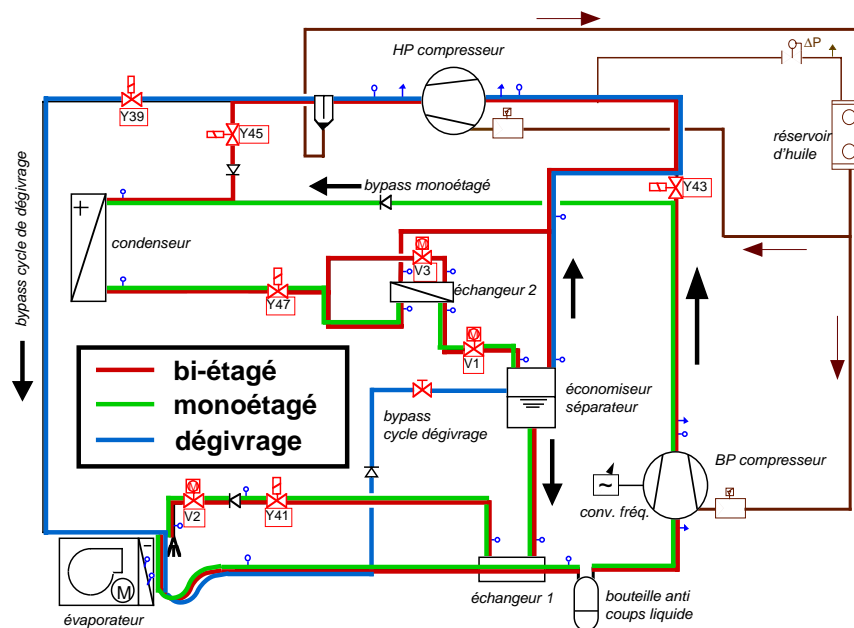


Figure 3: Cycle biétagé (BiPAC2) avec économiseur séparateur et échangeur interne pour l'injection à l'étage intermédiaire.

Bild 3: Zweistufige WP (BiPAC2) mit Zwischendruckbehälter und internem Wärmeübertrager für die Einspritzung in der Zwischenstufe.

La représentation schématique de la [figure 3](#) montre les 3 modes de fonctionnement de base, ainsi que le principe de lubrification des compresseurs. Ce concept biétagé comporte un échangeur économiseur (échangeur 2) et un réservoir (économiseur-séparateur). Le réservoir offre la possibilité de stockage d'énergie qui peut être libérée lors des dégivrages. Un réservoir seul n'est cependant pas adapté pour les mélanges de réfrigérant tel que le R407C.

Le point de fonctionnement prédominant A2/W50 a montré des résultats en COP équivalents. Ceci est dû au fait que le compresseur principal (étage 1) est un compresseur à piston dont le rendement isentropique reste stable sur un large domaine d'utilisation. Il s'est également avéré que le dimensionnement des deux compresseurs était inadéquat pour arriver à des résultats optimaux et que le compresseur scroll (en deuxième étage) fonctionnait en rapport de pression trop faible pour avoir un rendement élevé. C'est seulement au point de fonctionnement A-10/W60 que celui-ci atteint son optimum.

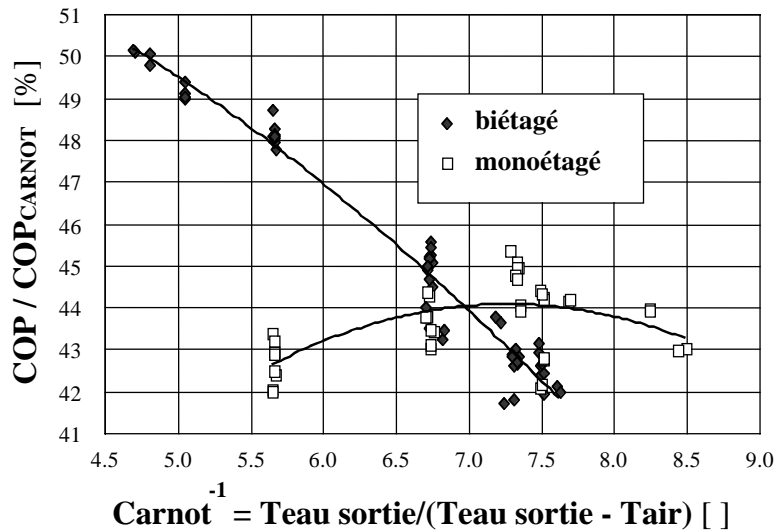


Figure 4: Résultats d'essais sur la BiPAC2 au LENI-EPFL. Comparaison du fonctionnement biétagé et monoétagé en R22.

Bild 4: Versuchsergebnisse auf der BiPAC2 im LENI-EPFL. Vergleich des zweistufigen mit einstufigen Betriebes mit R22.

En installant une paire de compresseurs adaptés, le COP peut être augmenté encore de 10% pour le point A2/W50 et de 3% pour le point extrême à A-12/W60. Ceci donne en tout une augmentation saisonnière considérable (> 10% mieux par rapport au cycle monoétagé représenté dans la figure 4). En considérant également la possibilité de fonctionner à 3 niveaux de puissances, ce type de PAC peut entrer en considération pour des futurs modèles et pour l'application dans le marché de rénovation.

Le principal problème étudié est la migration d'huile dans les systèmes biétagés. Les essais effectués au laboratoire ont montré que la lubrification des compresseurs ne pouvait pas être assurée pour une période de plus d'une heure en fonctionnement stationnaire. Ces propos seront étudiés de près dans un projet au LENI-EPFL [4].

Technologie 3: Pompe à chaleur à injection vapeur et économiseur

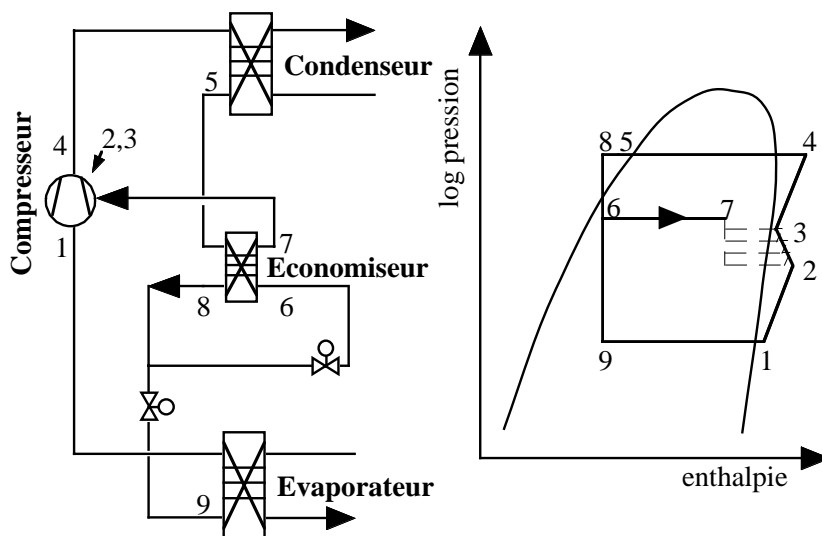


Figure 5: Schéma simplifié de la PAC à économiseur et avec compresseur à injection intermédiaire.

Bild 5: Vereinfachtes Diagram der WP mit Economizer Wärmeübertrager und einem Verdichter mit Zwischen-einspritzung.

L'option la plus simple et en même temps la plus efficace d'adapter un cycle de PAC au fonctionnement à des hauts rapports de pression est le **cycle à échangeur économiseur**, avec un compresseur à port d'injection. Le potentiel d'augmentation des performances a été évalué dans un projet [5] en utilisant des composants commercialement déjà disponibles.

Etant donné que le port d'injection du compresseur existant est inadapté pour une injection en vapeur saturée, les pertes associées ont pratiquement éliminé le gain dû au meilleur concept thermodynamique. Une **augmentation considérable de 15% de la puissance de chauffage** a été observée et la **réduction de la température de fin de compression** peut pratiquement être réglée à choix.

Dans un projet succinct [6], le même type de cycle a été testé avec un compresseur à port d'injection adapté à des débits volumiques d'injection plus élevés. L'**augmentation en COP** mesuré a atteint 15% tandis que la puissance de base peut être élevée de 30%.

Dégivrage de l'évaporateur

Les techniques de dégivrage courantes sont multiples et un projet OFEN [7] a fait une synthèse de l'état de l'art en Suisse. Les deux modes de dégivrage principaux (inversion de cycle et gaz chaud) sont comparés en tenant en compte des pertes liées aux fuites internes et aux pertes de charges de la vanne à d'inversion à 4-voies. Pour l'application au marché de rénovation, les deux techniques semblent être équivalentes. Cependant, si un cycle biétagé est considéré, l'inversion de cycle sera la plus adaptée.

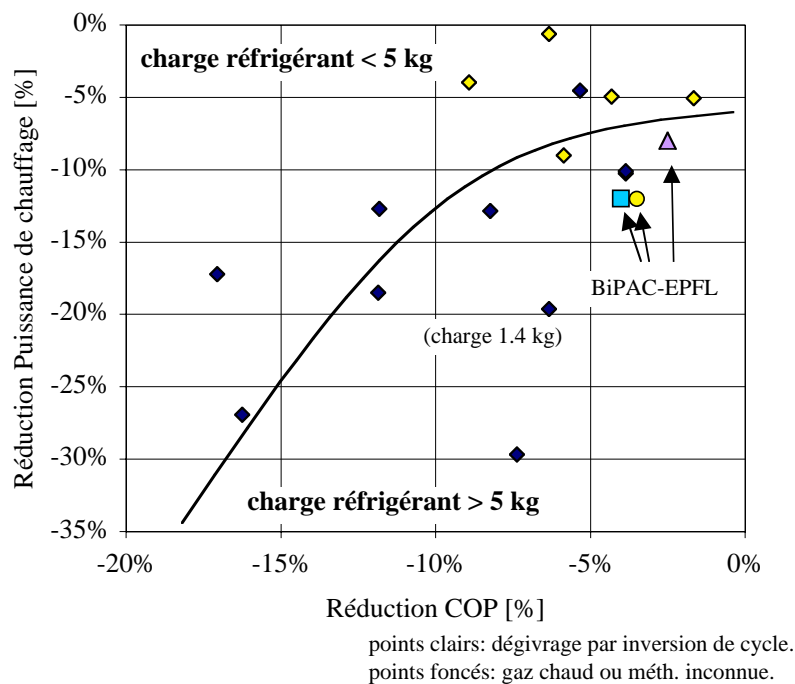


Figure 6:
Comparaison pertes par dégivrage au point de fonctionnement A2/W50, mesures de Töss (jusqu'à fin 1998), comparaison par interpolation linéaire entre mesures A-7/W50 et A7/W50.

Bild 6:
Vergleich der Abtauverluste beim Betriebspunkt A2/W50, in Töss (bis Ende 1998) gemessene WP, Vergleichswert ermittelt durch lineare Interpolation zwischen A-7/W50 und A7/W50.

Une évaluation des pompes à chaleur testées à Töss [8] montre une grande distribution de la réduction en COP et en puissance de chauffage (figure 6). Les unités avec un dégivrage par inversion de cycle présentent de meilleurs résultats. Un effet de charge en réfrigérant sépare la zone étudiée.

Bibliographie

- [1] SIA recommandation 384/2: *Puissance thermique à installer dans les bâtiments*, Zürich 1983.
- [2] M. Zehnder, D. Favrat, E. Zahnd, J.Cizmar, G.Reiner, C.Brugnoli, P.Reis: *Wärmepumpe mit Hilfskreislauf zur Kondensatunterkühlung, Phase 2: Experimentelle Untersuchung*, Schlussbericht, Office Fédérale de l'Energie 1999.
- [3] M. Zehnder, D. Favrat: *Pompe à chaleur biétagée à haute performance*, rapport final phase 2, Office Fédérale de l'Energie 1999.
- [4] M. Zehnder, D. Favrat: *Migration d'huile dans les pompes à chaleur*, rapport intermédiaire, Office Fédérale de l'Energie 2000.
- [5] M. Zehnder, D. Favrat, E. Zahnd, J. Cizmar, D.Trüssel: *Wärmepumpe mit Zwischeneinspritzung bei Scrollkompressoren*, Schlussbericht, Office Fédérale de l'Energie 2000.
- [6] F. Brand, M. Zehnder, D. Favrat: *Pompe à chaleur à haute température, Phase 1: Solution avec compresseur à injection vapeur*, rapport final, Office Fédéral de l'Energie 2000.
- [7] B. Hubacher, M. Ehrbar: *Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern, Phase 1: Analyse gängiger Abtauverfahren*, Schlussbericht, Office Fédéral de l'Energie 2000.
- [8] Centre de test des pompes à chaleur à Töss, *Bulletin du WPZ*, axpo et Office Fédérale de l'Energie 2001, Internet: www.wpz.ch.

Thomas Kopp, Prof. Dr.sc.techn. ETH
 Dozent für Thermodynamik und Energietechnik, Hochschule Rapperswil
 Oberseestrasse 10
 CH-8640 Rapperswil
 tkopp@hsr.ch

Kleinwärmepumpe mit Ammoniak als Kältemittel: Vor- und Nachteile

Ammoniak ist ein natürliches Kältemittel. Vor- und Nachteile werden diskutiert und auf den Einsatz in Kleinwärmepumpen untersucht. Ein Prototyp einer Wärmepumpe mit einem öl-überfluteten Flügelzellenverdichter wurde gebaut und ausgemessen. Eine weitere Verbesserung des Prototypen, insbesondere des Ölkreislaufes, ist geplant.

Ammonia is a natural refrigerant. Advantages and disadvantages are discussed especially in regard to a refrigerant for small scale heat pumps. A prototype with an oil cooled rotating vane compressor was constructed and measurements are presented. It is planned to build a new prototype with an improved oil circuit.

Motivation für den Einsatz von Ammoniak

Ammoniak ist ein natürliches Kältemittel, das sich für grössere Kälteanlagen seit langer Zeit bewährt hat. Bisher wurden aber nur wenige kleinere Wärmepumpen mit Ammoniak als Arbeitsmedium gebaut, obwohl verschiedene positive Aspekte vorliegen. Das Hauptargument für den Einsatz des natürlichen Arbeitsmediums Ammoniak ist seine Umweltverträglichkeit mit $ODP = 0$ und $GWP = 0$. Ammoniak hat aber auch einige gravierende Nachteile. In der nachfolgenden Übersicht sind umweltrelevante, thermodynamische und sicherheitstechnische Details zusammengestellt.

Die überzeugend wirkenden Eigenschaften des Ammoniaks im Vergleich zu anderen Arbeitsmedien sind durch die neuesten Studien etwas abgeschwächt worden. Frischknecht [L2] berichtet, dass auch bei Wärmepumpen kleinerer Leistung die Effizienz und die Verlustrate an

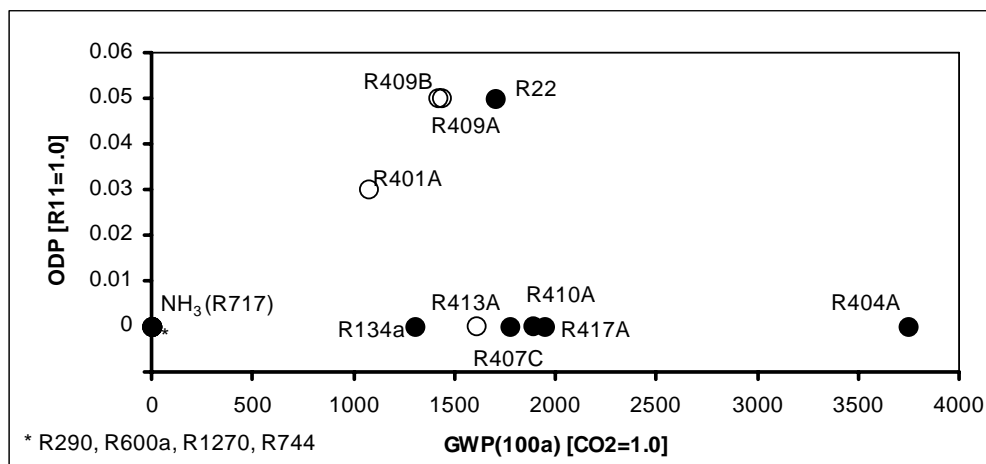


Bild 1:
 Umwelt-relevante Daten
 des Ammoniaks
 [L1].

Kältemittel während der Lebensdauer und insbesondere bei der Inbetriebsetzung sehr gewichtige Einflussfaktoren auf die umweltrelevante Beurteilung sind. Im Gegensatz zur allgemeinen Ansicht vor einigen Jahren scheint sich dadurch die Notwendigkeit eines Wechsels zu natürlichen Kältemitteln etwas weniger aufzudrängen. Allerdings muss hier festgehalten werden, dass eine Ammoniak-Wärmepumpe, die während des Betriebs Kältemittel verliert, wegen der Geruchsbelästigung sowieso nicht denkbar wäre. Zudem wurde von Frischknecht das Arbeitsmedium Ammoniak bei der Untersuchung der kleineren Wärmepumpen (7 kW_{th}) nicht einbezogen, und somit stehen die genauen umweltrelevanten Vergleichsdaten auf die Anwendung von kleineren Wärmepumpen zurzeit noch aus.

Der Vergleich der thermodynamischen Aspekte bezieht sich auf die im Swiss Retrofit-Projekt gegebene Ausgangslage, Verdampfungstemperatur $-20\text{ [}^\circ\text{C]}$ und Kondensationstemperatur $+65\text{ [}^\circ\text{C]}$. Quellen [L3], [L4].

Tabelle 1: Vergleich von thermodynamischen Daten der Arbeitsmedien NH₃, R134a, R407C und R22.

		NH ₃	R134a	R407C	R22
Verdampfungsdruck ($-20\text{ [}^\circ\text{C]}$)	[bar]	1.90	1.33	2.1÷2.8	2.49
Verdampfungsenthalpie ($-20\text{ [}^\circ\text{C]}$)	[kJ/kg]	1327.5	213.0	230.5	222.0
Kondensationsdruck ($65\text{ [}^\circ\text{C]}$)	[bar]	29.5	18.9	29÷32	26.1
Kondensationsenthalpie ($65\text{ [}^\circ\text{C]}$)	[kJ/kg]	980.7	132.0	114.6	133.0
Isentrope Verdichtungsendtemperatur	[$^\circ\text{C}$]	195	75	94	108
Druckverhältnis	[-]	15.5	14.2	13.8	10.5

Ammoniak besitzt eine sehr hohe latente Wärme und benötigt deshalb für eine gegebene thermische Leistung nur einen kleinen Massenstrom. Dies ist für Grossanlagen sicherlich ein Vorteil, für kleine Anlagen sind aber damit apparative Schwierigkeiten verbunden, da der Komponentenmarkt zum Teil noch beträchtliche Lücken aufweist. Die hohe Verdichtungsendtemperatur beschränkt die einstufige Verdichtung und erfordert spezielle Lösungen. Als Nachteil von Ammoniak ist dessen Giftigkeit und Brennbarkeit zu nennen. Der Umgang mit Ammoniak muss sorgfältig erfolgen. Dem Gefährdungspotenzial auf den Menschen kann entgegengehalten werden, dass der Ammoniak von Personen olfaktorisch sehr leicht nachgewiesen werden kann, da Ammoniak sehr gut riechbar ist. Ammoniak kann also bemerkt werden, bevor eine schädigende Wirkung eintreten kann. Ammoniak kann sehr gut mit Wasser gebunden werden. In einem Liter Wasser bei $20\text{ [}^\circ\text{C]}$ lösen sich 0.517 [kg] Ammoniak. Die Aufnahmefähigkeit kann noch gesteigert werden, wenn der Ammoniak in verdünnter Schwefelsäure gebunden wird. Allerdings ist mit der Absorption des Ammoniaks auch eine erhebliche Lösungswärme verbunden.

Tabelle 2: Sicherheitstechnische Daten von Ammoniak ([L5],[L6]).

	[ppm]	[mg/m ³]
Wahrnehmungsgrenze	5	3.5
MAK-Wert	50	35
Belästigung	250	175
Vergiftungserscheinungen	2500	1750
Tödliche Konzentration	> 5000	3500

	[Vol-%]	[mg/m ³]
Untere Explosionsgrenze	15.4	108'000
Obere Explosionsgrenze	33.6	240'000

Zündtemperatur	630 [°C]
Zündenergie (20 [°C], 1.01 [bar])	14 [mJ]

Die Arbeitsgemeinschaft NEK Umwelttechnik AG (Zürich), Kapag AG (Zumikon), Ecopac AG (Herrliberg) und Hochschule Rapperswil HSR versucht in einem vom BFE unterstützten Projekt, eine Wärmepumpe mit Ammoniak als Arbeitsmedium mit einer Leistung von 17 [kW_{th}] zu bauen und auszumessen. Dadurch soll gezeigt werden, dass die „vermeintlichen“ Schwierigkeiten, die mit dem Kältemittel Ammoniak verbunden sind, beherrschbar sind und dass die aus den stofflichen Eigenschaften begründeten Vorteile auch im kleineren Leistungsbereich umsetzbar sind.

Ammoniak als Arbeitsmedium für Kleinwärmepumpen

Im Schlussbericht ‚Kleinwärmepumpen mit Ammoniak, Phase 1‘ [L7] wurde für Wärmepumpen im Heizleistungsbereich zwischen 6 und 25 [kW_{th}] das Kältemittel Ammoniak mit den Arbeitsmedien Propan, R407C und R22 verglichen. Auf theoretischer Basis wurden folgende Fälle verglichen:

- monovalente Luft/Wasser-Wärmepumpe für den Sanierungsmarkt (Lufttemperatur -5 [°C], Wasservorlauftemperatur 50 [°C], Warmwasserbereitung 55 [°C])
- monovalente Luft/Wasser-Wärmepumpe für den Neubaumarkt (Lufttemperatur -5 [°C], Wasservorlauftemperatur 35 [°C], Warmwasserbereitung 55 [°C])
- Warmwasserbereitung im Sommer (Lufttemperatur 30 [°C], Warmwasserbereitung 55 [°C]).

Zudem wurde überlegt, wie eine Vorrichtung zur Bindung von allenfalls austretendem Ammoniak konzipiert werden könnte. Es wurden Vorschläge zur adsorptiven Bindung von Ammoniak erarbeitet.

Die Resultate dieser Arbeit können wie folgt zusammengefasst werden:

- Ammoniak ermöglicht die besten Leistungszahlen (COP). COP-Werte mit Ammoniak sind im Vergleich zu R407C bis zu 25 [%] besser, im Vergleich zu Propan bis 20 [%] besser und im Vergleich zu R22 bis zu 15 [%] besser.
- R407C erfordert zusätzlich einen inneren Wärmetauscher, mit dem erst der COP einer R407C-Anlage gleich gut wird, wie derjenige der R22-Anlage.
- Mit Ammoniak sind die Druckverhältnisse und die Verdichtungsendtemperaturen am grössten. Mit Propan würden die tiefsten Werte erreicht.
- Es sollen Massnahmen zur Absenkung der Verdichtungsendtemperatur im Falle von Ammoniak getroffen werden. Mit Zwischeneinspritzung von 15 [%] Massenanteil flüssigen Ammoniaks kann bei gleichbleibendem COP die Verdichtungsendtemperatur auf 140 [°C] reduziert werden.
- Als Adsorptionsmittel zur Aufnahme von 2.5 [kg] Ammoniak wurden die Stoffe Nickel-sulfat, Mangansulfat und Kupfersulfat labormässig getestet.

Ausgeführte Kleinwärmepumpe mit Ammoniak

Beim Bau von Wärmepumpen mit kleinerer Leistung sind einige ammoniak-spezifische und verschiedene marktgegebene Einschränkungen zu beachten; man kann sich jedoch an den vielen bisher ausgeführten Kälteanlagen im grösseren Massstab orientieren:

Ammoniak greift Kupfer und Kupferlegierungen an. Deshalb sind als Werkstoffe nur Eisen bzw. Stahl oder auch rostfreier Stahl zu verwenden. Da die Motorenwicklungen ebenfalls aus Kupfer sind, können für kleine Anlagen derzeit nur offene Verdichter eingesetzt werden. Auch viele Komponenten, die in üblichen kältetechnischen Anwendungen eingesetzt werden,

sind für Ammoniak ungeeignet, vor allem weil sie Messing oder Rotgussteile enthalten. Auch beim Einsatz von Kunststoffen, zum Beispiel für Dichtungen, sind Einschränkungen zu beachten. Viele Kunststoffe sind unbeständig gegenüber dem flüssigen Ammoniak. Es gibt auch Kunststoffe, die zwar gegen Ammoniak gasförmig und flüssig beständig sind, allerdings unbeständig sind gegenüber Schmierölen. Als unproblematisch haben sich Stahl oder rostfreier Stahl und Teflon erwiesen. Glas ist ebenfalls beständig gegenüber Ammoniak. In der Literatur wird auch von Versuchen mit Aluminiumlegierungen als Rohrwerkstoffe berichtet [L8]. Nach dem Informationsstand des Autors ist bisher in der Schweiz nur eine Kleinwärmepumpe mit Ammoniak gebaut worden. Die Anlage ist mit einem Hubkolbenverdichter und einer Kapillare als Drosselorgan ausgerüstet.

Im vom BFE unterstützten Projekt ‚Kleinwärmepumpen mit Ammoniak, Phase 2‘ [L9] soll ein Funktionsmuster mit einer thermischen Leistung von 17 [kW] gebaut und ausgemessen werden. Ausgehend von den Ergebnissen der Phase 1 wurde ein ölüberfluteter Flügelzellenverdichter Rotovane R140 von MCC, in der Schweiz vertrieben durch die Firma Eurovane in 8704 Herrliberg, für den Einsatz in der Phase 2 bestimmt.

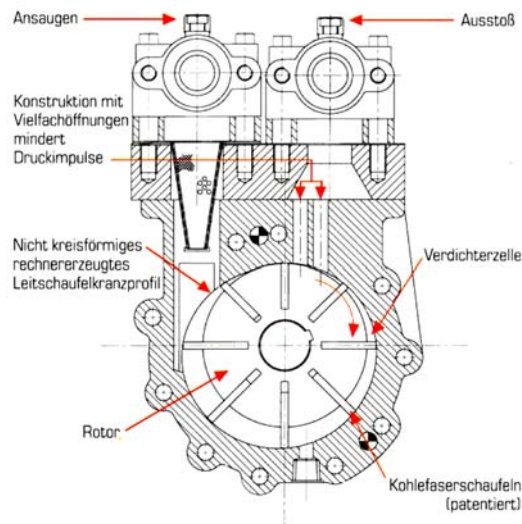


Bild 2:
Flügelzellenverdichter
Rotovane R140.

Der Flügelzellenverdichter Rotovane R140 wurde mit einem drehzahlvariablen Elektromotor ausgerüstet. Er hat bei der Nenndrehzahl von 3000 [rpm] einen Fördervolumenstrom von 25.4 [m³/h]. Zur Schmierung und Dichtung der Flügel wird der Verdichter von Schmieröl durchströmt. Im vorliegenden Projekt wurde das mineralische Öl Clavus G68 von Shell eingesetzt. Der Ölvolumenstrom zur Schmierung und Dichtung der Flügel entspricht dem Prinzip, das auch bei Schraubenverdichtern angewandt wird. Durch das mit dem Gas durch den Verdichter strömende Öl wird die Heissgastemperatur stark reduziert. Die Versuche zeigten, dass eine Verdichtungsendtemperatur erreicht wird, die tiefer ist als die theoretische Endtemperatur einer isentropen Verdichtung. Der Ölstrom wird in der eingesetzten Version durch eine werkseitig eingestellte Drossel aufgezwungen, ist also vom Druckverhältnis und vom Kondensationsdruck abhängig. Das Verhältnis zwischen Ölmassenstrom und Gasmassenstrom nimmt im hier vorliegenden Zustandsbereich nach Herstellerangaben Werte zwischen 2 und 5 an. Dem Vorteil des Kühleffektes durch den Ölstrom steht als Nachteil der hohe Ölstrom entgegen, der mit einem leistungsfähigen Ölabscheider von Kondensator und Verdampfer ferngehalten werden muss. Das nach dem Verdichter ebenfalls auf die Heissgastemperatur erwärmte Öl wird nach dem Ölabscheider in einem Ölkühler wieder auf die empfohlene Ansaugtemperatur abgekühlt. Die benötigte Energie für die Ölerwärmung wird zwar dem Gas entnommen, muss aber ebenfalls durch die Welle des Verdichters von aussen zugeführt wer-

den. Dadurch kann ein höherer Leistungsanteil bei Temperaturen über der Kondensations-temperatur bezogen werden (vorteilhafterweise für die Brauchwassererwärmung), hingegen kann bei diesem Energiefluss keine Leistungsverstärkung erzielt werden. Aus den erwähnten energetischen Zusammenhängen muss der Ölstrom im weiteren Verlauf dieses Projektes nach unten optimiert werden.

Als Kondensator und Verdampfer wurden Plattenwärmetauscher NEK-Compadisc, vertrieben durch die Firma NEK Umwelttechnik AG in 8006 Zürich, eingesetzt. Der Verdampfer wurde in überfluteter Betriebsweise gefahren, der Ammoniakstrom wurde über eine Niveausonde geregelt. Die eingesetzten Plattentauscher können Betriebsdrücke bis 40 [bar] aufnehmen. Damit ist garantiert, dass auch Zustände einer Kompression auf eine Kondensationstemperatur von 65 [°C] gefahren werden können. In einer Zwischenphase des Projektes wurde als Ölkühler ein nickelgelöteter Plattenwärmetauscher von Alfa-Laval eingesetzt, der bis zu einem maximalen Betriebsdruck von 22 [bar] zugelassen ist. Der Einsatz dieser Wärmetauscher bei höheren Drücken muss speziell abgeklärt werden.

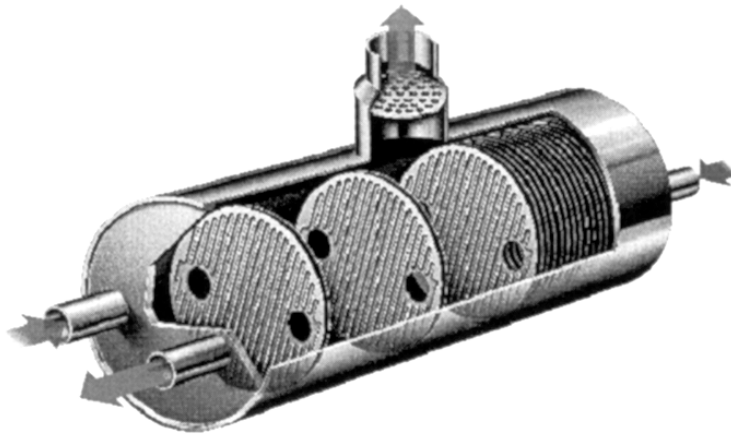


Bild 3:
Plattentauscher
NEK-Compadisc
der Firma NEK
Umwelttechnik AG.

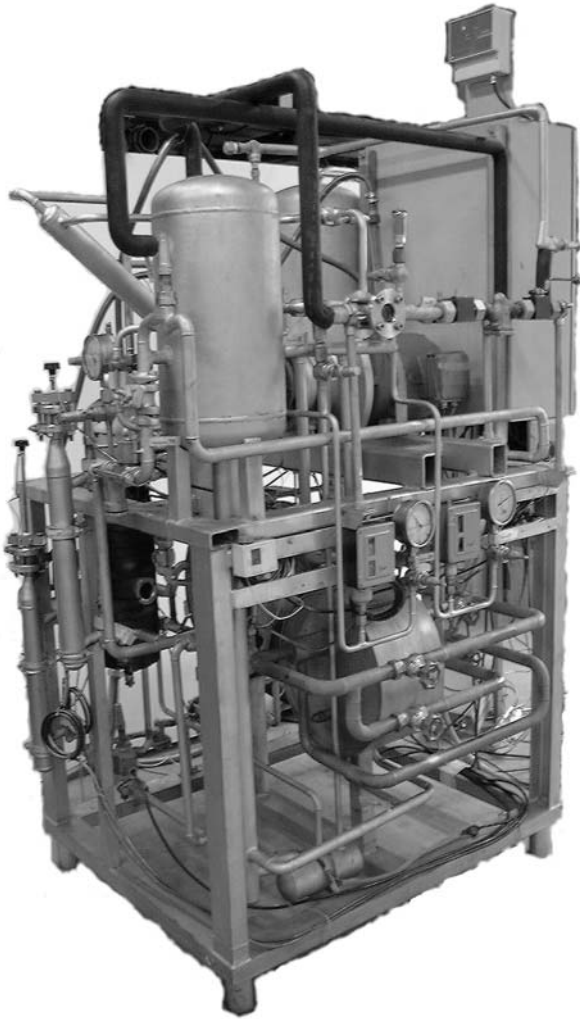


Bild 4:
Prototyp der NH₃-
Anlage.

Die Anlage wurde durch die Firma Doufas AG in 8185 Rüti bei Winkel gebaut und im Prüfstand der Firma Kapag AG in 8126 Zumikon ausgemessen. Zwecks schnellerem Ändern der Kältemittelfüllung ist auf der Anlage zusätzlich ein Ammoniak-Vorlage-Behälter angeordnet. Die Anlage ist mit einer Economizer-Flasche ausgerüstet, und im Ölkreislauf wurde eine Ölrückführung vorgesehen. Die Anlage ist durch diese Zusatzausrüstungen sehr kompliziert geworden. Ursprünglich wurde ebenfalls noch versucht, die in der Anlage auftretenden Ammoniak-Massenströme zu messen.

Die Leistungswerte der Anlage wurden durch Messung folgender Daten ermittelt:

- Zustände (Druck, Temperatur) im Kreislauf von Ammoniak, Öl, Wasser und Glykol
- Glykol-Volumenstrom
- Wärmestrom und Volumenstrom im Wasserkreislauf
- Volumenstrom und Temperaturen der Wasserkühlung des Elektromotors
- Elektrische Leistung des Antriebsmotors inkl. Leistungsbedarf des Frequenzumformers.

Im Betrieb waren grosse Schwierigkeiten mit dem Ölhaushalt zu verzeichnen. Das Öl konnte nur unvollständig abgeschieden werden und hat die Leistungsfähigkeit der Wärmetauscher beeinträchtigt. Die in Bild 5 gegebenen Daten sind deshalb unter der Annahme von Wärmetauschern mit einem PinchPoint von 1 [°C] hochgerechnet worden. Es zeigte sich, dass vor allem bei tiefen Verdampfertemperaturen und hohen Kompressionsverhältnissen leicht besse-

re Werte als bisher erreichbar sind. Das Projekt ist momentan in weiterer Bearbeitung. Es soll ein bezüglich Ölhaushalt und Motorwirkungsgrad verbesserter Prototyp gebaut werden.

NOK

Wärmepumpentest- und Ausbildungszentrum Töss

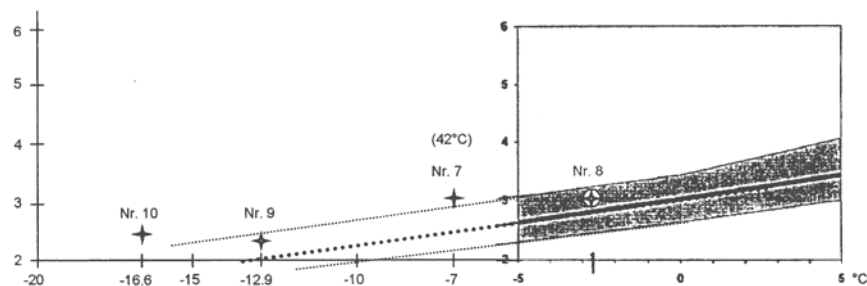


Bild 5:
Leistungsdaten der
Prototyp-Anlage.

Leistungsziffern (COP) in Abhängigkeit der Temperatur der Wärmequelle
der in diesem Bulletin veröffentlichten Wärmepumpen
(Schwarze Linie: Mittelwert, graues Band: Streubereich der Messwerte)

Vorlauftemperatur = 50°C

Sole-Wasser-WP



Als Sicherheitsmassnahme gegen Kältemittelausbreitung wird die in der Projektphase 1 vorgeschlagene Ammoniakfalle im praktischen Einsatz getestet. Die Ammoniakfalle besteht aus einem kostengünstigen Adsorptionsmaterial, das allenfalls schleichend oder bei einer Havarie austretenden Ammoniak adsorbieren kann.

Quellen

- [1] Bitzer: Kältemittel-Report Nr.9, Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH, D-71044 Sindelfingen
- [9] R. Frischknecht: Umweltrelevanz natürlicher Kältemittel, Ökobilanzen von Wärmepumpen und Kälteanlagen, Schlussbericht Bundesamt für Energie BFE UAW, Dezember 1999.
- [3] Reinhold Döring: Thermodynamische Eigenschaften von Ammoniak, 2.Auflage, Verlag C.F.Müller Karlsruhe, 1992.
- [4] VDI-Wärmeatlas, 8. Auflage, Springer Verlag Berlin Heidelberg New York, 1997.
- [5] Statusbericht des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr.5, Sicherheit und Umweltschutz bei Ammoniak-Kälteanlagen, 7.Auflage April 1998, DKV Pfaffenwaldring 10 D-70569 Stuttgart
- [6] Hans Dölz / Dieter Otto: Ammoniak-Verdichter-Kälteanlagen, Verlag C.F.Müller Karlsruhe, 1.Auflage 1992
- [7] T. Boyman, Th. Schmid, A. Flück: Kleinwärmepumpen mit Ammoniak, Phase 1: Vergleich von Ammoniak mit Propan, R407C und R22, Schlussbericht Bundesamt für Energie BFE UAW, März 1998.
- [8] M.Kauffeld, S. Hansen: Kleine Ammoniak-Kälteanlagen, Ki Luft- und Kältetechnik 6 (1998), S.278/S.283.
- [9] Th. Kopp, A. Flück, Th. Schmid, St. Kollbrunner, H. Albrecht: Kleinwärmepumpen mit Ammoniak, Phase 2 Etappe 1: Funktionsmuster, Zwischenbericht Bundesamt für Energie BFE UAW, Oktober 2000.

Daniel Trüssel
Geschäftsführer KWT AG Belp
Hühnerhubelstr. 79
CH-3123 Belp
daniel.truessel@kwt.ch
www.kwt.ch

Technik und Erfahrungen mit der SRHP

Der Aufbau des aus der Ausschreibung als Sieger hervorgegangenen Wärmepumpentyps wird erklärt und erste Messergebnisse werden wiedergegeben. Im weiteren werden Verbesserungspotenziale, welche sich aus den Feldmessungen ergeben haben, aufgezeigt und Lösungsansätze dazu skizziert. Als Ideengeber zeigt die KWT schliesslich, welches die Beweggründe zum Mitmachen sind und wie sich aus der Sicht der KWT die Zukunft der SRHP gestalten sollte.

The KWT prototype was ranked first in the qualifying contest of the Swiss Federal Office of Energy for a retrofit heat pump. The construction of this new retrofit heat pump is explained and first test results from Töss are given. The potential of improvements identified from a field-test in the heating season 00/01 is shown and suggestions for further improvements are outlined. The motives for the participation of KWT in this contest are commented. Finally the future of the Swiss Retrofit Heat Pump is shown from the standpoint of KWT.

Systemaufbau

Beim Systementscheid wurde darauf geachtet, dass folgende wesentliche Punkte bei der Konstruktion der Wärmepumpe berücksichtigt werden:

- es muss aus Gründen eines einfacheren Einbaus in bestehende Häuser eine Split-Lösung sein,
- der Installateur muss die Anlage installieren können,
- sowohl innerhalb als auch ausserhalb des Gebäudes sind nur geringe Schallemissionen zulässig,
- es sind möglichst Standardkomponenten einzusetzen und
- die Lösung muss kostengünstig sein.

Die Firma KWT entschied sich für eine Sole-/Wasser-Konstruktion mit einem Zwischenkreislauf auf der Wärmequellenseite, da gesplittete Systeme mit Direktverdampfung zum Teil erhebliche Nachteile in Bezug auf die Ölverteilung im System aufweisen. Zwar wird im Zwischenkreislauf das eine oder andere Grad am Niveau der Wärmequelle verschenkt. Dies wird jedoch - wie die Töss-Messungen zeigen - durch den einfachen Aufbau der Wärmepumpen und den optimalen Anlauf nach dem Abtauen mehr als wettgemacht.

Das gewählte Wärmepumpensystem setzt sich aus den folgenden Hauptkomponenten zusammen:

- Verdichter mit Zwischendruckanschluss
- Kondensator
- Unterkühler auf Zwischendruckniveau
- Unterkühler für die Brauchwarmwasser-Wärmepumpe
- Plattenverdampfer.

Systemaufbau (Schematisch)

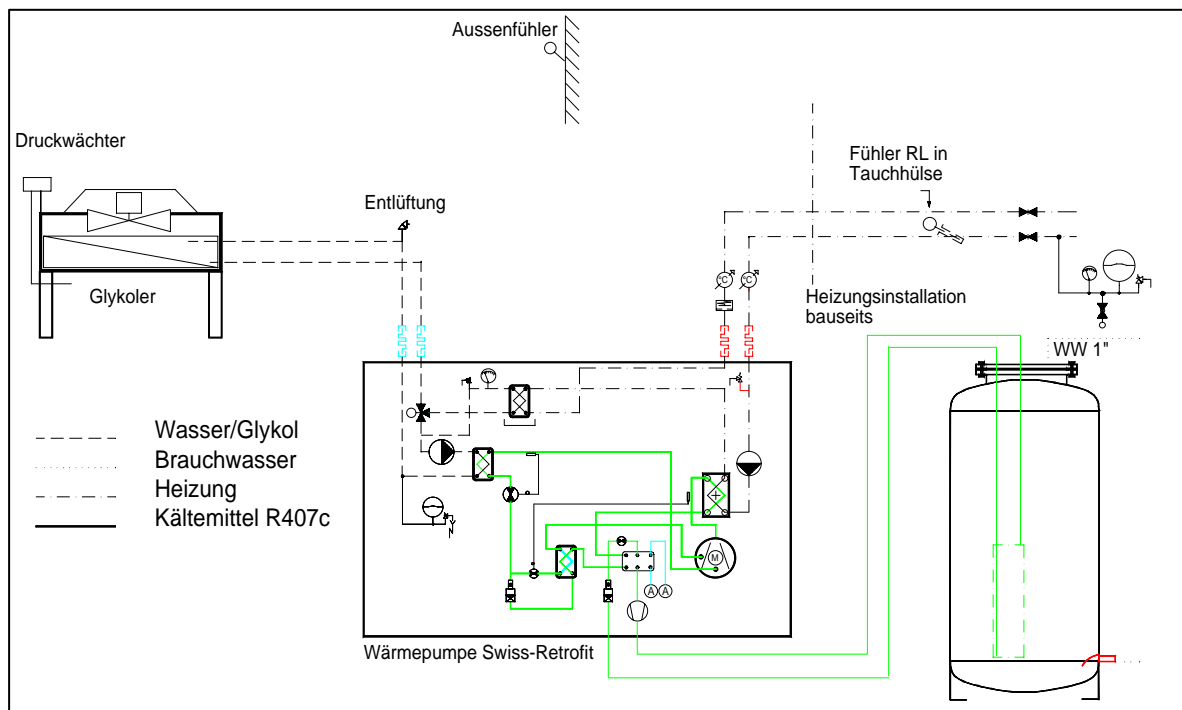


Bild 1: Prinzipschema SRHP mit integrierter Brauchwassererwärmung.

Leistungsdaten

Aufgrund der zwei Leistungs- und COP-Messungen gemäss der Tabelle 1 in Töss, kann trotz des Zwischenkreislaufs eine Verbesserung der Leistungszahl vor allem bei grösseren Temperaturhuben festgestellt werden. Dank der zusätzlichen Nutzung der Unterkühlung werden vor allem zwei wesentliche Verbesserungen des Systems erzielt:

- Vergrösserung des Einsatzgebietes des Kreislaufes durch die Abkühlung der Heissgase
- Leistungssteigerung von bis zu 15% bei grossen Temperaturhuben (A-12 W60°C).

Tabelle 1: In Töss gemessene Leistungsdaten.

Auslegedaten		A2 / W 50°C	A-12 / W 60°C
Heizleistung	W	11'712	8'290
Leistungsaufnahme	W	4'324	5'013
Kälteleistung	W	7'388	3'277
COP		2.71	1.65

Verbesserungspotenzial

Die Feldmessungen wurden ab November an einem älteren Haus mit konventioneller Massivbauweise und Radiatorenheizung durchgeführt. Sie ergaben infolge kurzer Laufzeiten mit entsprechend häufigem Takten infolge eines speicherlosen Einbaus der Wärmepumpe, eines nicht optimalen Luftkühlers und einer Überdimensionierung des Kompressors nicht ganz die erwarteten Leistungszahlen. Folgende wesentliche Verbesserungspotenziale für die Leistungszahl wurden erkannt:

1. Optimierung des Wärmegewinnungskreises inklusive Wärmeträger	10 bis 15%
--	-------------------

Der Anteil der Wärmegewinnungsanlage (Glykolwärmetauscher und Zwischenkreislauf) an der Gesamtleistungsaufnahme der Wärmepumpenanlage beträgt bis zu 20%, was deutlich zu hoch ist. Es besteht ein Optimierungspotenzial beim Luftkühler (optimale Rohrgeometrie des Wärmeaustauschers (und reduzierte Ventilatorleistung) sowie des Wärmeträgerkreises (geringerer Druckverlust und damit geringere Pumpleistung).

Aufgrund der tiefen möglichen Aussentemperaturen musste ein Wärmeträger mit 45% Anteil an Propylenglykol eingefüllt werden, was eine sehr hohe Pumpenleistungsaufnahme zur Folge hat.

2. Verdichter auf R407C optimieren	bis 15%
---	----------------

Der eingesetzte kommerziell erhältliche Verdichter ist für den Einsatz im Tieftemperaturbereich konstruiert (Tief- / Kühlanlagen). Die im Tieftemperaturbereich üblichen Kältemittel R507 oder R404a ergeben für gleiche Kälteleistungen deutlich kleinere Massenströme als das für den Wärmepumpenbetrieb im verlangten Temperaturbereich nötige Kältemittel R407C. Der grössere Massenstrom des R407C führt bei kommerziellen Verdichtern an der Zwischendruckansaugstelle zu einem zu hohen Druckverlust. Deshalb wird der gewünschte Effekt einer höheren Leistungszahl und der Steigerung der Heizleistung bei grossen Temperaturhüben nicht so deutlich wie gewünscht.

Einer der namhaftesten Verdichterhersteller der Welt ist jedoch von der Notwendigkeit eines für R407C (oder Propan) optimierten Verdichters überzeugt und hat eine Null-Serie eines solchen Verdichters für den Herbst 2001 in Aussicht gestellt.

Die bereits erzielten Resultate sowie das grosse Verbesserungspotenzial verdeutlichen die Wichtigkeit und Notwendigkeit der Entwicklung der SRHP.

Persönliche Motivation

Die Entwicklung des vom BFE initiierten Projektes einer effizienten Wärmepumpe für den Sanierungsmarkt hat viele Höhen und Tiefen hinter sich. Unser Bestreben war von Anfang an, eine starke Gruppe zu bilden und den Werkplatz Schweiz zu stärken. Keiner der Wärmepumpenhersteller in der Schweiz ist in der Lage zusätzlich zum heutigen Geschäft eine grosse Stückzahl an Wärmepumpen zu produzieren. Die SRHP erschliesst ein neues, bisher nicht bearbeitetes Marktsegment und konkurrenziert kein bestehendes Produkt auf dem Markt. Die Wärmepumpenverkaufszahlen können nur mit der Erschliessung eines neuen Marktes wesentlich gesteigert werden.

In der Schweiz ist ein erhebliches Know-how im Wärmepumpenbau konzentriert. Dennoch nimmt der Anteil der aus dem Ausland importierten Wärmepumpen laufend zu. Um dieser Tendenz entgegen zu wirken, benötigen wir eine starke Gemeinschaft von Schweizer Herstellern, zusammengeschlossen in einer Produktionsgesellschaft, welche die individuellen Stärken vereint.

Diese Produktions-AG sollte ausserdem genutzt werden, um das Einkaufspotenzial der einzelnen Firma zu bündeln und die eigenen Produkte effizient und wirtschaftlich herzustellen. Für die Firma KWT ist der Zeitpunkt des Endes eines Alleinganges nun erreicht. Wir brauchen starke, motivierte Partner, um das Ziel erreichen zu können. Wir sind vom Erfolg des Projektes überzeugt, sind jedoch keine Seriengerätehersteller und wollen unsere Stärken im Spezialanlagenbau auch nicht aufgeben.

Jedoch werden wir uns in unserem Rahmen und finanziellen Möglichkeiten an der neuen Gesellschaft beteiligen.

Die von uns bereits eingesetzten finanziellen Mittel sind sehr gross, doch hat uns das BFE auch mit namhafter finanzieller Unterstützung immer wieder dazu motiviert, weiter zu machen.

Reto Lang, dipl. Ing. ETH
Gruenberg & Partner AG
Nordstrasse 31
CH-8035 Zürich
rl@gup.ch
www.gruenberg-partner.ch

Swiss Retrofit Heat Pump (SRHP): Partner- und Beteiligungskonzept

Zur Realisierung der Idee Swiss Retrofit Heat Pump wird ein mögliches Partner- und Beteiligungskonzept vorgestellt. Nachdem die Entwicklungsphase der SRHP von der Firma KWT weitgehend allein abgewickelt wurde, ist für den Abschluss der Entwicklung und die anschließende Pilotphase eine Ausweitung der Know-How- und Finanzbasis notwendig. Diese Ausweitung soll innerhalb einer neuen Aktiengesellschaft geschehen, wobei zwei Beteiligungsstrategien möglich sind. Entweder wird das neue Team aus einer grösseren Anzahl gleichberechtigter Partner gebildet, oder eine potente Unternehmung übernimmt als Mehrheitsaktionär die Führung. Die Kosten der nun anstehenden Pilotphase werden auf Fr. 1.0 - 1.6 Mio. geschätzt.

A possible concept for participation and partnership in the new Swiss Retrofit Heat Pump (SRHP) project is to be presented. Following the development of the SRHP carried out by KWT AG it is now necessary to extend the know-how and financial resources of the project. This will enable the product development and ongoing pilot phase to reach completion. It is intended that the project development be undertaken by a joint share company where two possibilities for ownership are available. The first possibility would allow a larger number of share holders of equal standing to take part. The second possibility would enable a contractor of suitable potential to lead the project and have a major share holding. The costs for the ongoing pilot phase are estimated at Fr. 1.0 - 1.6 million.

Einleitung / Vorgeschichte

Das Projekt Swiss Retrofit Heat Pump (SRHP) wurde vom Bundesamt für Energie (BFE) im Frühling 1997 mit der Ausschreibung der Entwicklungsarbeiten für eine Wärmepumpe für den Erneuerungsmarkt lanciert.

Ein breit abgestütztes Konsortium aus Wärmepumpenherstellern und weiteren Firmen und Schulen (EPFL, ETHZ, Technikum Luzern) arbeitete 1998 als Arbeitsgemeinschaft SRHP im Auftrage des BFE einen Forschungsantrag zur Entwicklung der SRHP aus. Die beantragten Mittel zur Unterstützung durch den Bund betragen rund 2 Mio. Die Firma Gruenberg & Partner AG betreute in dieser ARGE die Projektkoordination und Fragen der Marktbedürfnisse. Wir entwickelten dabei auch ein Konzept, wie sich interessierte Firmen auch zu einem späteren Zeitpunkt am Projekt SRHP beteiligen können. Das beantragte Forschungsprojekt SRHP wurde infolge teaminterner Schwierigkeiten abgebrochen.

Die Realisierung der Idee einer SRHP wurde in einer zweiten Ausschreibung auf einem anderen Weg trotzdem weiterverfolgt. Auch die Firma KWT entwickelte, ausgehend von einer bestehenden Standard-Wärmepumpe, ein Labormodell der SRHP. Dieses Labormodell wurde im Auftrag des BFE ausführlich getestet. Es kam den Anforderungen des Pflichtenhefts des BFE an eine SRHP am nächsten.

Im folgenden werde ich Ihnen ein mögliches Partner- und Beteiligungskonzept zur Realisierung der Idee einer SRHP aufzeigen.

Vorgehenskonzept

Organisationsstruktur

Das Endziel der Projektentwicklung, Herstellung und Vertrieb eines Spitzenproduktes in grossen Stückzahlen verlangt von Anfang an ein vernetztes Vorgehen, das allen Aspekten dieser Zielsetzung gerecht wird.

Für die Entwicklung der SRHP kann von folgenden vier Strukturelementen ausgegangen werden, gleichberechtigt und im stetigen Informationsaustausch: Markt, Produkt, Herstellung und Organisation.

- Der Markt gibt die primären Vorgaben für das Produkt und später für viele Organisationselemente.
- Produkt und Herstellung sind bereits in der Entwicklungsphase eng zu koordinieren.
- Mit dem Produkt muss sich auch die Organisation entwickeln, damit zum erforderlichen Zeitpunkt auch die Strukturen für Herstellung und Vertrieb und deren Finanzierung sichergestellt sind.
- Alle Projektbereiche arbeiten eng zusammen und werden durch ein Projektmanagement gesteuert und koordiniert.

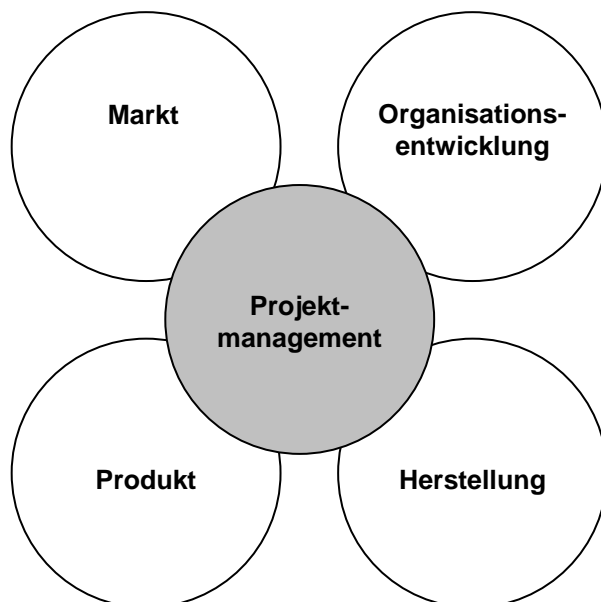


Bild 1: Die organisatorischen Strukturelemente zur Umsetzung der SRHP.

Projekttablauf SRHP

Nach dem Abbruch der vom BFE initiierten Idee einer gemeinsamen Entwicklung der SRHP mit finanzieller Unterstützung des BFE, hat die Firma KWT wie bereits erläutert, die Entwicklung eines Labormodells der SRHP selber durchgeführt und mit den vorgestellten Feldtests im Auftrag des BFE abgeschlossen.

Mit der Auswertung dieser Testresultate und einer anschliessenden Optimierungsphase soll bis im Herbst dieses Jahres die Entwicklungsphase (Phase 1) abgeschlossen werden.

In der anschliessenden Pilotphase (Phase 2) sollen eine 0-Serie der SRHP gebaut und über den Winter 01/02 in Feldversuchen ausgetestet werden, so dass ab Sommer 02 in der Phase 3 die Produktion und der Vertrieb des Standardproduktes einer SRHP aufgenommen werden kann.

Phase	Leistungsbeschreibung
1. Phase: Entwicklung der SRHP Ziel: Machbarkeit der SRHP bestätigen Konstruktionsvorschlag für Serienausführung liegt vor Organisation Kernteam SRHP steht	
1.1 Labormodell / Test	Konstruktion eines Labormodells der SRHP gemäss Anforderungen des BFE Testversuche an Labormodell durchgeführt
1.2 Auswertung / Optimierung	Auswertung der Testresultate am Labormodell Optimierung der Konstruktion SRHP
1.3 Organisation Kernteam	Organisatorischer Aufbau Kernteam Gründung der Gesellschaft (AG) mit Einsetzen der erforderlichen Organe
2. Phase: Pilotphase SRHP Ziel: serienmässige Herstellung SRHP ist möglich Funktionstüchtigkeit in Feldversuchen bestätigt wirtschaftliche Vorgaben sind eingehalten	
2.1 Pilotphase	Bau von 5 bis 10 SRHP durch drei verschiedene WP-Hersteller des Kernteams (Total 15 bis 30 WP) Verkauf und Installation dieser SRHP in 15 bis 30 Sanierungsobjekten (Unterstützung durch öffentl. Hand abklären). Detailliertes Testprogramm der installierten SRHP im Feld über eine Heizperiode Auswertung der Testresultate zur weiteren Optimierung und als Grundlage zur Serienproduktion
3. Phase: (Produktion / Vertrieb) Ziel: Produktion und Vertrieb einiger Tausend SRHP pro Jahr	
3.1 Produktion / Vertrieb	Serienproduktion der SRHP, Verkauf und Installation in der Schweiz und im Ausland.

Tabelle 1: Der phasenweise Projekttablauf mit Leistungsbeschreibung.

Beteiligungskonzept

Voraussetzungen

Voraussetzung für den Erfolg einer sukzessiven Beteiligung am Projekt SRHP ist:

gegenseitiges Vertrauen aller beteiligter Partner

- grosse Transparenz
- offenlegen der Interessenlage
- klare Kostentransparenz
- klare Regelung der Mitsprachemöglichkeit
- faire finanzielle Behandlung des bestehenden Teams
- faire finanzielle Behandlung von neuen Teammitgliedern.

Die Idee einer SRHP, getragen von der Wärmepumpenbranche der Schweiz, kann nur Erfolg haben, wenn die schmale Entwicklungsbasis der Firma KWT für den Abschluss der Entwicklungsphase und den Beginn der Pilotphase jetzt stark erweitert wird.

Beteiligungsstrategie

Es sind im Prinzip zwei unterschiedliche Beteiligungsstrategien möglich, wobei selbstverständlich auch Zwischenvarianten denkbar sind.

Die **Strategie "breit abgestütztes Aktionariat"** zielt auf eine grössere Zahl von beteiligten Firmen ab, die in etwa gleichberechtigt ihr unterschiedliches Know-how in die neue Firma einbringen. Voraussetzung ist aber eine gemeinsame Zielsetzung zur Umsetzung der Idee SRHP:

Ein Kernteam, bestehend aus der Firma KWT und zwei bis drei weiteren Firmen aus dem Bereich Herstellung und Vertrieb, Produkteentwicklung und Markt, führt im Rahmen einer noch zu gründenden Firma (AG oder GmbH) die Entwicklungsarbeiten zu Ende und wickelt ebenfalls die Pilotphase ab. Vor der eigentlichen Produktions- und Vertriebsphase ist eine weitere Ausweitung der Kapitalbasis notwendig, aber auch erwünscht.

Bei der **Strategie "Mehrheitsaktionär"** übernimmt eine potente Unternehmung die Mehrheit an der neuen Firma, und damit die Führung des kleinen Kernteams mit Beteiligung von KWT und einigen wenigen Firmen, und bringt das Produkt SRHP zur Marktreife.

Für beide Strategien ist in etwa mit den folgenden Kosten zu rechnen, wobei in der nächsten Phase noch mit finanzieller Unterstützung des Bundes gerechnet werden kann.

Phase	Termin	Beteiligte	Gesamtkosten (kFr.)	Finanzierung (kFr.)	
				eigene	Dritte
1. Phase					
1.1 Labormodell/ Test	IQ01	KWT	600	400	200 ⁽¹⁾
Total KWT			600	400	200⁽¹⁾
1.2 Auswertung / Optimierung	IIQ01 bis IIIQ01	Kernteam SRHP	200	150	50 ⁽²⁾
1.3 Organisation Kernteam					
2. Phase					
2.1 Pilotphase	IVQ01 bis IIQ02	Kernteam SRHP	800 bis 1`400	650 bis 1`200	150 ⁽²⁾ bis 200
Total Kernteam			1`000 bis 1`600	800 bis 1`350	200⁽²⁾ bis 250
3. Phase					
3.1 Produktion / Vertrieb	ab IIIQ02	erweitertes Kernteam SRHP	?	?	? ⁽³⁾

⁽¹⁾ durch das BFE bereits erfolgt

⁽²⁾ erhoffter Beitrag des Bundes (BFE, KTI)

⁽³⁾ evtl. mit Venture Kapital

Tabelle 2: Die Gesamtkosten der einzelnen Phasen und deren Finanzierung.

Vorschlag eines Beteiligungskonzeptes

Unter der Voraussetzung, dass das Kernteam sich in der Form einer Aktiengesellschaft (AG) mit einem Aktienkapital von Fr. 300'000.- organisiert, ergeben sich folgende Beteiligungsverhältnisse:

A) Gründung der AG mit dem Kernteam Aktienkapital Fr. 300'000.--

A1) Strategie "breit abgestütztes Aktionariat"

Beteiligte:

- WP-Hersteller, z.B. 3 Firmen à 15% = 45%
- Energielieferanten, z.B. 2 Firmen à 10% = 20%
- Grosshandel, z.B. 2 Firmen à 10% = 20%
- Diverse, z.B. 3 Firmen à 5% = 15%
- Total = 100%

Abgeltung der Vorleistungen KWT:

Vorleistung KWT auf 25% abschreiben, dafür später Lizenzgebühr auf verkaufte Wärmepumpe (Patent KWT) für KWT. Prototyp der SRHP wird von der neuen AG zu Fr. 100'000.- übernommen.

Entwicklungsaufwand und Know-how KWT ca. Fr. 1'500'000.--, d.h. Lizenzgebühr von Fr. 30.-- auf die ersten 50'000 WP, nachher geht Patent der SRHP an AG über.

Beispiel Aufwand:

Für WP-Hersteller (15%-Beteiligung)

- Aktienzeichnung Fr. 45'000.--
- Mitwirkungspflicht für Phase 1.2/1.3/2 im Umfang von Fr. 120'000.-- bis 200'000.-- in Cash, Arbeitszeit oder Hardware, eine aktive Mitwirkung wird vorausgesetzt.

Für Energielieferanten (10%-Beteiligung)

- Aktienzeichnung Fr. 30'000.--
- Mitwirkungspflicht für Phase 1.2/1.3/2 im Umfang von Fr. 80'000.-- bis 135'000.-- in Cash, Arbeitszeit oder Hardware.

Für Diverse (5%-Beteiligung)

- Aktienzeichnung Fr. 15'000.-
- Mitwirkungspflicht für Phase 1.2/1.3/2 im Umfang von Fr. 40'000.-- bis 65'000.-- in Cash, Arbeitszeit oder Hardware.

A2) Strategie "Mehrheitsaktionär"

Beteiligte:

- | | |
|--|-------|
| - grössere industrielle Unternehmung | = 60% |
| - WP-Hersteller, z.B. 2 Firmen à 10% | = 20% |
| - Energielieferant, z.B. 1 Firma à 10% | = 10% |
| - Diverse, z.B. 2 Firmen à 5% | = 10% |
| Total | 100% |

Abgeltung der Vorleistung an KWT wie bei A1)

Beispiel Aufwand:

Für grössere industrielle Unternehmung (60%-Beteiligung)

- Aktienzeichnung Fr. 180'000.--
- Mitwirkungspflicht für Phase 1.2/1.3/2 im Umfang von Fr. 500'000.-- bis 800'000.-- in Cash, Arbeitszeit oder Hardware.

Für restliche Beteiligte wie bei A1)

B) Einkauf durch spätere Beteiligung an AG zur Erweiterung des Kernteams

- Laufende Bestimmung des inneren Wertes der AG, bestehend aus dem Aktienkapital und den zugeführten Finanzierungsbeiträgen und erarbeiteten Mehrwerten (bewertet zu 100% oder weniger);
- Späterer Einkauf einer Firma durch Erhöhung Aktienkapital. Aktienpreis entspricht dem Verhältnis innerer Wert und Aktienkapital vor Einkauf.
Beispiel: Erhöhung AK von Fr. 300'000.-- auf 450'000.-- nach Abschluss der Phase 2 (Pilotphase)

	Aktienkapital	Wertzuwachs		"innerer Wert"		Wert einer Aktie (1'000.--)	
		A zu 100%	B zu 50%	A	B	A	B
vor Einkauf	300'000.--	1'600'000.--	800'000.--	1'900'000.--	1'100'000.--	6'333.--	3'666.--
Einkauf	nominal 150'000.--	1'600'000.--	800'000.--	zu bezahlen 950'000.--	zu bezahlen 550'000.--		
nach Einkauf	450'000.--			2'850'000.--	1'650'000.--	6'333.--	3'666.--

Tabelle 3: Rechenbeispiel für eine spätere Beteiligung an der AG mit Einkauf.

Die nächsten Schritte

- A) Präsentation der Resultate Test Labormodell SRHP und Vorgehensvorschlag
März 2001/ Mai 2001
- B) Anmeldung für Mitwirkung in Kernteam SRHP an G&P (Reto Lang oder Erich Schadegg Tel. 01/360 16 16)
30. Mai 2001
- C) Start-up Kernteam SRHP
 - Erstellen Businessplan
 - Gründung AG
 - Abschliessen Partnervertrag
 - Programm erstellen für Phase 1.2 Auswertung/Optimierung
Programme für Phase 2 Pilotphase
 - Finanzierungsgesuche an Dritte (BFE, KTI)*Juni 2001*
- D) Abschliessen Phase 1 (Entwicklung)
Juni - September 2001
- E) Durchführen Phase 2 (Pilotphase)
Oktober 2001 bis Juni 2002

