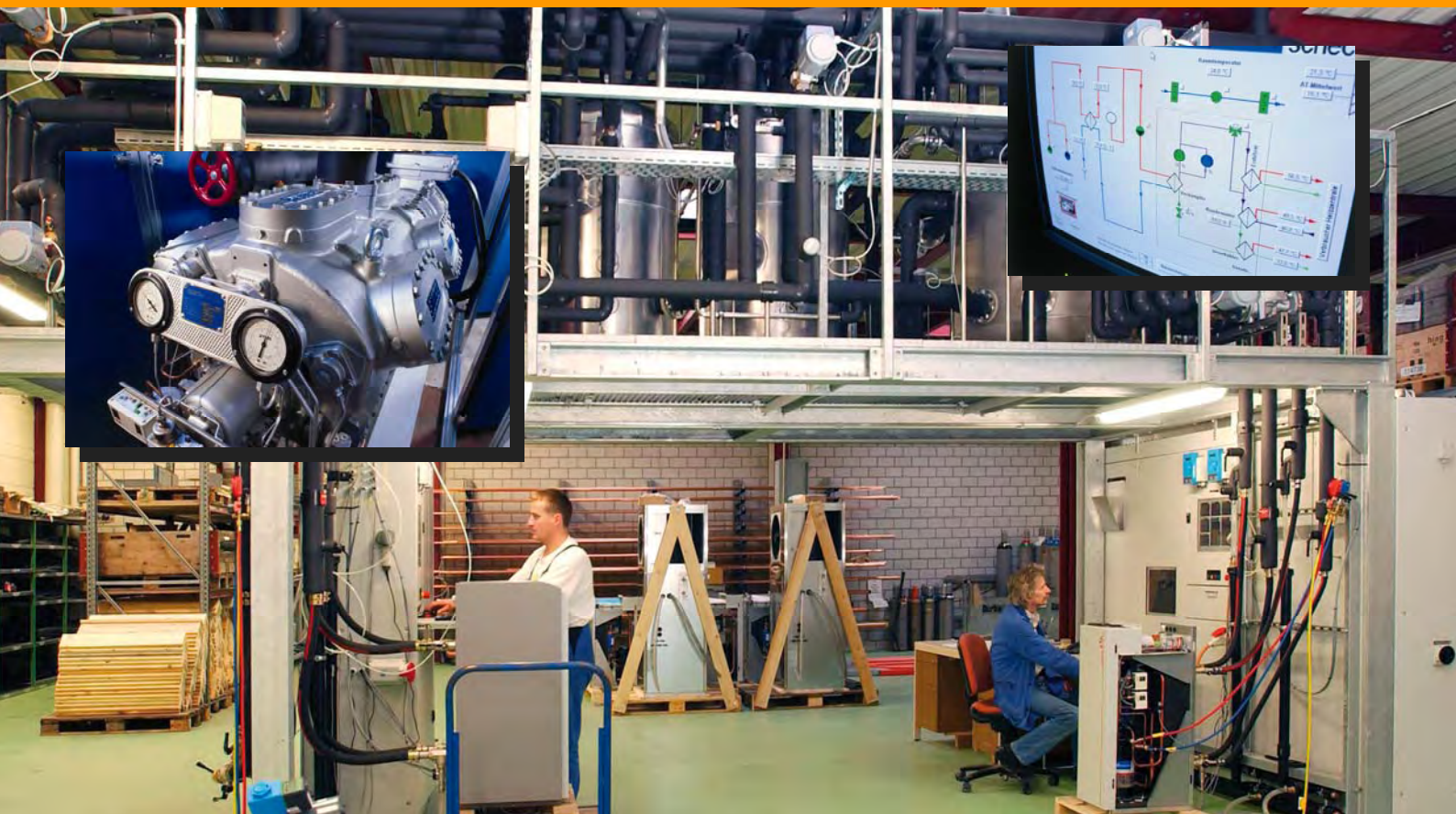


News aus der Wärmepumpen-Forschung

Heizen und Kühlen mit Wärmepumpen –
Kombination Wärmepumpe und Solar

Mittwoch, 24. Juni 2009 HTI Burgdorf



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



Schweizerische Eidgenosse
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Bundesamt für Energie BFE

News aus der Wärmepumpen-Forschung

Heizen und Kühlen mit Wärmepumpen –
Kombination Wärmepumpe und Solar

Tagungsband zur
15. Tagung des Forschungsprogramms
Wärmepumpen, Wärme-Kraft-Kopplung, Kälte

24. Juni 2009
Berner Fachhochschule
HTI Burgdorf

Herausgeber
Bundesamt für Energie (BFE)



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Bundesamt für Energie BFE

Impressum

Datum: Juni 2009

Bundesamt für Energie, Forschungsprogramm Wärmepumpen, WKK, Kälte
Mühlestrasse 4, CH-3063 Ittigen
Postadresse: CH-3003 Bern

www.bfe.admin.ch

Bezugsort der Publikation: www.bfe.admin.ch/forschung/waermepumpe

Vorwort

News aus der Wärmepumpen-Forschung

Unter dem Schwerpunkt «Heizen und Kühlen mit Wärmepumpen» tragen wir an der diesjährigen Tagung der zunehmenden Bedeutung von Wärmepumpen, die im Kühlmodus betrieben werden, Rechnung. Statusberichte beleuchten den Stand der magnetischen Wärmepumpe sowie einer Propan-Wärmepumpe und zwei Referate gehen auf die nicht ganz problemlose, aber umso interessantere Kombination von Wärmepumpen mit Solarthermie ein. Weitere Stichworte sind CO₂-Erdwärmesonde, Warmwasser-Erwärmung, Wärmepumpentest und Erfahrungen mit einem neuartigen Regelungskonzept.

Der Bereich Wärmepumpen, Wärme-Kraft-Kopplung, Kälte des BFE wurde im vergangenen Jahr neu organisiert. Dabei wurde für die Forschung und die Marktaktivitäten jeweils ein separater Bereich geschaffen, die seit dem Jahreswechsel nun auch personell vollständig besetzt sind. Die neuen Verantwortlichen freuen sich, ihre Person, ihre Tätigkeit und ihre kurz- und mittelfristigen Pläne an der diesjährigen Tagung vorzustellen.

Die Präsentation von Forschungs- und Entwicklungsvorhaben wird aber nicht nur für Forschende von Interesse sein, sondern wir möchten auch Hersteller, Planer und Installateure ansprechen. Sie erhalten wertvolle Impulse für ihre jeweiligen Anwendungsgebiete, andererseits freuen wir uns, wenn Sie in den Diskussionen auch ihre Meinung und ihre Erfahrungen einbringen.

Prof. Dr. Thomas Kopp

Programmleiter Forschung + Entwicklung

Andreas Eckmanns

Bereichsleiter Forschung

Dr. Richard Phillips

Bereichsleiter Markt

Avant-propos

Nouvelles de la recherche en pompes à chaleur

Sous la dénomination « chauffer et refroidir avec des pompes à chaleur » cette année nous mettons donc l'accent également sur l'importance croissante de l'utilisation de la pompe à chaleur en mode de refroidissement. L'état d'avancement des travaux sur les pompes à chaleur magnétique et à propane, ainsi que deux exposés sur la thématique très intéressante, mais pas sans problème, du couplage des pompes à chaleur avec le solaire thermique vous seront présentés. D'autres thèmes tels que sondes géothermiques à CO₂, eau chaude – chauffage, tests de pompes à chaleur et expériences pratiques avec le nouveau concept de régulation seront également abordés.

Le domaine pompe à chaleur, couplage chaleur force et froid de l'OFEN a été nouvellement réorganisé l'année passée. En effet, les activités de recherche et de marché ont été scindées en deux domaines séparés, qui sont pleinement fonctionnels depuis le début de l'année. Les nouvelles personnes responsables se réjouissent, dans le cadre de cette journée annuelle, de pouvoir se présenter et de vous décrire leurs activités, ainsi que leur plans à moyen et long terme.

La présentation des projets de recherche et développement n'est seulement pour les chercheurs, mais nous souhaitons qu'elle réponde aussi aux besoins et aux attentes des fabricants, des planificateurs et des installateurs. Vous obtiendrez ainsi des précieuses impulsions dans vos domaines d'applications respectifs. De plus vous aurez l'occasion de participer aux discussions en y apportant vos expériences et vos opinions.

Prof. Dr. Thomas Kopp

Responsable de programme de recherche et développement

Andreas Eckmanns

Responsable recherche

Dr. Richard Phillips

Responsable marché

Tagungs-Moderation

Thomas Kopp

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

Referenten

Andreas Eckmanns

dipl. el. Ing. FH
Leiter Forschungsbereich Wärmepumpen, Wärme-Kraft-
Kopplung, Kälte
Bundesamt für Energie
CH-3003 Bern
andreas.eckmanns@bfe.admin.ch

Richard Phillips

Dr. Ing. dipl. EPF, EMBA
Responsable marché pompe à chaleur, CCF, froid
Office fédéral de l'énergie (OFEN)
CH-3003 Berne
richard.phillips@bfe.admin.ch

Carsten Wemhöner

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

Ralf Dott

dipl. Ing.
Wissenschaftlicher Mitarbeiter
Fachhochschule Nordwestschweiz, Hochschule für Architektur,
Bau und Geomatik
Institut Energie am Bau
St. Jakobs-Strasse 84
CH-4132 Muttenz
ralf.dott@fhnw.ch

Peter Egolf

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

Markus Friedl

Dr. sc. techn. ETH
Partner awtec AG
Leutschenbachstrasse 48
CH-8050 Zürich
markus.friedl@awtec.ch

Andrea Grüniger

Dr. dipl. Ing. ETH
Hochschule Luzern - Technik & Architektur
Technikumstrasse 21
CH-6048 Horw
andrea.grueniger@hslu.ch

Hans Rudolf Gabathuler

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

Michael Uhlmann

dipl. Ing. FH
Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs, NTB
Institut für Energiesysteme
Werdenbergstrasse 4
CH-9471 Buchs
michael.uhlmann@ntb.ch

Peter Hubacher

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

Jacques Bony

Ing. HES
HEIG-VD (LESBAT)
Avenue des Sports 20
CH-1401 Yverdon-les-Bains
jacques.bony@heig-vd.ch

Jörg Marti

M.Sc. ET
Vela Solaris AG
Stadthausstrasse 125
CH-8400 Winterthur
joerg.marti@velasolaris.com

Inhaltsverzeichnis

Neues aus dem BFE-Forschungsbereich Wärmepumpen, WKK, Kälte	9
Andreas Eckmanns	
Positionnement actuel et futur de la pac dans la stratégie énergétique	14
Richard Phillips	
Internationale Zusammenarbeit im IEA-HPP Annex 32 – Economical heating and cooling systems for low energy houses	29
Carsten Wemhöner	
SEK - Standardschaltungen zum effizienten Kühlen mit Wärmepumpen	44
Ralf Dott	
Magnetische Wärmepumpe – Stand der Entwicklung	59
Peter Egolf	
Exergieanalyse der Propan-Wärmepumpe im Schulhaus Limmat in Zürich	75
Markus Friedl	
CO₂-Erdwärmesonde	89
Andrea Grüniger	
Warmwasserbereitung mit Wärmepumpe und sekundärseitiger Laderegelung	102
Hans Rudolf Gabathuler	
Dynamischer Wärmepumpen-Test	117
Michael Uhlmann	
Erfahrungen aus einem Feldtest -Wärmepumpe mit witterungsgeführtem Laderegler	130
Peter Hubacher	
SOL-PAC -Performance du couplage d'une pompe à chaleur avec solaire thermique	143
Jacques Bony	
Simulation von Wärmepumpensystemen in Polysun 4	157
Jörg Marti	
Abkürzungsverzeichnis	167
Nützliche Adressen	168

News aus der Wärmepumpen-Forschung	15. Tagung des BFE-Forschungsprogramms «Wärmepumpen, Wärme-Kraft-Kopplung, Kälte» 24. Juni 2009, HTI Burgdorf	Seite 8
------------------------------------	---	----------------

Andreas Eckmanns
dipl. el. Ing. FH
Leiter Forschungsbereich Wärmepumpen, Wärme-Kraft-Kopplung, Kälte
Bundesamt für Energie
CH-3003 Bern
andreas.eckmanns@bfe.admin.ch
www.bfe.admin.ch

Neues aus dem BFE-Forschungsbereich «Wärmepumpen, WKK, Kälte»

Zusammenfassung

Mit der Reorganisation der Energieforschung im BFE hat sich der Bereich „Wärmepumpen, WKK, Kälte“ neu positioniert. Unter neuer Führung findet eine verstärkte Koordination des Forschungsbereichs „Wärmepumpen, WKK, Kälte“ mit den artverwandten Forschungsbereichen „Energie in Gebäuden“ und „Solarwärme, Wärmespeicherung“ statt. Die folgenden 6 Schwerpunkte stehen dabei im Vordergrund:

- *Verbesserung von Komponenten und der thermodynamischen Kreisprozesse bei Wärmepumpen und Kälteanlagen*
- *Effizienzverbesserung bei WKK-Anlagen und Reduktion der Schadstoffemissionen*
- *Ganzheitliche Systemoptimierung von Wärmepumpen – WKK – Kälte – Speicherung*
- *Hocheffiziente Systeme für die Warmwasseraufbereitung*
- *Miniatürisierung und neue Wege für den Einbau von Heiz- und Kühlsystemen mit Wärmepumpen (plug and play)*
- *Neuartige Kältemittel*

Die Forschungsaktivitäten des BFE sind eingebettet in einen gut funktionierenden Technologie- und Wissenstransfer von der Forschung bis zum Markt und der Industrie. Die internationale Einbettung ermöglicht Schweizer Forschern, ihre wissenschaftliche Qualität laufend auszubauen und die Forschungsergebnisse einem breiten Publikum zugänglich zu machen.

Résumé

Avec la réorganisation du département de la recherche énergétique au sein de l'OFEN, le domaine "pompes à chaleur, cogénération, froid" s'est repositionné. Sous la nouvelle direction, un renforcement de la coordination a lieu entre les domaines de recherche "pompes à chaleur, cogénération, froid" et d'autres domaines de recherche voisins "énergétique du bâtiment" et "énergie solaire thermique, stockage de chaleur". Les 6 priorités suivantes sont au premier plan:

- *amélioration de composants et des processus cycliques thermodynamiques dans les pompes à chaleur et les installations frigorifiques*
- *amélioration de l'efficacité des installations CCF et la réduction des émissions de polluants*
- *optimisation globale des systèmes pompes à chaleur - CCF - froid – stockage*
- *systèmes d'eau chaude sanitaire à haute efficacité*
- *miniaturisation et de nouvelles voies pour l'installation de systèmes de chauffage et de refroidissement avec des pompes à chaleur (plug and play)*
- *nouveaux fluides frigorigènes*

Les activités de recherche de l'OFEN sont incluses dans un processus efficace de transfert de technologies et de connaissances de la recherche au marché et à l'industrie. L'intégration au niveau internationale permet aux chercheurs suisses de compléter de façon continue leur qualité scientifique et de permettre un accès à un large public des résultats de recherche.

Organisation der Energieforschung im BFE

Seit der letzten nationalen Wärmepumpentagung vom 13. Juni 2007 in Burgdorf hat sich einiges getan im Bundesamt für Energie (BFE). Einerseits wurde die Forschung per 1.1.2008 in einer eigenen Sektion „Energieforschung“ innerhalb des BFE neu positioniert, andererseits zog dies auch personelle Veränderungen nach sich. Nachdem der langjährige Mitarbeiter Fabrice Rognon das BFE in Richtung Privatwirtschaft verliess, leitet neu Richard Phillips den Marktbereich „Wärmepumpen, WKK, Kälte“. Der Autor dieses Beitrags, Andreas Eckmanns, leitet den entsprechenden Forschungsbereich „Wärmepumpen, WKK, Kälte“ sowie die Forschungsbereiche „Energie in Gebäuden“ und „Solarwärme, Wärmespeicherung“.

Insgesamt unterhält das BFE über 20 Forschungsprogramme (Details siehe www.energieforschung.ch). Die strategischen Leitlinien zu den einzelnen Programmen werden von der vom Bundesrat eingesetzten Eidgenössischen Forschungskommission CORE in ihrem Vierjahreskonzept festgelegt [1].

Das Forschungsprogramm „Wärmepumpen, WKK, Kälte“

Nebst diesen organisatorischen Veränderungen hat das Forschungsprogramm „Wärmepumpen, WKK, Kälte“ neue Schwerpunkte für die laufende Vierjahresperiode 2008–2011 formuliert [2], die den Vorgaben der CORE entsprechen. Grundsätzlich geht es um die Steigerung der Effizienz, um verstärkte Systemintegration sowie um weitergehende Standardisierung zur Senkung der Kosten. Gefragt sind aber nicht nur Lösungen für Neubausituationen, sondern insbesondere auch Lösungen für bestehende oder sanierte Gebäude. Die folgenden 6 Schwerpunkte stehen dabei im Vordergrund:

- Verbesserung von Komponenten und der thermodynamischen Kreisprozesse bei Wärmepumpen und Kälteanlagen
- Effizienzverbesserung bei WKK-Anlagen und Reduktion der Schadstoffemissionen
- Ganzheitliche Systemoptimierung von Wärmepumpen – WKK – Kälte – Speicherung
- Hocheffiziente Systeme für die Warmwasseraufbereitung
- Miniaturisierung und neue Wege für den Einbau von Heiz- und Kühlsystemen mit Wärmepumpen (plug and play)
- Neuartige Kältemittel

Zu diesen Schwerpunkten nimmt die Programmleitung laufend Projekteingaben entgegen. Zurzeit sind keine Ausschreibungen geplant. Genauere Angaben sind auf der Programmhauptseite www.bfe.admin.ch/forschung/waermepumpe zu finden.

Von der Forschung zum Markt

Die Forschungsprogramme des BFE fokussieren sich generell auf angewandte Forschung. Führt man sich die gesamte Innovationskette vor Augen, ist es wichtig, dass die Schnittstellen zur Grundlagenforschung einerseits und zum Markt andererseits aktiv gepflegt werden (Bild 1).

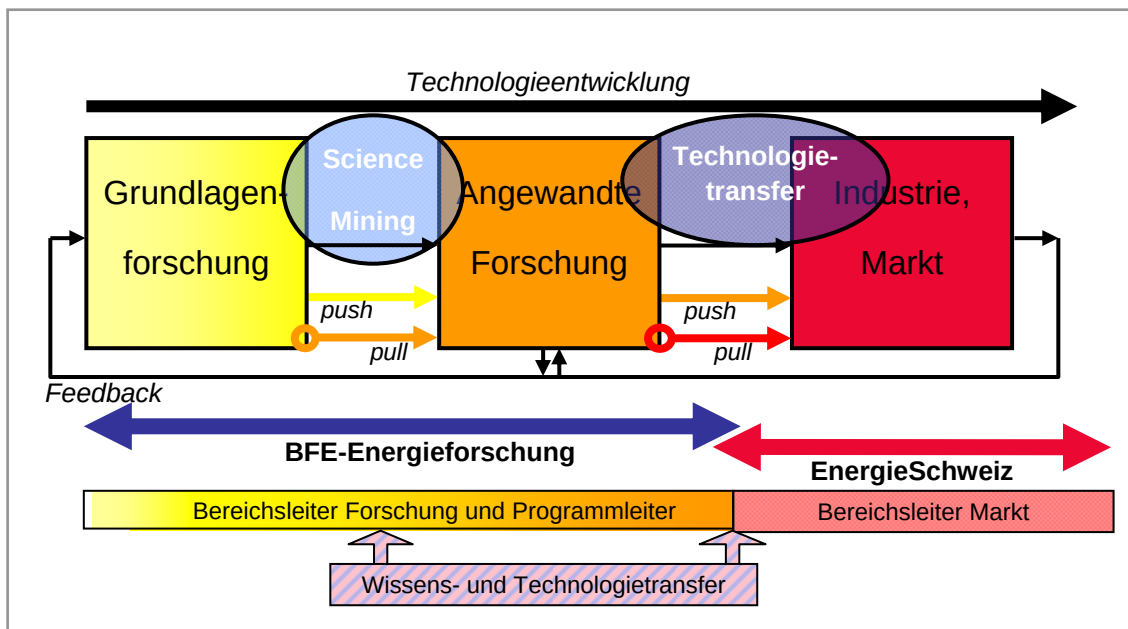


Bild 1: Innovationskette Forschung - Markt

Die Grundlage für die Technologieentwicklung ist ein gut funktionierender Informationsfluss von der Grundlagenforschung über die angewandte Forschung bis hin zum Markt und der Industrie. Dies wird einerseits durch die BFE-internen Bereichs- und Programmleiter, andererseits durch eine separate Stelle für den Wissens- und Technologietransfer (WTT) sicher gestellt. Die Mittel dazu sind Informationsveranstaltungen, P+D-Projekte sowie die

Einbindung der Industrie in Forschungs- und Entwicklungsprojekte. In dem Sinne sind Projektvorschläge mit Industriebeteiligung sehr willkommen.

Internationale Aktivitäten

Im sich stark entwickelnden Bereich der Wärmepumpen und Kältemaschinen sowie der Wärme-Kraft-Kopplungs-Anlagen ist der internationale Austausch sehr wichtig und wertvoll. So ermöglicht die internationale Einbettung Schweizer Forschern, ihre wissenschaftliche Qualität laufend auszubauen und die Forschungsergebnisse einem breiten Publikum zugänglich zu machen.

Die Schweiz ist aktives Mitglied im Implementing Agreement "Heat Pumping Technologies" der Internationalen Energieagentur (IEA). Sie beteiligt sich in verschiedenen Arbeitsgruppen – so genannten Annexe – und hat in zwei Fällen die organisatorische Leitung übernommen. Darüber hinaus werden Kontakte zu weiteren Implementing Agreements der IEA, namentlich im Solar- und im Gebäudebereich gepflegt.

Das BFE beteiligt sich auch in der Organisation der in 3-jährigem Rhythmus stattfindenden "International Heat Pump Conference" und präsidiert mit Prof. Thomas Kopp das internationale Organisationskomitee für die Konferenz 2011 in Japan. Die Schweiz ist auch Mitglied des International Institute of Refrigeration (IIR), dem Internationalen Verband für Kältetechnik sowie über die Fördergemeinschaft Wärmepumpen Schweiz (FWS) in der European Heat Pump Association (EHPA), welche die Marktanstrengungen der Hersteller im Bereich Wärmepumpen unterstützt.

Ausblick

Durch diese Neuorganisation der BFE-Energieforschung soll die Inter- und Transdisziplinarität zwischen artverwandten Bereichen gefördert werden. In den nächsten Jahren geschieht dies im Rahmen der oben genannten Programmschwerpunkte.

Die CORE beabsichtigt für die Periode 2012–2016 die Energieforschung unter vier Schwerpunktthemen zu gruppieren. Das Programm „Wärmepumpen, WKK, Kälte“ wird zur Hauptsache in die Gruppe „Wohnen und Arbeiten der Zukunft“ (Arbeitstitel) fallen. Dort finden sich u.a. voraussichtlich auch die Forschungsprogramme „Energie in Gebäuden“, „Solarwärme, Wärmespeicherung“ sowie „Photovoltaik“ und „Elektrizität“. Der Trend geht deshalb in Richtung von Projekten, die eine Brücke schlagen zwischen verschiedenen Technologien wie etwa Wärmepumpen und Solarenergienutzung, Kälte und Speicherung oder auch Wärme-Kraft-Kopplungsanlagen zur Trigeneration (Heizen, Kühlen und Stromerzeugung) in Gebäuden.

Quellen

- [1] Eidg. Energieforschungskommission CORE: Konzept der Energieforschung des Bundes 2008–2011, 2007, S. 18 und 27, Bezug: www.energieforschung.ch
- [2] www.bfe.admin.ch/forschung/waermepumpe

Richard Phillips
Dr. Ing. dipl. EPF, EMBA
Responsable marché pompe à chaleur, CCF, froid
Office fédéral de l'énergie (OFEN)
CH-3003 Berne
richard.phillips@bfe.admin.ch
www.bfe.admin.ch

Positionnement actuel et futur de la pompe à chaleur dans la stratégie énergétique

Résumé

La pompe à chaleur de part ses avantages, tels que le confort d'utilisation, les faibles émissions de CO₂ et l'utilisation rationnelle de l'énergie, s'insère parfaitement dans la stratégie énergétique suisse. Cette dernière est influencée en partie par le protocole de Kyoto, qui a pour but la réduction des gaz à effet de serre, et par le besoin d'assurer un approvisionnement énergétique durable. Dans le cadre du programme SuisseEnergie, l'OFEN participe à la promotion de la PAC de par son soutien actif au GSP. La pompe à chaleur a obtenu une forte pénétration dans le secteur résidentiel des nouvelles constructions avec une part de marché de 78%. Au niveau international, le marché global des pompes à chaleur est également très dynamique. L'objectif suisse pour 2020 est de 400'000 pompes à chaleur installées. Cependant, cet objectif ne pourra pas être atteint uniquement par les ventes dans secteur résidentiel du neuf. Le secteur de la rénovation avec un potentiel de 1'418'884 unités de chauffages reste la plus grande opportunité de marché pour les PAC. Le marché de la pompe à chaleur reste également soumis à des conditions extérieures qui peuvent avoir une forte influence.

Zusammenfassung

Die Wärmepumpe passt mit Ihren Vorteilen wie Benutzerfreundlichkeit, geringer CO₂-Ausstoss und rationeller Energieeinsatz perfekt in die Energiestrategie des Bundes. Diese ist teilweise durch das Kyoto-Protokoll beeinflusst, welches als Ziel die Reduktion der Treibhausgase und die dauerhafte Versorgung mit Energie zum Ziel hat. Im Rahmen des Programms EnergieSchweiz beteiligt sich das BFE an der Förderung der Wärmepumpe durch seine Unterstützung der FWS. Die Wärmepumpe geniesst im Wohnbau (Neubauten) einen hohen Marktanteil von 78%. Auch der internationale Markt ist sehr dynamisch. In der Schweiz wird das Ziel verfolgt, bis 2020 400'000 Wärmepumpen zu installieren. Dieses Ziel kann allerdings nicht allein durch Verkäufe im Wohn- und Neubaubereich erreicht werden. Der Sanierungsmarkt besitzt mit seinen 1'418'884 Einheiten, die ersetzt werden müssen, ein grosses Potenzial für die Wärmepumpe. Der Wärmepumpenmarkt bleibt trotzdem externen Faktoren unterstellt, die einen grossen Einfluss nehmen können.

Stratégie énergétique

La stratégie énergétique de la Suisse est fortement imprégnée par le protocole de Kyoto et en partie par celui de Montréal. L'un a pour objectif la diminution des gaz à effet de serre (p.ex. CO₂), tandis que l'autre se préoccupe plutôt des substances dommageables pour la couche d'ozone (p.ex. les CFC et les halons). D'ailleurs suite au protocole de Montréal, diverses mesures ont été prises pour éliminer les CFC et autres substances aussi bien à l'étranger qu'en Suisse. A cet effet, l'Office Fédérale de l'Environnement (OFEV) a édité l'ordonnance sur la réduction des risques liés aux produits chimiques (ORRChim) [1]. Dans le cadre du protocole de Kyoto, la plupart des pays se sont engagés à une réduction de 5% des émissions de CO₂ par rapport à 1990 de 2008 à 2012. Quant à la Suisse, elle s'est engagée à réduire ses émissions de CO₂ de 10% d'ici 2010 [2].

Selon le diagramme des flux énergétiques (voir Figure 1), on voit clairement que ce sont les combustibles pétroliers et les carburants utilisés par les transports, les ménages et les services qui sont les principales sources d'émission de CO₂ [3].

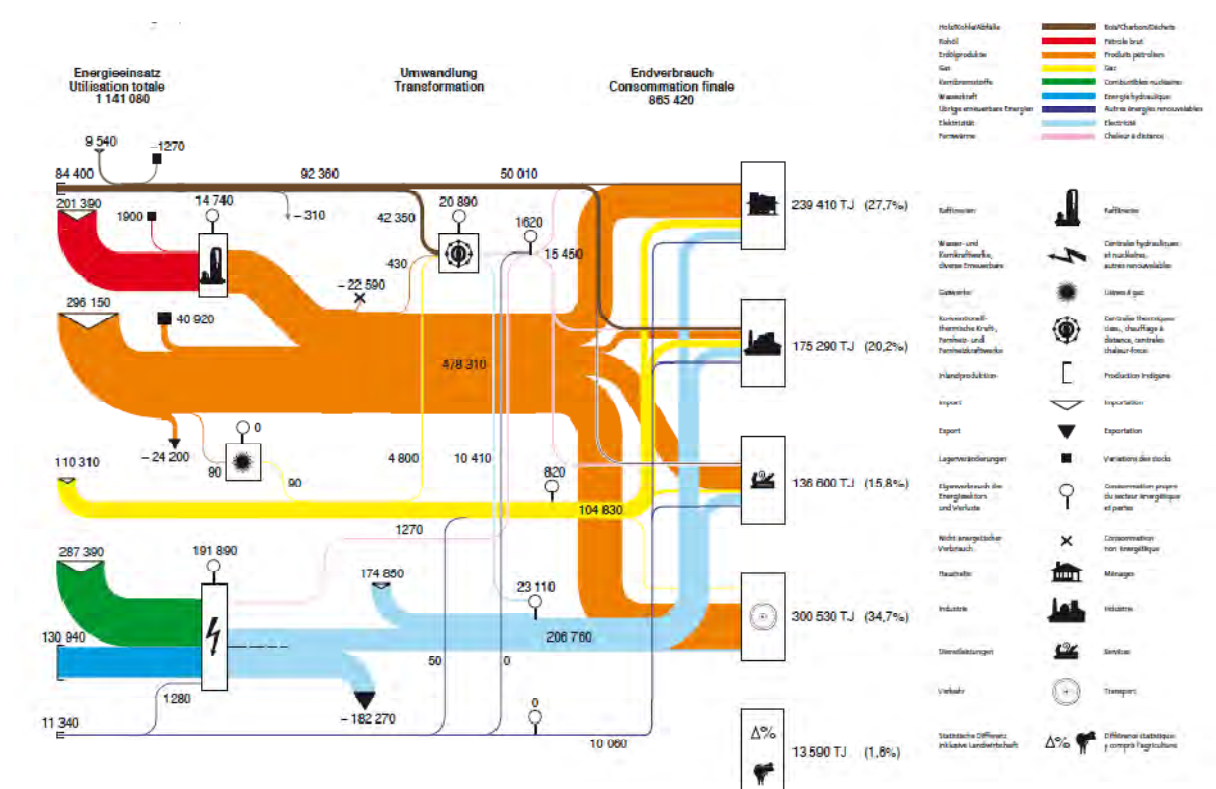


Figure 1: Diagramme de flux énergétique détaillé de la Suisse en 2007[3].

Oltre la problématique des gaz à effet de serre et de l'endommagement de la couche d'ozone, il y a également la problématique de l'approvisionnement énergétique. La préoccupation d'un approvisionnement énergétique durable pour la Suisse a donné lieu à une série de concepts dont certains sont représentés par quatre scénarios [4]:

- Poursuite de la politique actuelle (scénario I)
- Collaboration renforcée (scénario II)
- Nouvelles priorités (scénario III)
- Société à 2000 Watts (scénario IV)

Dans le cadre des énergies renouvelables, c'est principalement le scénario IV qui est mis en avant. Dans ce scénario, les besoins énergétiques couverts par la chaleur ambiante sont estimés à 6'750 GWh d'ici 2035 (voir Figure 2). En 2007, les 126'263 systèmes PAC installés (toutes catégories confondues) ont produit 2'802 GWh de chaleur, soit le 41.5% des 6'750 GWh [5]. Cependant, il a fallu plus de 25 ans pour y arriver.

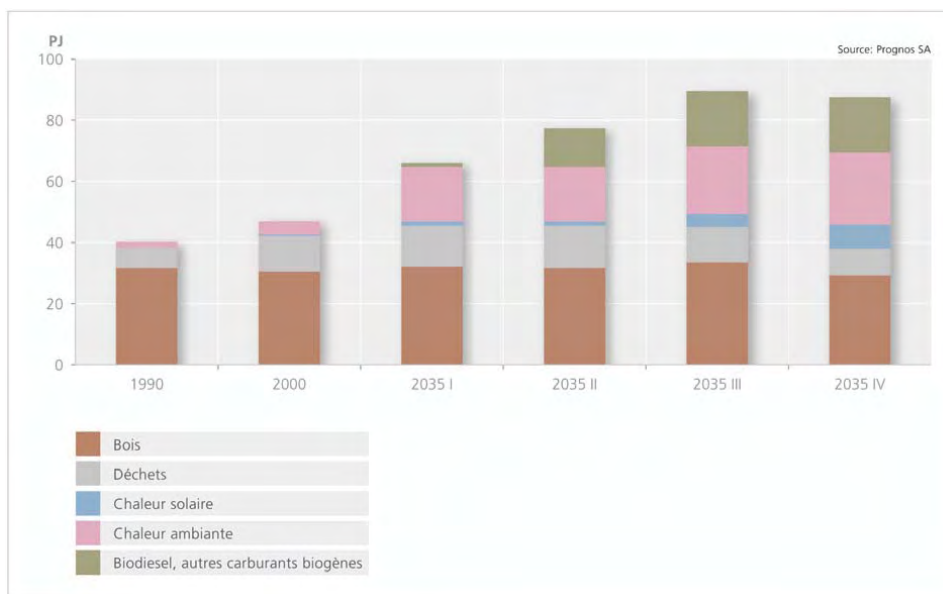


Figure 2: Potentiels attendus des combustibles et des carburants issus des énergies renouvelables [4].

En synthétisant les points qui ont été mentionné plus haut, tels que le protocole de Kyoto et l'approvisionnement énergétique durable, on voit que la stratégie énergétique se compose en partie des éléments suivants :

- limitation des besoins énergétiques ;
- diminution de la demande en combustibles pétrolier et en carburant ;
- augmentation de la part des énergies renouvelables dans la production de chaleur et d'électricité.

L'exécution et la mise en place de ces éléments stratégiques se font, au niveau fédéral, au travers de programmes mis en place par l'OFEN, tel que SuisseEnergie (eCH), qui succéda à Energie 2000, et dont la deuxième étape se termine à la fin 2010. Le programme eCH travaille principalement sur les axes suivants [6] :

- la rénovation des bâtiments ;
- les énergies renouvelables ;
- l'efficacité énergétique des appareils et des moteurs ;
- l'utilisation rationnelle de l'énergie et des rejets de chaleur dans l'industrie ;
- la mobilité.

Les pompes à chaleur (PAC), dont les principaux avantages sont notamment:

- confort d'utilisation ;
- faibles coûts énergétiques ;
- faibles émissions de CO₂ ;
- pas d'émissions toxiques
- multiplication du courant vert ;
- pas de risque d'explosion (sauf avec propane) ;
- possibilité de faire un système bivalent ou complémentaire ;
- utilisation rationnelle de l'énergie.

apportent une forte contribution dans le cadre de la stratégie énergétique et par conséquent dans les objectifs poursuivis par eCH. L'intérêt pour la technologie PAC se manifeste également à travers du plan d'action élaboré par l'OFEN pour l'augmentation de 50% de la part des énergies renouvelables d'ici 2020 et encore plus concrètement dans le programme énergétique de remplacement des chauffages électriques à accumulation dans le cadre du 2^{ème} paquet conjoncturel voté en mars 2009 par le parlement [7, 8]. Cet intérêt pour la pompe à chaleur est bien légitime surtout lorsqu'on regarde l'évolution des émissions de CO₂ produite par les combustibles qui ont baissé de -11.2 % entre 1990 et 2007 (l'objectif est -15% en 2010) (voir Figure 3) [9].

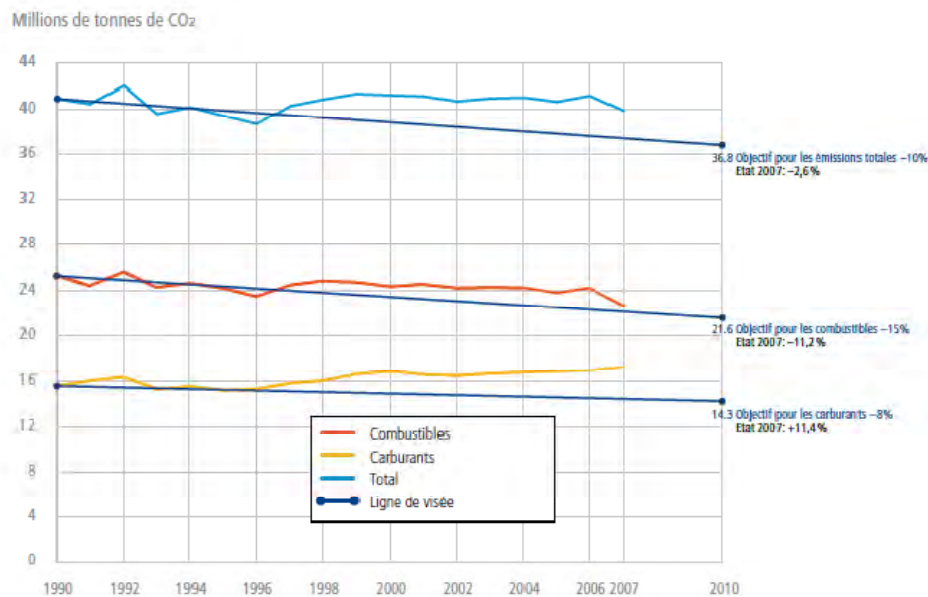


Figure 3: Emissions de CO₂ 1990 – 2007 et objectifs selon la loi sur le CO₂ [9].

Marché de la pompe à chaleur

Pour les raisons énoncées plus haut, la technologie de la pompe à chaleur a obtenu assez tôt le soutien de l'OFEN. Ce soutien se manifeste, au niveau du marché, notamment par une contribution active auprès du GSP au travers du programme eCH. Grâce aux activités du GSP d'information, de marketing, de conseil, d'assurance qualité, de formation, de normalisation des procédures et de consolidation des acquis techniques, les pompes à chaleurs ont pu s'imposer de façon incontestable et durable dans les nouvelles constructions d'habitation et plus particulièrement dans les villas individuelles où elles jouissent d'une part de marché de 78% en 2008 [10]. Sur les cinq dernières années, les ventes de PAC ont eu une croissance moyenne de 19.31% (dont 23.6% en 2008) avec notamment deux années clés [11]:

- 2007 où il s'est installé pour la première fois plus de PAC que de chaudières à gaz (voir Figure 4)
- 2008 où les ventes de PAC ont pour la première fois dépassée la barre des 20'000 unités

La figure 5 montre la formidable ascension des ventes de PAC depuis 1980.

La répartition entre le neuf et la rénovation est passée de 10.9% à 22.4% entre 2002 et 2008 (sans prendre en compte le remplacement des anciennes PAC). C'est une progression assez significative et qui aura toute son importance dans la section suivante où nous parlerons du potentiel et des perspectives. Cependant, le pourcentage record de 22.4% dans la rénovation en 2008 est probablement à associer avec la situation exceptionnelle que nous avons vécue l'année passée où le prix du baril de pétrole a dépassé la barre des 100.0 US\$ pour culminer

vers les 140.0 US\$ en Juillet 2008 [12]. Cette situation a d'ailleurs duré plusieurs mois au bénéfice des technologies utilisant des sources renouvelables, telle que la pompe à chaleur. Depuis le mois de septembre 2008, le prix du baril de pétrole a de nouveau fortement baissé pour finalement se stabiliser actuellement vers les 50.0-60.0 US\$. Le marché de la rénovation étant très élastique, il sera donc intéressant de suivre l'évolution des ventes dans la rénovation pour 2009.

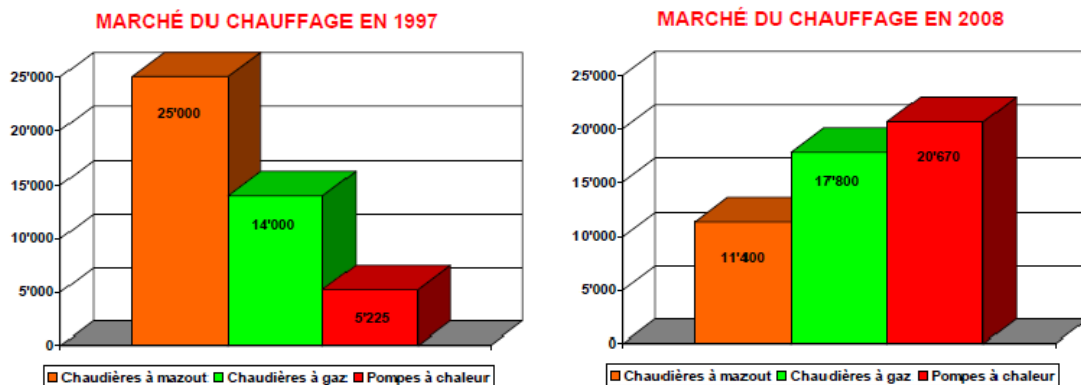


Figure 4: Marché du chauffage en 1997 et 2008 [11]

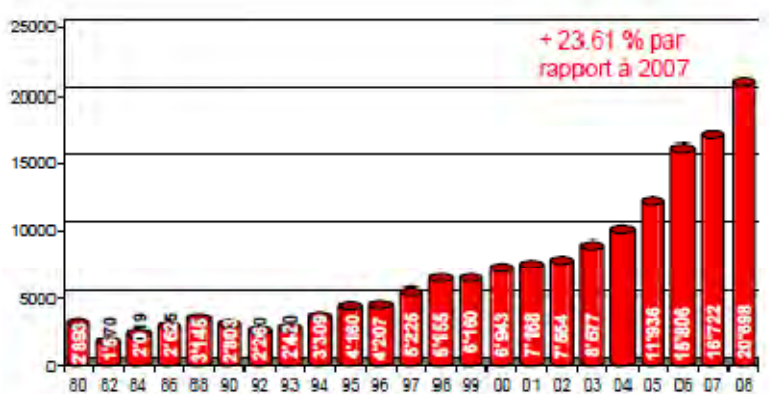


Figure 5: Evolution des ventes de PAC de 1980 à 2008 [11]

La répartition des ventes par type donne toujours les PAC air/eau encore très largement dominante avec un pourcentage de 55.9% en 2007 [5]. Il y a probablement plusieurs raisons à cela, telles que :

- le coût d'investissement plus faible que pour une sol/eau ;
- les procédures administratives plus simples
- l'installation plus aisée (pas besoin de forage)

Par contre, le coefficient de performance annuel des PAC air/eau est plus faible, ce qui peut avoir dans le futur un effet non négligeable, surtout si le prix du courant électrique augmente

de façon significative [13]. D'ailleurs, lorsqu'on regarde l'évolution du nombre de mètres de sondes qui a passé de 301'541 m en 2000 à 1'418'884 m en 2007, on peut alors se rendre compte de l'évolution du marché des PAC sole/eau [5]. Les PAC air/air, avec un pourcentage en dessous de 0.5%, sont probablement amenées à disparaître. Quant aux PAC eau/eau, leur faible pourcentage semble indiquer qu'elle représente encore un potentiel sous exploité, surtout lorsqu'on sait la quantité d'eau de surface et souterraine présente sur le territoire suisse. De plus, les PAC eau/eau sont celles qui ont le coefficient de performance le plus élevé de tous les types de PAC avec un min. de 4.5 pouvant même aller au-delà de 5.0 dans plus de 60% des cas [13].

Les succès commercial de la PAC est également à mettre en relation avec sa fiabilité technique dont le taux de panne est inférieur à 0.5% (mesuré sur plus de 1.36 millions d'heures d'utilisation), ainsi que les coûts de maintenance (service et réparation) inférieurs à 100.0 CHF par 1'000 heures d'utilisation [14].

Potentiels et perspectives

Les opportunités pour les pompes à chaleur ne sont pas seulement sur le marché suisse, mais également sur le marché international. Voici les résultats 2008 de l'étude de l'agence BSRIA [15]:

- les législations européennes et nationales pour la promotion des énergies renouvelables, couplée avec les régulations pour une utilisation plus efficace de l'énergie dans les bâtiments et autres incitations sont parmi les principaux facteurs de la croissance du marché des pompes à chaleur ;
- le marché français de la PAC a augmenté de 30% en 2007 ;
- le marché global a presque atteint 477'000 unités vendues ;
- la croissance du marché de la PAC contraste fortement avec le marché des produits de chauffage conventionnel qui est stagnant ;
- la Chine, le Japon, la France, la Suède et l'Allemagne occupent 82% du marché global ;
- la PAC air-eau reste la catégorie la plus demandée ;
- suite au succès croissant du marché de la pompe à chaleur, de nouveaux entrants sont apparus. En Allemagne, par exemple, de grandes entreprises spécialisées dans la climatisation commencent de proposer des PAC air/eau avec onduleur ;
- la Suisse maintient sa position comme étant l'un des marchés les plus développés en Europe avec une forte pénétration (dans un marché de niche) ;
- les ventes se font principalement au travers des installateurs, suivi par les grossistes ; seul le Japon est dominé par le commerce de détail de ventes directes à l'utilisateur final ;
- le secteur résidentiel des nouvelles constructions est le principal moteur de la croissance du marché.

La pompe à chaleur a donc une bonne base pour pouvoir poursuivre son ascension. En Suisse, par exemple, l'objectif pour 2020 est d'au moins 400'000 pompes à chaleur installées et de

permettre ainsi une diminution des émissions de CO₂ (combustibles) d'environ 8% [16]. Cependant, comme il a été mentionné à plusieurs reprises, c'est principalement le secteur résidentiel des nouvelles constructions qui a été jusqu'à maintenant le moteur de la croissance du marché. Comme mentionné précédemment, en Suisse la part de marché dans ce secteur est déjà presque de 80%.

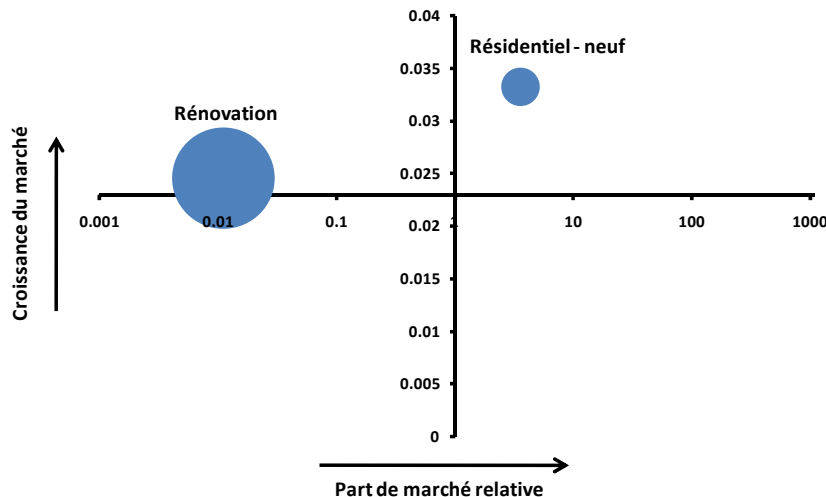


Figure 6: Positionnement des secteurs de la rénovation et du résidentiel neuf (nouvelles constructions de bâtiment d'habitation) en fonction de la croissance du marché et des parts de marché relatives ; la taille des bulles représente le potentiel du marché estimé jusqu'en 2020.

Selon l'Office Fédérale de la Statistique (OFS), entre 2002 et 2007, il s'est construit en moyenne par année 16'321 nouveaux bâtiments avec logements, dont 11'947 maisons individuelles [17]. Si on fait une extrapolation à partir de ces chiffres, on voit qu'avec une part de marché de 80%, le secteur résidentiel du neuf peut générer d'ici 2020 (de 2009 à 2020) des ventes de PAC entre 114'691 et 156'681 unités. Si l'on additionne encore les 136'841 PAC installées en 2008, on obtient alors un total qui varie entre 251'532 et 293'522 unités installée en 2020. Il apparaît évident que le marché de niche que représente le secteur résidentiel des nouvelles constructions ne suffira pas à atteindre l'objectif qui a été fixé (400'000 PAC d'ici 2020). Cependant, il existe d'autres marchés et il y en a un qui est particulièrement intéressant et avec un énorme potentiel : le marché de la rénovation.

Sur la base du recensement fédéral de 2000, il est apparu que dans le domaine des bâtiments et des logements il y a [18] :

- 814'827 chauffages à mazout
- 200'187 chauffages à gaz
- 166'248 chauffages électrique

Ce qui fait un potentiel de 1'181'262 unités dans ce secteur. De 2002 à 2007, 8'310 unités ont été installées, ce qui représente une pénétration de 0.7%⁵. La figure 6 montre le

positionnement du secteur de la rénovation et celui du résidentiel des nouvelles constructions dans une matrice BCG (Boston Consulting Group) [19]. Le taux de croissance de référence de 2.3% correspond au PIB Suisse moyen calculé sur cinq ans (de 2003 à 2007) [20]. Quant aux taux de croissance des secteurs, ils correspondent à la moyenne des dépenses dans la construction (pour des travaux du type : nouvelles constructions, agrandissements et transformations) également calculé sur cinq ans (de 2003 à 2007) [21].

Le secteur résidentiel des nouvelles constructions avec une croissance moyenne de 3.32% et une part de marché de 78% se trouve donc dans la zone des « stars », tandis que le secteur de la rénovation avec une croissance de 2.45% (à peine supérieure à la croissance de référence de 2.3%), se trouve malgré tout encore dans la zone des « dilemmes ». Dans une telle situation, il est recommandé [19]:

- pour le secteur résidentiel au minimum de préserver les parts de marché, voir de les augmenter au travers d'investissement supplémentaire dans le marketing ;
- pour le secteur de la rénovation d'augmenter la part de marché (taux de pénétration) en investissant de façon conséquente dans les ressources et le marketing.

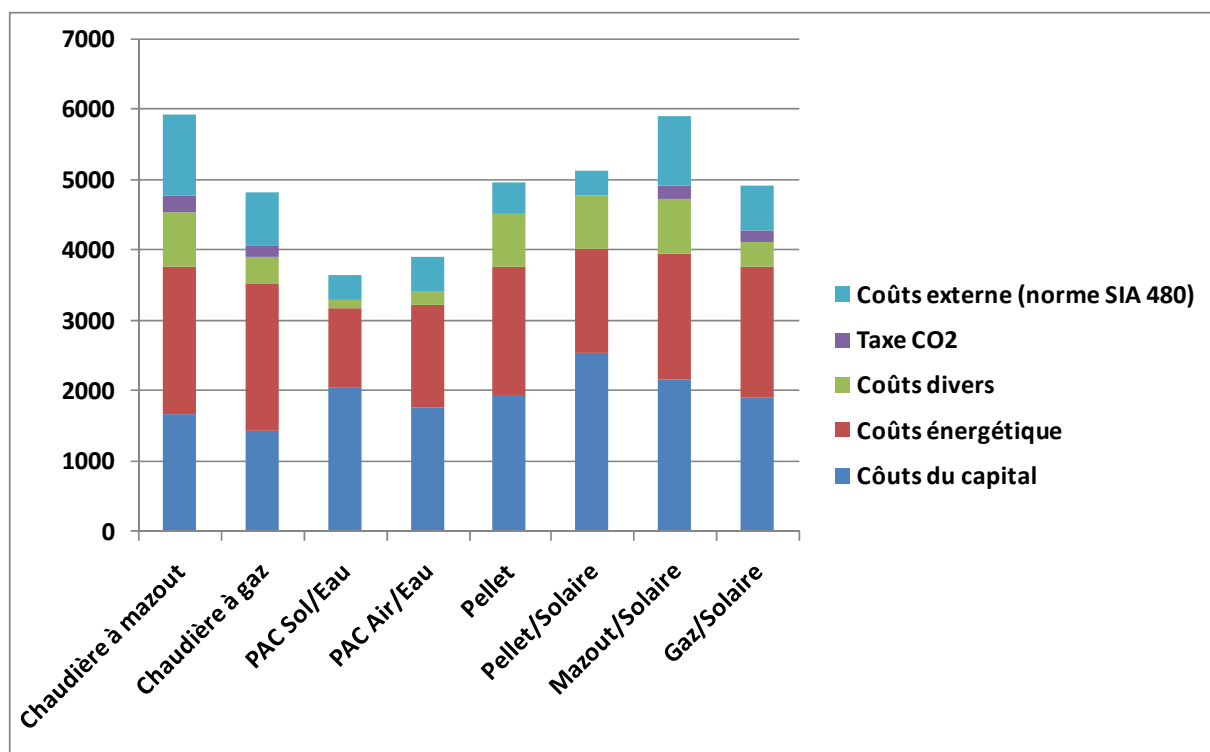


Figure 7: Comparaison des coûts annuels des systèmes de chauffage en fonction de l'agent énergétique pour une villa individuelle de 200m² avec une installation de chauffage de 10 kW [22].

Malgré son succès, sur le plan énergétique la PAC ne représente encore qu'un faible pourcentage. Pour s'en convaincre, il suffit de regarder les statistiques globales de l'énergie. En 2007, les ménages ont consommé 45'625 GWh de bois, de mazout et de gaz pour produire

38'781 GWh de chaleur (coefficient de performance moyen de 0.85), alors que les PAC n'ont produit en 2007 que 1'681 GWh (Chauffage < 20 kW) soit un pourcentage de 4.3% [3, 5].

Le secteur de la rénovation est très élastique, c'est-à-dire qu'il est très sensible aux coûts. Comme le montre la figure 7, les coûts pour les installations de chauffage sont subdivisés en [22] :

- coût du capital (amortissement du coût de l'installation et intérêts)
- coût énergétique (gaz, mazout, électricité, bois)
- taxe CO₂
- coûts externes (selon norme SIA 480)
- coûts divers (service, réparation, contrôle)

Le coût global pour la PAC est plus bas que ceux des autres systèmes de chauffage. Cependant, les coûts d'investissement (coûts du capital) sont plus élevés que pour les systèmes de chauffage à mazout et surtout à gaz. Bien que le retour sur investissement puisse se faire en moins de 10 ans (pour une durée de vie de 20 à 25 ans), un des facteurs clés de succès (et sur lequel il est possible d'avoir une influence directe) pour la pénétration des PAC dans le secteur de la rénovation est la diminution du prix des installations PAC.

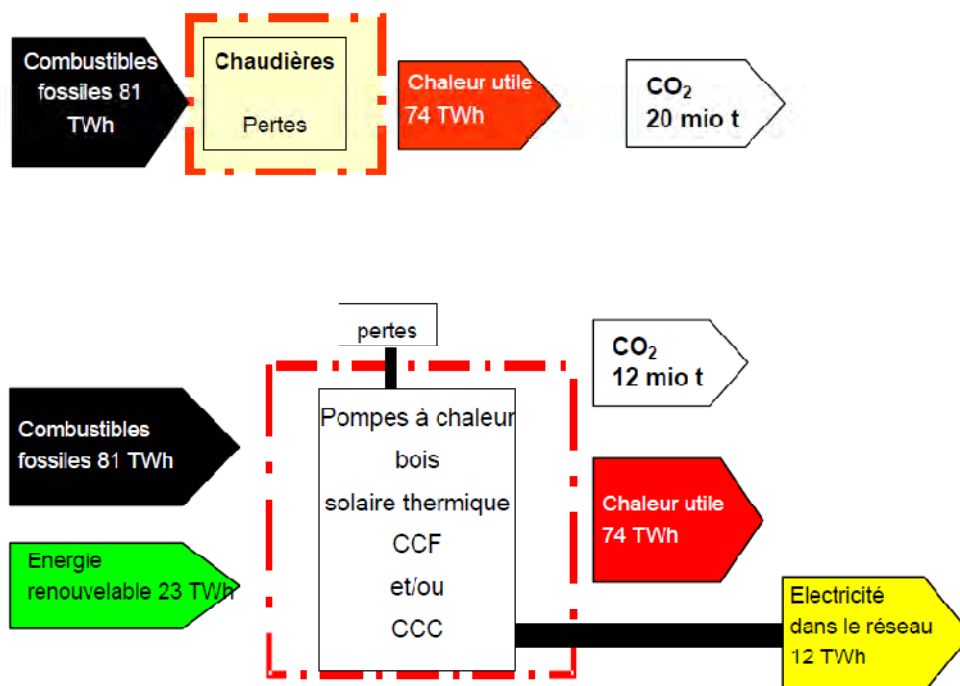


Figure 8: Production de chaleur au moyen de 800'000 chaudière à mazout et 200'000 chaudière à gaz. Substitution des chaudières à mazout et à gaz par des systèmes de chauffage à énergies renouvelables combinés avec la production fossile (gaz) d'électricité [23].

Environnement et conditions cadres

Les chiffres et les perspectives qui ont été énoncés plus haut se basent sur la situation actuelle que nous connaissons. Cependant, la stratégie énergétique de la Suisse et le positionnement de la PAC sont soumis à des influences extérieures telles que :

- l'évolution du prix du pétrole et du gaz
- l'évolution du prix de l'électricité
- la politique suisse de l'approvisionnement énergétique
- la politique énergétique mondiale et notamment la politique énergétique américaine
- les nouvelles technologies
- la loi et la taxe sur le CO₂
- la rétribution à prix coûtant
- l'économie mondiale

Il y a donc un grand nombre d'opportunités, surtout si :

- le prix du mazout atteint à nouveau 140.0 CHF/100 litres
- la taxe CO₂ passe de 12.0 CHF à 36.0 CHF par tonne de CO₂ émis
- le plan d'action pour augmenter la part des énergies renouvelables de 50% d'ici 2020 est mis en application
- le plafond de la rétribution à prix coûtant du courant vert est augmenté ou simplement supprimé
- le coût des installations PAC diminue d'au moins 20%
- les cantons et les communes s'engagent encore d'avantage au travers d'allègements fiscaux
- la valorisation par les banques des bâtiments équipés de PAC
- l'accès à des crédits avec des taux préférentiels

De telles conditions permettraient de diminuer drastiquement le retour sur investissement par rapport aux systèmes conventionnels (mazout, gaz) de plusieurs années.

Le couplage chaleur force (CCF) est également une opportunité pour la pompe à chaleur, tout comme la PAC est une opportunité pour le CCF. Le CCF, par exemple, produit du courant pour la PAC et le réseau, tandis que la PAC produit de la chaleur sans production d'émission de CO₂ supplémentaires (voir Figure 8) [23]. Cette approche correspond à la variante D & E du scénario IV où le CCF devrait fournir d'ici 2035 7'600 GWh électrique (voir Figure 9) [4].

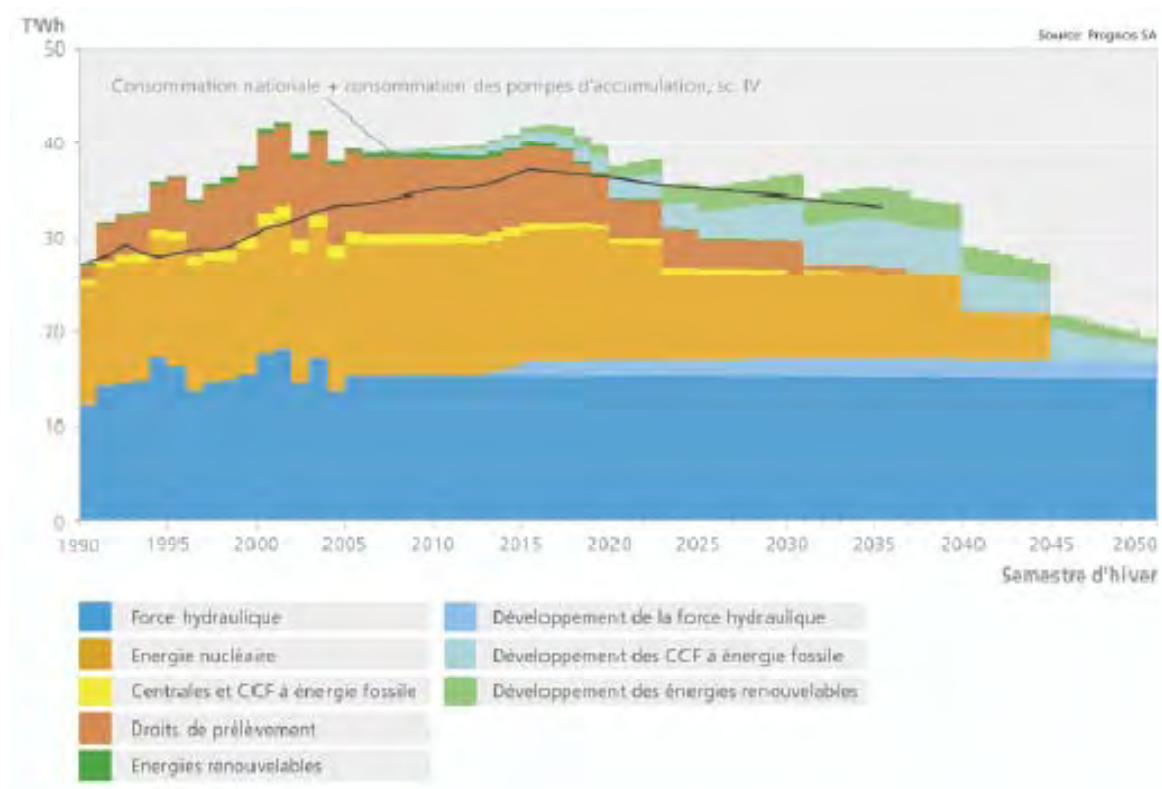


Figure 9: Couverture de la pénurie d'électricité avec la variante combinée D & E, scénario IV, semestre d'hiver [4].

Conclusions

La stratégie énergétique suisse se compose en partie des éléments tels que la limitation des besoins énergétique, la diminution de la demande en combustible et en carburant, l'augmentation de la part des énergies renouvelables, dont la conséquence est principalement la réduction des émissions de CO₂.

De part ses avantages, la pompe à chaleur s'insère parfaitement dans la stratégie énergétique suisse et plus particulièrement dans le programme SuisseEnergie.

La pompe à chaleur a atteint une forte pénétration dans le secteur résidentiel des nouvelles constructions avec une part de marché de 78% en 2008. Cependant, ça reste un marché de niche qui ne suffira pas pour atteindre l'objectif des 400'000 PAC installées d'ici 2020.

Une opportunité importante pour la pompe à chaleur est le marché de la rénovation. Cependant, ce secteur est très sensible aux coûts, ce qui sera un des défis pour la PAC, car ses coûts d'investissement (coûts du capital) restent encore supérieurs à ceux des systèmes de chauffage à mazout et à gaz.

Le marché de la pompe à chaleur est également dépendant de conditions extérieures, telles que l'évolution du prix de combustibles, la politique énergétique des cantons et des

communes, l'évolution du prix de l'électricité, l'apparition de nouvelles technologies, la loi et la taxe sur le CO₂ et la politique suisse d'approvisionnement énergétique.

Abréviations

BSRIA	Building Services Research and Information Association (basée en Angleterre)
CCF	Couplage chaleur force
CFC	Chlorofluorcarbones
eCH	SuisseEnergie
FWS	Fördergemeinschaft Wärmepumpen Schweiz
GSP	Groupement promotionnel suisse de la pompe à chaleur
OFEN	Office fédérale de l'énergie
OFEV	l'Office Fédérale de l'Environnement
OFS	Selon l'Office Fédérale de la Statistique
ORRChim	Ordonnance sur la réduction des risques liés aux produits chimiques

Bibliographie

Erweiterung der schweizerischen Elektrowärmepumpenstatistik, Zürich: Basics, juin 2007, 96 p.

Les pompes à chaleur : Chauffage sûr, propre et écologique. Berne : BBL, janvier 2009, 13 p.

Monitoring von Klein-Wärmepumpen Mittels Normprüfungen 2008, Buchs: Interstaatliche Hochschule für Technik NTB, 12. Februar 2009, 29 p.

Perspectives énergétique pour 2035 (tome 1) – Synthèse, Office fédérale de l'énergie, janvier 2007, 131 p.

Process-based Strategic Planning, R. Grünig, R. Kühn. 4th edition. Berlin: Springer, 2006, p. 171-174

Statistique globale suisse de l'énergie 2007, Office fédérale de l'énergie. Berne : BBL, 2008, 60 p.

Wärmepumpen – Stand der Technik, J. Reichelt (ed.). Heidelberg: C.F. Müller Verlag, 2008, p. 119-126

Références

- [1] Ordonnance sur la réduction des risques liés aux produits chimiques, RS 814.81, 18 mai 2005 (Etat le 1er février 2009).
- [2] Le Protocole de Kyoto entre en vigueur : une étape majeure dans la lutte contre les changements climatiques, sous <http://www.bafu.admin.ch/dokumentation/medieninformation/00962/index.html?lang=fr&msg-id=763>
- [3] Statistique globale suisse de l'énergie 2007, Office fédérale de l'énergie, p. 8, sous http://www.bfe.admin.ch/themen/00526/00541/00542/00631/index.html?lang=fr&dossier_id=00763
- [4] Perspectives énergétiques pour 2035 (tome 1) – Synthèse, Office fédérale de l'énergie, Janvier 2007, p. R1-R7
- [5] Erweiterung der schweizerischen Elektrowärmepumpenstatistik, Basics, juin 2007, sous http://www.bfe.admin.ch/themen/00526/00541/00543/index.html?lang=fr&dossier_id=00773
- [6] Le programme SuisseEnergie, sous <http://www.bfe.admin.ch/energie/00458/index.html?lang=fr>
- [7] Plan d'action pour les énergies renouvelables, Office fédérale de l'énergie, février 2008, sous http://www.bfe.admin.ch/themen/00526/02577/index.html?lang=fr&dossier_id=02579
- [8] Programme de stabilisation 2009, sous <http://www.bfe.admin.ch/themen/03644/index.html?lang=fr>
- [9] 7^{ème} rapport annuel SuisseEnergie 2007/2008, Office fédérale de l'énergie, septembre 2008, sous http://www.bfe.admin.ch/energie/00556/index.html?lang=fr&dossier_id=02651
- [10] Marktanteil der Wärmepumpe < 20 kW neue erstellte Einfamilienhäuser, Fördergemeinschaft Wärmepumpen Schweiz (FWS), Zahlen und Fakten, Statistiken, sous http://www.fws.ch/zahlen_04.html
- [11] Statistiques, Chiffres et faits, Groupement promotionnel suisse pour les pompes à chaleur, sous http://www.pac.ch/chiffres_04.html
- [12] Le cours du baril de pétrole en dollars, sous <http://prixdubaril.com/>
- [13] Monitoring von Klein-Wärmepumpen Mittels Normprüfungen 2008, Interstaatliche Hochschule für Technik NTB, 12. Februar 2009, sous http://www.bfe.admin.ch/themen/00490/00502/index.html?lang=fr&dossier_id=03725

- [14] Wärmepumpen Stand der Technik, C.F. Müller Verlag, Heidelberg, 2008, p. 119-126
- [15] Heat pump market growing fast, BSRIA, December 2008, sous
<http://www.bsria.co.uk/news/heatpump08/>
- [16] Les pompes à chaleur : Chauffage sûr, propre et écologique, SuisseEnergie, Office fédérale de l'énergie, janvier 2009, p. 3, sous
http://www.pac.ch/dateien/OFEN_PAC_Chauffage_sur_propre_et_ecolo_09F.pdf
- [17] Construction de logements (annuelle) : bâtiments avec logements (nouveaux bâtiments avec logements), OFS, 2009, sous
http://www.bfs.admin.ch/bfs/portal/fr/index/themen/09/04/blank/key/Wohnungsbau/neu-_und_umbau.html
- [18] Bâtiments et logements – Chiffres-clés (Bâtiments : Chauffage), OFS, 2009, sous
<http://www.bfs.admin.ch/bfs/portal/fr/index/themen/09/02/blank/key/gebaeude/heizung.html>
- [19] Process-based Strategic Planning, R. Grünig, R. Kühn, Springer, Fourth edition, Berlin, 2006, p. 171-174
- [20] Produit intérieur brut – Donnée, indicateur (PIB : approche par le production), OFS, 2009, sous
http://www.bfs.admin.ch/bfs/portal/fr/index/themen/04/02/01/key/bip_gemaess_produktionsansatz.Document.64626.xls
- [21] Construction – Données, indicateurs (Dépenses dans la construction – par type de travaux), OFS, 2009, sous
<http://www.bfs.admin.ch/bfs/portal/fr/index/themen/09/04/blank/key/bauausgaben0/entwicklung.html>
- [22] Kostenvergleich zwischen den verschiedenen Energieträgern – Heizkostenvergleich Einfamilienhaus, Download, Fördergemeinschaft Wärmepumpen Schweiz, sous
http://www.fws.ch/downloads_01.html
- [23] Utilisation plus efficace des combustibles fossiles et réduction des émissions de CO₂ pour le chauffage des bâtiments et la production d'électricité en Suisse, F. Rogon, Office fédérale de l'énergie, novembre 2008, sous
http://www.pac.ch/dateien/Utilisation_efficace_combustibles_fossiles_et_reduction_CO2_11.08.pdf

Carsten Wemhöner
dipl. Ing. TH, Wissenschaftlicher Mitarbeiter
Thomas Afjei, Prof. Dr. sc. techn. ETH, Dozent Gebäudetechnik
Fachhochschule Nordwestschweiz, Hochschule für Architektur, Bau und Geomatik
Institut Energie am Bau
St. Jakobs-Strasse 84
CH-4132 Muttenz
carsten.wemhoener@fhnw.ch
www.fhnw.ch/iebau

Internationale Zusammenarbeit im IEA HPP Annex 32 – Economical heating and cooling systems for low energy houses

Zusammenfassung

Niedrigenergiehäuser zeigen seit Einführung der MINERGIE® Label in der Schweiz ebenso wie in anderen europäischen Ländern ein starkes Marktwachstum. Der Gebäudeenergieverbrauch wird von vielen Regierungen als ein Hauptpotenzial zur Senkung der CO₂-Emission betrachtet. Daher wird auch eine angepasste Gebäudetechnik für Niedrigenergiehäuser immer wichtiger. Der Annex 32 im Wärmepumpenprogramm (HPP) der Internationalen Energie Agentur (IEA) behandelt die Prototypentwicklung von neuen, hochintegrierten Wärmepumpenkonzepten für Niedrigenergiehäuser und Feldtests von marktgängigen Lösungen und Neuentwicklungen. Ziel ist die Überprüfung der Funktion im Feld, die Identifikation von Optimierungspotenzialen und eine Systemintegration von weiteren Funktionen, z.B. die Lüftung oder eine energieeffiziente Komfortkühlung. Erwartete Ergebnisse sind Empfehlungen zu Standardsystemlösungen und deren Auslegung, neue Anlagenkonzepte im Prototypstatus und eine Bewertung der Effizienz von Feldanlagen sowie identifizierte Verbesserungspotenziale. Der Annex 32 wird voraussichtlich Mitte 2010 abgeschlossen. Informationen zum Annex 32 werden auf der Website unter <http://www.annex32.net> publiziert.

Abstract

Since the market introduction of the Swiss MINERGIE® label, low energy houses have a strong market growth in Switzerland as well as in other European countries. The building sector is thus considered as key potential to reduce CO₂-emissions by many governments. Therefore, an adapted building technology to the needs in low energy houses is becoming more and more important. The Annex 32 in the heat pump programme (HPP) of the International Energy Agency (IEA) deals on the one hand with prototype developments of integrated heat pump concepts and on the other hand with field monitoring of new developments and marketable systems. The objective is the control of the functionality in real operating conditions, the identification of optimisation potentials and the system integration of new functions, e.g. ventilation and energy-efficient space cooling. Expected results are recommendations of standard system solutions and their design, new system concepts in the

prototype status and an assessment of the performance including optimisation potentials of the field test systems. The Annex 32 is to be concluded by the mid of 2010. Information is available at <http://www.annex32.net>.

Marktsituation von Niedrigenergiehäusern

Die wichtigsten Konstruktionsmerkmale von Niedrigenergiehäusern (NEH) sind eine kompakte, dichte und gut gedämmte Gebäudehülle mit energetisch guten Fenstern und ein guter Sonnenschutz für den Sommerbetrieb. Seit der Einführung des Konzepts in den 1990er Jahren verzeichnen Niedrigenergiegebäude ein hohes Marktwachstum. International weist der Stand der Markteinführung aber grosse Unterschiede auf. Während in den drei zentraleuropäischen Ländern Deutschland, Österreich und der Schweiz bereits eine nennenswerte Zahl an Niedrigenergiegebäuden gebaut worden ist und eine Infrastruktur für Qualitätskontrolle, Zertifizierung und Weiterentwicklung existiert, sind die meisten anderen europäischen und aussereuropäischen Länder noch in der Markteinführungsphase, haben aber teils engagierte Ziele zur Verbreitung des Konzepts.

In der Schweiz sind mit MINERGIE® (gewichtete Endenergie $< 38 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$), MINERGIE-P® (gewichtete Endenergie $< 30 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$, Schweizer Variante des Passivhauses), Werte jeweils für den Wohnbau, und MINERGIE-ECO® (zusätzliche Anforderungen an Gesundheit, Komfort und Ressourcen) drei an die Schweizer Normung angepasste Niedrigenergiehaus-labels (www.minergie.ch) gut eingeführt. Es wurden 12500 Wohn- und Nichtwohngebäude nach MINERGIE® zertifiziert (Stand Mai 2009). Dies entspricht ca. 15% der Wohnneubauten, während weitere 15% (geschätzter Wert) MINERGIE® erreichen, aber nicht zertifiziert sind.

In Deutschland gibt es ca. 10000, in Österreich ca. 4000 Passivhäuser (Heizwärmebedarf $Q_h < 15 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$, www.passiv.de). Des Weiteren werden in Deutschland sog. Energiesparhäuser (KfW40 und KfW60, Primärenergie $< 40 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$ bzw. $60 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$) der regierungseigenen Bank Kreditanstalt für Wiederaufbau (KfW, www.kfw.de) seit dem Jahr 2000 durch zinsgünstige Darlehen gefördert. Bild 1 zeigt die Marktentwicklung von KfW-Häusern und die Markteinführung von Passivhäusern international.

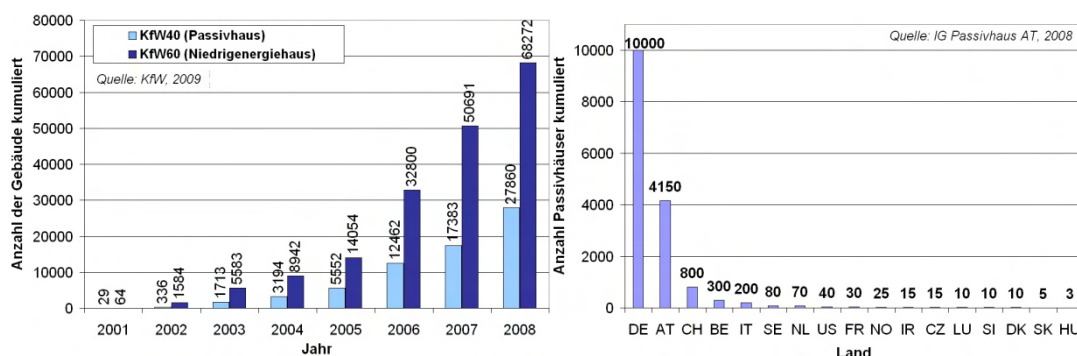


Bild 1: Entwicklung der KfW geförderten Energiesparhäuser in DE und Passivhäuser international

Mit der Mustervorschrift der Kantone im Energiebereich (MuKE 2008) [1] nähert sich in der Schweiz der vorgeschriebene Energiebedarf für Neubauten den Anforderungen von

MINERGIE® an. In Deutschland ist die Energieeinsparverordnung (EnEV) [2] in 2009 um 30% verschärft worden, mit den geplanten zwei weiteren Verschärfungen 2012 und 2015 wird der Passivhausstandard für alle Neubauten erreicht. In Frankreich sollen bis 2012 der französischen Niedrigenergiestandard BBC (www.effinergie.org) und bis 2020 Netto-Nullenergiehäuser festgeschrieben werden, in den Niederlanden sollen bis 2014 alle Neubauten in grossen Städten, bis 2020 die Neubauten in den gesamten Niederlanden klimaneutral sein.

Forschungsschwerpunkte im Annex 32

Der Annex 32 mit dem Titel „Economical heating and cooling systems in low energy houses“ wurde im Wärmepumpenprogramm (Heat Pump Programme - HPP) der Internationalen Energie-Agentur (IEA) im Jahr 2006 gestartet und wird vom Institut Energie am Bau (IEBau) der Hochschule für Architektur, Bau und Geomatik (HABG) der Fachhochschule Nordwestschweiz (FHNW) im Auftrag und mit finanzieller Unterstützung des Bundesamtes für Energie (BFE) geleitet.

Die wesentlichen Arbeitsgebiete des Annex 32 im Rahmen der nationalen Projekte lassen sich in die Entwicklung integrierter, multifunktionaler Systemlösungen mit Wärmepumpe (WP) zum Heizen (Space heating - SH) und Kühlen (Space cooling - SC) für den Leistungsbereich von Niedrigenergiewohnhäusern und die Vermessung von marktgängigen Systemen und Neuentwicklungen im Feld unterteilen. Tabelle 1 gibt einen Überblick über die Arbeitsschwerpunkte in den einzelnen nationalen Projekten. Die aufgeführten Industrieunternehmen sind die internationale Vertretung und nehmen an den Annex 32 Arbeitstreffen teil, im Rahmen der nationalen Projekte gibt es weitere Industriebeteiligung.

Land	Institution	Arbeitsschwerpunkte im Annex 32
AT	IWT/TU Graz Arsenal research	<u>Projekt IWT:</u> • Entwicklung einer S/W WP für den Leistungsbereich 3-5 kW • Prototypentwicklung/Labortest zur Parametrierung des Modells • Systemsimulationen zur Ermittlung der Effizienz und Regelung <u>Projekt arsenal research:</u> • Vermessung von 10 kombinierten Wärmepumpen (SH & DHW) • Vermessung von 2 Kompaktgeräten (SH, SC, V, DHW)
CA	LTE/Hydro-Québec	• Auslegung, Bau sowie Feldtest und Optimierung von 2 Equilibrium Netto-Nullenergie-Häusern in kaltem Klima
CH	IEBau/FHNW,	• Auslegungsrichtlinien für Wärmepumpensysteme mit energieeffizientem Heiz- und Kühlbetrieb

	SATAG/Viessmann (CH)	Feldtest einer Wärmepumpe mit Heiz- und Kühlbetrieb
DE	FhG-ISE, Viessmann GmbH	- Feldtest von ≈ 100 Wärmepumpen in NEH in Zusammenarbeit mit 7 WP-Herstellern und 2 Energieversorgern - Feldtest von ≈ 80 Wärmepumpen als Ersatz von Kesseln in Wohngebäuden mit hohen Vorlauftemperaturen in Zusammenarbeit mit dem deutschen Energieversorger E.ON
FR	EdF	- Vergleich von Systemlösungen für Niedrigenergiehäuser - Entwicklung von L/L-Wärmepumpenlösungen - Feldtest eines Wärmepumpensystems in einem NEH
JP	Universität Hokkaido, TEPCO	- Auslegung/Systemoptimierung von Luft-WP (Splitgeräte) für moderates Klima hinsichtlich Leistungsbereich und Teillastbetrieb - Machbarkeitsstudie und Feldtest von erdgekoppelten WP in NEH im kalten Klima von Hokkaido
NL	SenterNovem	Unterstützung der Markteinführung von Niedrigenergiehäusern und Wärmepumpen, Entwicklung von Standardsystemen, Feldtests zum Vergleich von Systemlösungen
NO	SINTEF Energy Research, NTNU	- Technologiestudien von geeigneten Wärmepumpen für norwegische Niedrigenergiehäuser (kaltes Klima) - Studie von zentralem CO₂-WP-Warmwassererwärmer in NEH - Feldtest einer neuen W/W-Wärmepumpe mit dem Kältemittel Propan in einem Passivhaus im Süden Norwegens
SE	SP	- Rechnerischer Vergleich von Systemlösungen für NEH - Redesign von schwedischen Wärmepumpenlösungen (Leistungsbereich, Hilfsenergieverbrauch)
US	DOE, ORNL	- Entwicklung eines multifunktionalen Wärmepumpensystem für SH, DHW, SC, V, H, DH für Netto-Nullenergie-Häuser - Prototypenentwicklung, Simulation, Labor-/ Feldtest der Systeme

Tabelle 1: Übersicht der Projekte im IEA HPP Annex 32

Ziele der Entwicklung integrierter, multifunktionaler Systemlösungen sind:

- Neuentwicklungen von Systemen unter den Aspekten
 - Anpassung an Leistungsanforderungen, Verbesserung der Komponenteneffizienz
 - Integration zusätzlicher Funktionalität (neben Heizung (SH) und Warmwasser (DHW) z.B. Lüftung (V), Komfortkühlung (SC), Befeuchtung (H) und Entfeuchtung (DH))
 - Einsatz natürlicher Kältemittel, z. B. CO₂ oder Propan
- Die Analyse und der Vergleich bestehender Systeme sowie das Ableiten von Standardsystemlösungen und Verbesserungspotenzialen

Bau und Vermessung von Prototypen im Labor

- Effizienzcharakterisierung
 - Parametrierung von Simulationsmodellen anhand von Labortests
- Simulation von Systemlösungen
 - Bewertung von Einsatzgrenzen, erreichbarem Komfort, Energieverbrauch und Kosten
 - Ableitung von Auslegungsrichtlinien und angepassten Regelstrategien

Ziele der Felduntersuchungen sind:

- Bewertung der Funktionalität von Neuentwicklungen und marktgängigen Systemen
- Ermittlung der Energieeffizienz unter realen Betriebsbedingungen
- Identifikation von Optimierungspotenzialen zur Weiterentwicklung von Komponenten und Systemen

Der Schwerpunkt im Schweizer Projekt ist die Entwicklung von Standardlösungen für Wärmepumpensysteme für den Heiz- und Kühlbetrieb und die Ableitung von Auslegungsempfehlungen für die Systeme. Da das Schweizer Projekt im Rahmen eines weiteren Beitrags auf der UAW-Tagung präsentiert wird [3], wird im Folgenden der aktuelle Stand der Projekte der Nachbarländer Österreich [4] und Deutschland [5] und damit auch je ein Projekt aus dem Bereich Prototypentwicklung und aus dem Bereich Feldtests vorgestellt.

Prototypentwicklung einer CO₂-Sole-Wasser Wärmepumpe

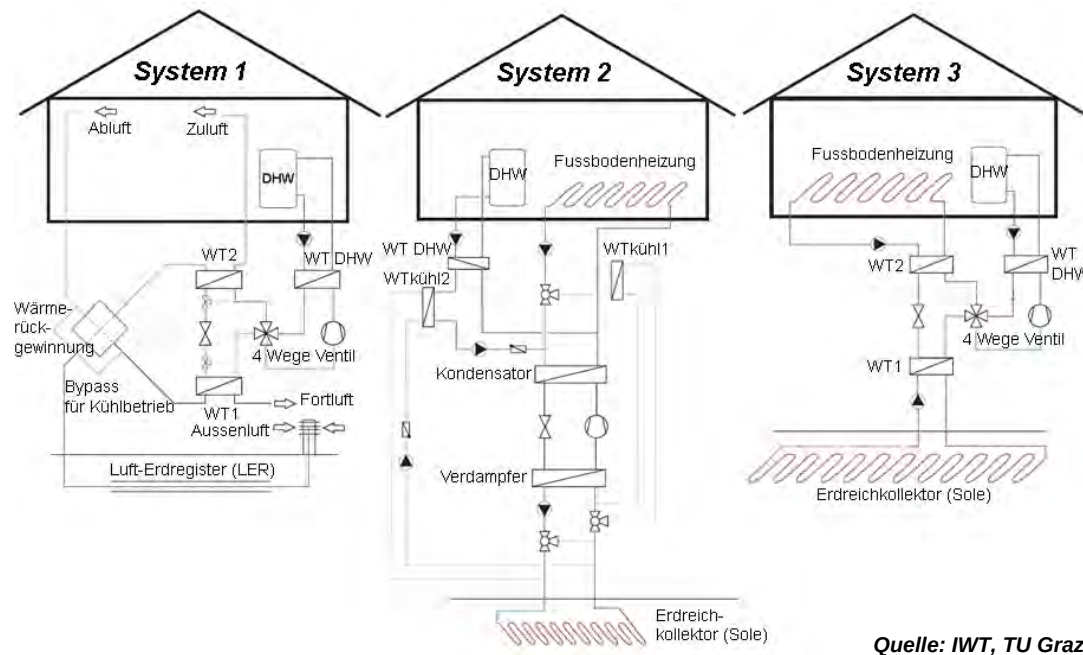
Ausgangspunkt der Entwicklung war der Vergleich von den Kältemitteln Propan (R290), CO₂ (R744) und R134a sowie den folgenden drei Systemverschaltungen:

System 1: L/L-Wärmepumpe mit Luftheizung und -kühlung im Umkehrbetrieb, Lüftungswärmerückgewinnung und Luftvorwärmung/-kühlung über ein Luft-Erdregister. Ein simultaner Warmwasserbetrieb über einen Enthitzer ist möglich, wurde aber nicht untersucht.

System 2: Erdgekoppeltes System mit Fussbodenheizung und -kühlung, passiver Kühlbetrieb über das Erdreich und simultaner Warmwasserbetrieb mit Kühlung über den Fussboden sind möglich.

System 3: System 3 ist System 2 ähnlich, nur dass eine Wärmepumpe mit Umkehrbetrieb verwendet wird, und damit nur eine aktive und keine passive Kühlfunktion über den Fussboden möglich ist. Es weist aber eine geringere Komponentenzahl und eine einfachere Hydraulik auf.

Die drei Systeme sind in Bild 2 dargestellt.



Quelle: IWT, TU Graz

Bild 2: Prinzipische Skizze der betrachteten Systeme

Auf einem Herstellerworkshop wurden die drei Systeme folgendermassen bewertet:

System 1 weist bei einer Beschränkung auf den hygienisch notwendigen Luftwechsel die folgenden Einschränkungen auf:

- Einsatz auf Häuser mit Heizlast von $\approx 10 \text{ W/m}^2$ begrenzt
- keine Leistungsreserve, höherer Temperaturhub für die Wärmepumpe
- im Winterbetrieb Gefahr zu trockener Luft

Deshalb besteht in Österreich – wie auch in der Schweiz [6] – eine gewisse Skepsis gegenüber Luftheizungen, und in Österreich gibt es zudem eine Präferenz für warme Flächen. Aus diesen Gründen wurde System 1 nicht weiterverfolgt.

System 2 und System 3 unterscheiden sich hauptsächlich in der passiven bzw. aktiven Kühlfunktion. Da in Österreich die Kühllasten bei adäquater Gebäudegestaltung auch in Niedrigenergiehäusern gering gehalten werden können [4], sollte die Komfortkühlfunktion über die Anlage so energieeffizient wie möglich, also vorzugsweise nur mit Pumpenenergie erfolgen. Daher wurde die Systemlösung 2 weiterverfolgt.

Für den Kältemittelkreislauf wurden Simulationen mit dem Programm EES [7] durchgeführt, woraus die folgende Beurteilung der Kältemittel getroffen wurde:

- Das natürliche Kältemittel Propan (C_3H_8) hat ein vernachlässigbares Treibhauspotenzial (Global Warming Potential - GWP) von 3 (CO_2 -Äquivalenten). Bei Einsatz von Propan kann aufgrund der Simulationsergebnisse mit einem Gesamt-Jahresnutzungsgrad für alle Betriebsmodi Heizung, Warmwasser und Kühlung von 3.6 gerechnet werden. Allerdings ist Propan brennbar (Selbstentzündungstemperatur 470°C , untere Explosionsgrenze 2.1%, obere Explosionsgrenze 9.5%), weshalb ab einer Kältemittelmenge von über 150 g Sicherheitsvorkehrungen nach EN 378 [9] eingehalten werden müssen.
- Das Kältemittel R134a ist ein teilhalogenierter Fluor-Kohlenwasserstoff, ist also nicht Ozonschicht abbauend, hat aber mit einem GWP von 1200 Treibhauspotenzial. Der Einsatz von R134a lässt gemäss den Simulationen einen Gesamtnutzungsgrad von 3.3 erwarten, wobei der Heiz- und Kühlbetrieb bessere Jahresnutzungsgrade als CO_2 lieferte.
- Das natürliche Kältemittel CO_2 hat ein vernachlässigbares Treibhauspotenzial (GWP =1). CO_2 ist nicht brennbar, nicht toxisch und hat günstige thermodynamische Eigenschaften. Aufgrund der niedrigen kritischen Temperatur von 31.1°C (aber hohem kritischen Druck 7.3 MPa) wird CO_2 fast immer in transkritischen Prozessen eingesetzt. Transkritische Prozesse mit CO_2 werden typischerweise bei 5-10mal höheren Drücken als in herkömmlichen Wärmepumpenprozessen bei etwa 2–4 MPa auf der Niederdruckseite und 8-13 MPa auf der Hochdruckseite betrieben. Die Verdampfung erfolgt unterkritisch und die Wärmeabgabe bei überkritischem Druck ($p > 7.3 \text{ MPa}$) durch Abkühlung des überhitzten CO_2 -Gases in einem Gaskühler ohne Kondensation. CO_2 hat daher einen hohen Temperaturgleit, was eine exergetisch günstige Wärmeübertragung bei niedrigen Temperaturdifferenzen im Gaskühler bei entsprechender Anpassung des Prozesses ermöglicht. Der Prozess wird umso effizienter, je weiter das CO_2 heruntergekühlt werden kann, weshalb es für eine hohe Effizienz wichtig ist, möglichst kalte Eintrittstemperatur in den Gaskühler zu realisieren. Daher ist CO_2 insbesondere für einen Warmwasserbetrieb geeignet [8]. Aufgrund der hohen notwendigen Drücke ist die Verfügbarkeit der Komponenten für CO_2 -Wärmepumpen aber noch eingeschränkt. Die Simulationen ergeben einen Gesamt-Jahresnutzungsgrad von 3.3 bei Einsatz von CO_2 . CO_2 hat dabei gegenüber R134a einen besseren Nutzungsgrad im Warmwasser-Betrieb.

Aufgrund der Sicherheitsanforderungen für Propan, dem GWP von R134a und steigenden Warmwasseranteilen in NEH wurde die Entscheidung für CO_2 getroffen. Bild 3 links zeigt den transkritischen Prozess im Temperatur-Enthalpy-Diagramm [8] und Bild 3 rechts fasst die Bewertung der Kältemittel zusammen.

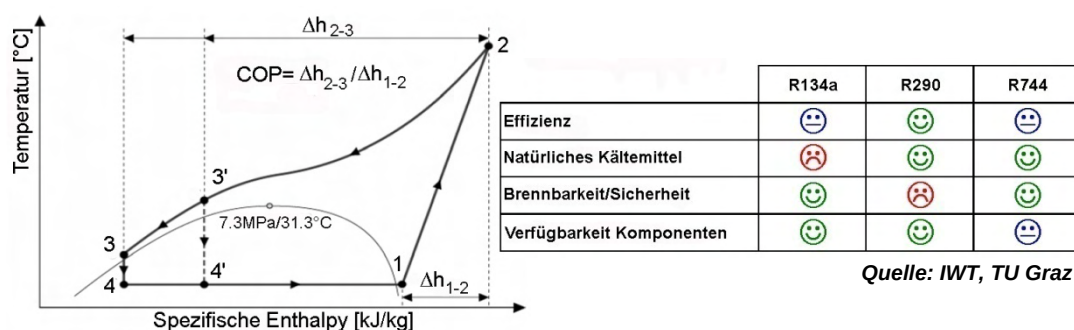


Bild 3: Allgemeiner transkritischer CO_2 -Prozess im T-h-Diagramm [8] und Bewertung unterschiedlicher Kältemittel auf Grundlage des Systems 2

Nach der Systemsentscheidung und der Festlegung auf das Kältemittel wurde ein Prototyp mit der Anlagenkonfiguration nach Bild 4 entworfen. Der Kältekreis der Wärmepumpe ist mit einem Sauggasüberhitzer ausgestattet. Ein Pufferspeicher mit Schichtenladung dient zur möglichst optimalen Einkopplung des Rücklaufs des Heizkreises, um die kalten Temperaturen des Warmwassersystems im unteren Teil des Speichers zu erhalten. Zur Vermeidung der Legionellen Problematik bei DHW-Speichern wird das Warmwasser im Wärmetauscher HX_{DHW} im Durchlauf erzeugt. Der Gaskühler (GC) ist auf zwei Wärmetauscher (GC_1 und GC_2) für den Hoch- und Niedertemperaturbetrieb aufgeteilt („Bi-partite gas cooler“). GC_1 koppelt das Temperaturniveau von 30-35°C für den Heizbetrieb in der Mitte des Speichers ein, GC_2 erhöht die Temperatur für den Warmwasserbetrieb auf ca. 55°C. Mit dieser Konfiguration kann der Heiz- und Warmwasserbetrieb simultan erfolgen, aber auch mittels Bypass von GC_2 nur Heizwärme produziert werden.

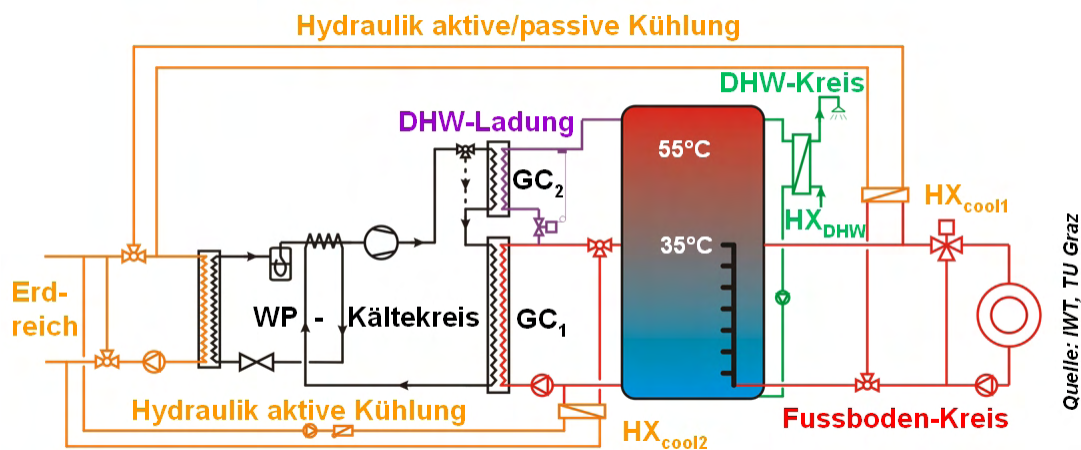
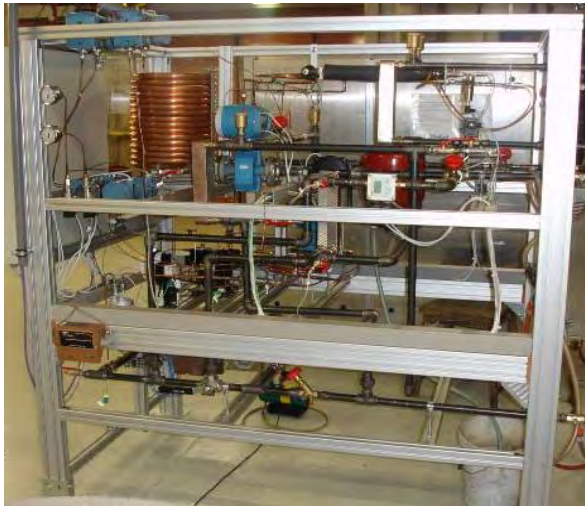


Bild 4: Prinzipskizze des Prototyps der österreichischen CO_2 -S/W-Wärmepumpe

Eine aktive und passive Kühlung ist mittels externer Hydraulik möglich. Für einen passiven Kühlbetrieb kann über die Hydraulik und HX_{cool1} Wärme über den Fussbodenkreis aus dem Gebäude ins Erdreich abgeführt werden. Für einen aktiven Kühlbetrieb kann über HX_{cool2} und die Hydraulik die Wärme des Gaskühlers GC_1 ins Erdreich abgeführt werden und die Verdampferkälte über die Hydraulik und HX_{cool1} in den Fussbodenkreis eingespeist werden. Ohne Durchströmung von HX_{cool1} kann bei aktivem Kühlbetrieb auch simultan Warmwasser erzeugt werden.

Bild 5 zeigt den Prüfstand für die Prototypentwicklung. Erste Messungen ergaben, dass der zunächst verwendete CO_2 -Kompressor für die Anwendung nur bedingt geeignet ist. Zurzeit wird ein besser geeigneter Kompressor eingebaut. Die Prüfstandsmessungen sollen im August 2009 abgeschlossen werden. Mit einem anhand der Messungen parametrisierten Modell werden im Anschluss Systemsimulationen durchgeführt, die für eine Abschätzung des Jahresnutzungsgrades und der Erprobung von Regelungsstrategien dienen. Das Projekt soll Ende 2009 abgeschlossen werden.



Quelle: IWT, TU Graz

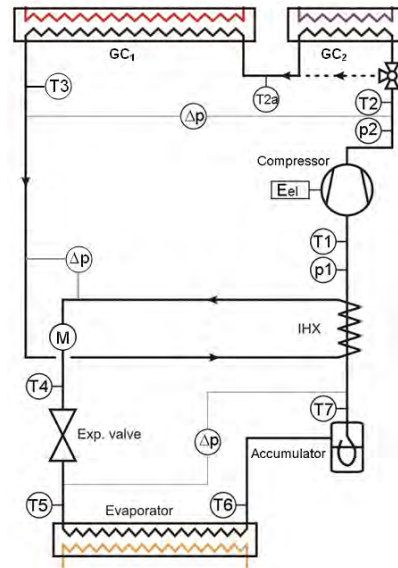
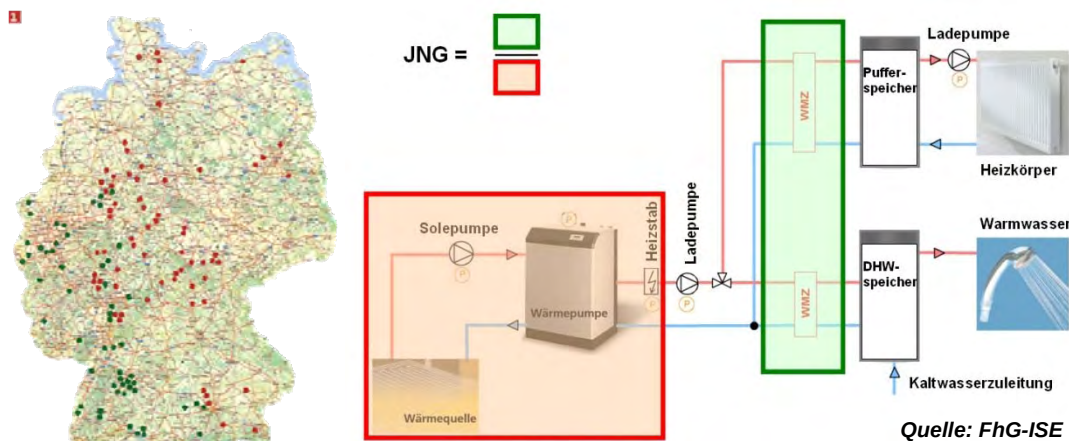


Bild 5: Foto des Teststands und Messpunkte im Kältekreis des Prototyps der CO₂-S/W-Wärmepumpe

Feldtest von Wärmepumpen in Niedrigenergie- und Bestandsgebäuden

Deutschland wird vom Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme (FhG-ISE) und der Viessmann GmbH vertreten. Der Beitrag von Deutschland sind zwei grosse Feldtests. Ein Feldtest zum Einsatz von Wärmepumpen in Niedrigenergiehäusern (Projekttitel „WP-Effizienz“, <http://wp-effizienz.ise.fraunhofer.de>) wird in Zusammenarbeit mit 7 Wärmepumpenherstellern und 2 Energieversorgern durchgeführt, der andere Feldtest zum Einsatz von Wärmepumpen als Ersatz für Heizkessel im Gebäudebestand (<http://wp-im-gebäudebestand.de>) wird in Zusammenarbeit mit dem Energieversorger E.ON durchgeführt. Bild 6 links zeigt die Anlagenstandorte von WP-Effizienz als grüne, dunkle Punkte und von WP im Gebäudebestand als rote, helle Punkte. Bild 6 rechts zeigt die Systemgrenze. Der Jahresnutzungsgrad (JNG) wird aus erzeugter Wärme dividiert durch die Elektrizität für die Erzeuger (WP und el. Nachheizung) und die Quellenpumpe berechnet [5].



Quelle: FhG-ISE

Bild 6: Anlagenstandorte und Systemgrenzen der Feldtests WP-Effizienz und WP im Gebäudebestand

Ziel des Projekts WP-Effizienz ist eine Aussage zum Nutzungsgrad von Anlagen der neuesten Wärmepumpen-Generation mit Heiz- und Warmwasserbetrieb in NEH und die Identifikation von Verbesserungspotenzialen und Hinweisen für die Weiterentwicklung von Wärmepumpen im Leistungsbereich von 3-5 kW. Ziel des Feldtests WP im Gebäudebestand ist die Bewertung der Machbarkeit eines Einsatzes von Wärmepumpen im Gebäudebestand hinsichtlich Wirtschaftlichkeit, Primärenergieeinsparung, Komfort und Nutzerzufriedenheit (Teilnehmerbefragung). Des Weiteren erfolgt eine Bewertung der Umbaumaßnahmen. Die Gebäude sind zu 44% vor 1970, zu 34% vor 1990 und zu 22% nach 1990 errichtet worden. Tabelle 2 gibt die mittlere Energiebezugsfläche (EBF), die Heizenergie (als Bereich berechneter Werte bzw. durchschnittlichen Brennstoffverbrauch), Bereich bzw. Durchschnitt der installierten Wärmepumpenleistung und die Temperaturen.

Projekt	mittlere EBF [m ²]	Heizenergie [kWh/(m ² a)]	WP-Leistung [kW]	Temperaturen [°C]
WP-Effizienz (≈ 100 Häuser)	ø 192	20-50 (berechneter Bedarf)	5-10	30-35 (FBH) 45-65 (Rad.) ≈50 (DHW)
WP-Gebäudebestand (≈ 80 Häuser)	ø 190	ø 182 (Brennstoff- Verbrauch)	ø13.8 (S/W) ø14.5 (L/W)	40-45 (FBH) 45-65 (Rad.) 45-60 (DHW)

Tabelle 2: Kenndaten der Häuser und WP-Systeme in den deutschen Feldtests

Bild 7 zeigt die Wärmequellen und die Abgabesysteme in den Projekten WP Effizienz und WP im Gebäudebestand.

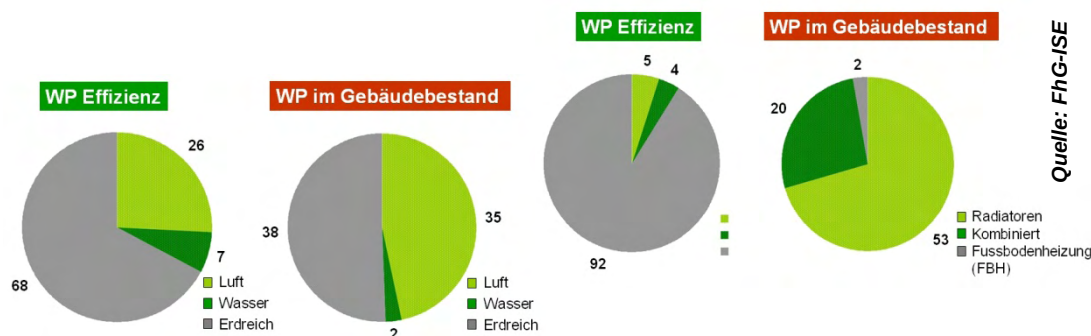


Bild 7: Wärmequellen (links) und Abgabesystem (rechts) im WP-Effizienz und WP im Gebäudebestand Feldtest

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Nutzungsgrade für die unterschiedlichen Wärmepumpentypen S/W und L/W diskutiert. Dabei ist zu beachten, dass im Jahr 2008 noch nicht alle der ≈100 Wärmepumpen des WP-Effizienz Projekts installiert waren, weshalb nur ≈43 S/W und 6 L/W Wärmepumpen in die Auswertung eingegangen sind.

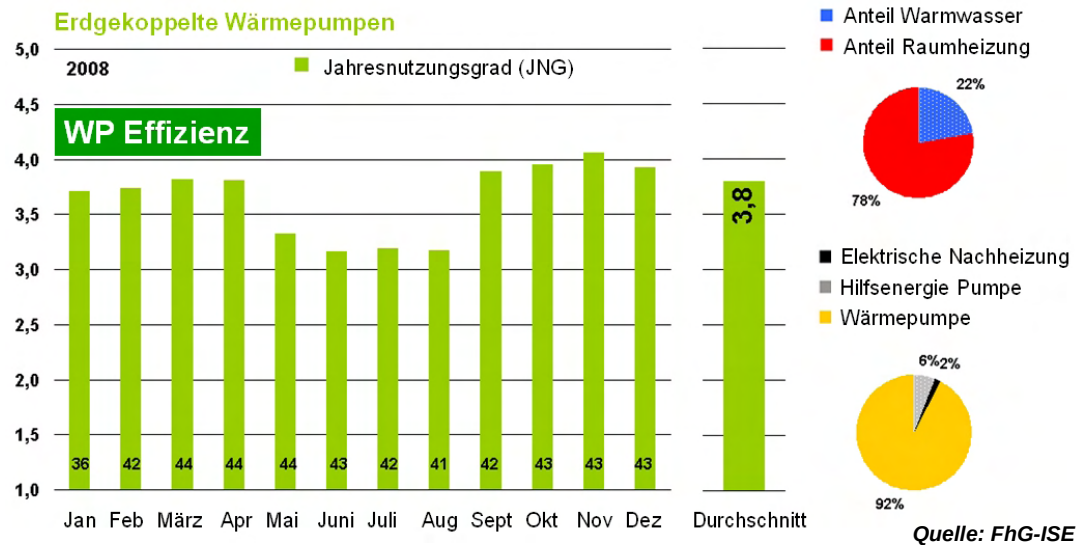


Bild 8: Ergebnisse Sole-Wasser-Wärmepumpen für 2008 WP-Effizienz

Bild 8 zeigt die über alle Anlagen gemittelten Ergebnisse der Monatsnutzungsgrade für S/W-Wärmepumpen im WP-Effizienz Projekt. Der mittlere Jahresnutzungsgrad (JNG) beträgt 3,8. Im Winteralternativbetrieb von Heizung und Warmwasser sind die Nutzungsgrade höher als im Warmwasserbetrieb im Sommer. Der Warmwasseranteil ist mit 22% für Niedrigenergiehäuser eher gering. Der Hauptanteil der elektrischen Energie wird mit 92% vom Wärmepumpenkompressor aufgenommen, die Quellenpumpe benötigt 6% und ein direktelektrischer Nachheizbetrieb ist mit 2% vernachlässigbar, da er nur bei 6 der gemessenen Anlagen auftrat.

Bild 9 zeigt die Ergebnisse für die Wärmepumpen in Bestandsgebäuden. Aufgrund der höheren Vorlauftemperaturanforderungen liegt hier der mittlere Nutzungsgrad bei 3,3, die sich aus einem mittleren Nutzungsgrad im Heizbetrieb von 3,7 und im Warmwasserbetrieb von 3,1 ergibt [10]. Der anteilige Nachheizenergiebedarf und die Hilfsenergie für Pumpen sind vergleichbar mit den Niedrigenergiehäusern. Der Warmwasseranteil liegt aufgrund des höheren Energiebedarfs im Heizbetrieb mit 12% deutlich niedriger als bei den Anlagen im Projekt WP-Effizienz.

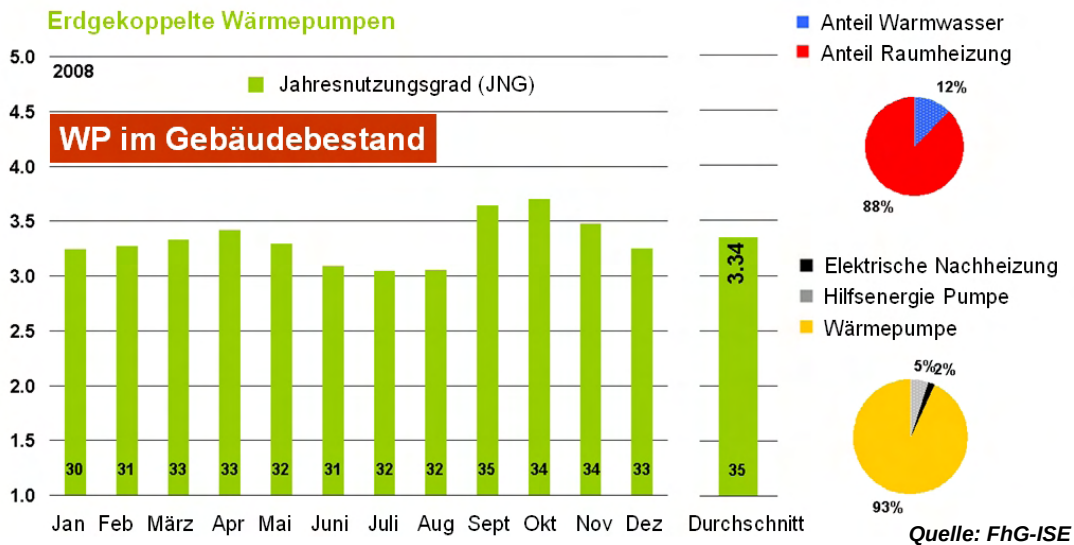


Bild 9: Ergebnisse für Sole-Wasser-Wärmepumpen 2008 WP im Gebäudebestand

Bild 10 zeigt die Ergebnisse für die Luft-Wasser-Wärmepumpen. Der Warmwasseranteil von 28% bezieht sich hier auf die Periode Mai 2007 bis April 2008. In den Niedrigenergiehäusern wird ein durchschnittlicher Jahresnutzungsgrad von 3.0 erreicht, wobei nur 6 Anlagen installiert waren. Für die Auswertung von 2009 können dann mehr Anlagen berücksichtigt werden. Die Unterschiede zwischen Winter- und Sommerbetrieb sind minim, da im Sommer die höheren Quellentemperaturen die höhere Temperaturanforderung des Warmwasserbetriebs ausgleichen, so dass beim Warmwasserbetrieb im Sommer ungefähr der gleiche Temperaturhub vorliegt wie beim Heizbetrieb mit Fussbodenheizung im Winterbetrieb. Die Nachheizung ist mit 2% auch hier vernachlässigbar.

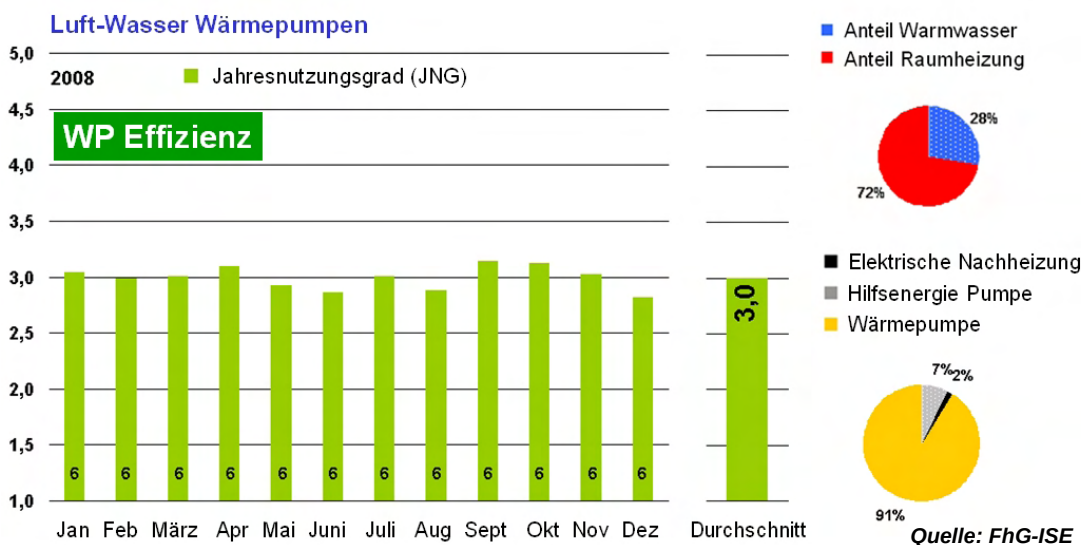


Bild 10: Ergebnisse Luft-Wasser-Wärmepumpen in Niedrigenergiehäusern für 2008

In Bild 11 sind die Luft-Wasser-Wärmepumpen für Bestandsgebäude dargestellt. Sie erreichen einen durchschnittlichen Jahresnutzungsgrad von 2.6 bei einem Warmwasseranteil von 14%. Hier ist der Sommerbetrieb allerdings effizienter, da die Temperaturanforderung für die Heizung bei tiefen Quellentemperaturen ähnlich hoch wie beim Warmwasser liegt. Im Gegensatz zu Niedrigenergiehäusern sinkt der Anteil der Hilfsenergie auf 3% aufgrund der höheren Wärmepumpenleistung, die Nachheizenergie ist mit 1% wiederum vernachlässigbar.

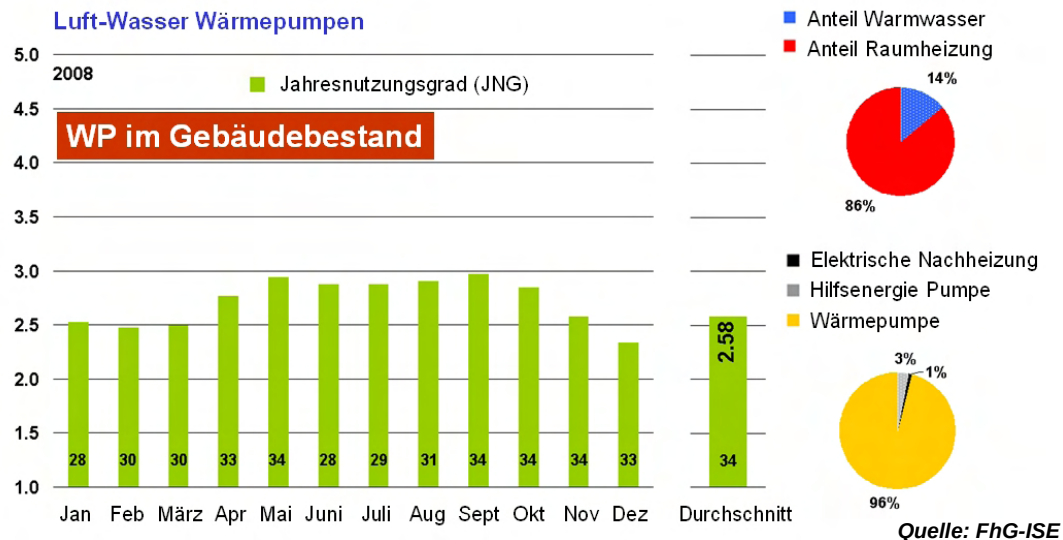


Bild 11: Ergebnisse Luft-Wasser-Wärmepumpen im Gebäudebestand für 2008

Als Zwischenfazit der Ergebnisse der beiden Feldtest ergibt sich, dass Systeme in Niedrigenergiehäusern mit den mehrheitlich an den Wärmepumpenbetrieb gut angepassten niedrigen Vorlauftemperaturen gute Jahresnutzungsgrade liefern. Der elektrische Nachheizbedarf ist bei geeigneter Auslegung sehr gering. Insbesondere liegen die Luft-Wasser-Wärmepumpen im Durchschnitt mit 3.0 über der Schwelle des Primärenergiefaktors von 2.7 (Basis Strommix DE nach Gemis 4.3 [11]). Dies trifft in Bestandsgebäuden im Durchschnitt nur für S/W-Wärmepumpen mit dem Nutzungsgrad von 3.3 zu, die auch in Bestandsgebäuden zur Primärenergieeinsparung beitragen. Für L/W-Wärmepumpen ist eine weitere Verbesserung des Betriebs in Bestandsgebäuden notwendig [11]. Optimierungspotenziale, die in beiden Feldtests festgestellt wurden, betreffen die Systemeinbindung, insbesondere die Speicherladestrategien. Generell besteht auch bei der Anlagenregelung noch Potenzial, um möglichst niedrige Vorlauftemperaturen zu realisieren.

Ergebnisse des IEA HPP Annex 32

Zur Aufbereitung der unterschiedlichen Ergebnisse der nationalen Projekte im IEA HPP Annex 32 werden die einzelnen Schwerpunkte in Berichten oder anderen Dokumenten ausgearbeitet. Die einzelnen Ergebnisse umfassen:

- einen Übersichtsbericht („Executive Summary“), der die Ausgangslage und die wesentlichen Ergebnisse des Annex 32 zusammenfasst
- eine Dokumentation von Standardsystemlösungen und Auslegungsempfehlungen für diese Systemlösungen
- eine Dokumentation der entwickelten Prototypsysteme mit den Resultaten der Laborprüfungen, Systemsimulationen und Feldergebnisse der Prototypen
- die Ergebnisse der Feldtests von marktgängigen Systemen als Übersicht und als ausgewählte einzelne Anlagenergebnisse.

Der Verfügbarkeit der Ergebnisse und der Abschluss des IEA HPP Annex 32 sind für Mitte 2010 geplant. Aktuelle Informationen zum Annex 32, den Teilnehmern und nationalen Projekten sowie Downloadmöglichkeit von Workshoppräsentationen und anderen Veröffentlichungen sind unter <http://www.annex32.net> verfügbar.

Verdankungen

Der IEA HPP Annex 32 ist ein Gemeinschaftsprojekt. Die Autoren bedanken sich für die finanzielle Unterstützung und die Projektbegleitung des Annex 32 durch das BFE. Des Weiteren bedanken sich die Autoren für die Beiträge aller Teilnehmerländer und die konstruktive Zusammenarbeit.

Quellen

- [1] Konferenz der Energiedirektoren, Konferenz der Energiefachstellen: Mustervorschrift der Kantone im Energiebereich (MuKE), Ausgabe 2008, 4. April 2008, CH, download unter www.endk.ch
- [2] Verordnung zur Änderung der Energieeinsparverordnung (EnEV), Vom 29. April 2009, Bundesgesetzblatt Jahrgang 2009 Teil I Nr. 23, herausgegeben zu Bonn am 30. April 2009, S. 954-989, DE
- [3] R. Dott, Th. Afjei: SEK - Standardschaltungen zum energieeffizienten Heizen und Kühlen mit Wärmepumpen, Tagungsband 15. UAW-Tagung, Burgdorf, 24. Juni 2009, CH
- [4] A. Heinz, R. Rieberer: System assessment and field monitoring, interner Zwischenbericht Österreich IEA HPP Annex 32, Graz, 2008, AT
- [5] M. Miara, J. Wewiór, T. Kramer: System assessment and field monitoring, interner Zwischenbericht Deutschland IEA HPP Annex 32, Freiburg (Brsg), 2008, DE
- [6] Verein MINERGIE®: Position des Vereins MINERGIE® zum Thema Luftheizung, Verein MINERGIE®, Bern, 10.11.2007, CH, download unter www.minergie.ch
- [7] S.A. Klein: Engineering Equation Solver (EES), Academic Commercial V7.934-3D, F-Chart, Software, Madison, 2007, US
- [8] J. Stene: IEA HPP Annex 32: 1) Analysis of CO₂ heat pumps for low energy and passive houses 2) Field testing of an integrated propane heat pump, SINTEF Technical Report TR 6676-08, 2008, NO
- [9] EN 378:2008 Refrigerating systems and heat pumps. Safety and environmental requirements, CEN, Brussels, 2008, EU
- [10] Ch. Russ: Monitoring Wärmepumpe im Gebäudebestand, Präsentation 3. Internationales Anwenderforum Sanierung im Gebäudebestand, Staffelstein, 26.- 27. März 2009, DE
- [11] U. Fritsche, K. Schmidt: Globales Emissions-Modell Integrierter Systeme (GEMIS) - Handbuch zu GEMIS 4.3, Öko-Institut e.V. Darmstadt, April 2006, DE

Ralf Dott
dipl. Ing. , Wissenschaftlicher Mitarbeiter
Thomas Afjei, Prof, Dr. sc. techn. ETH, Dozent Gebäudetechnik
Fachhochschule Nordwestschweiz, Hochschule für Architektur, Bau und Geomatik
Institut Energie am Bau
St. Jakobs-Strasse 84
CH-4132 Muttenz
ralf.dott@fhnw.ch
www.fhnw.ch/iebau

SEK: Standardsysteme zum energieeffizienten Heizen und Kühlen mit Wärmepumpen

Zusammenfassung

Die sommerliche Kühlung von Gebäuden gewinnt aufgrund höherer interner Wärmelasten und steigenden Anforderungen an die sommerliche thermische Behaglichkeit an Bedeutung. Wärmepumpen können neben Heizwärme und Warmwasser auch Kühlenergie bereitstellen, wobei die für die Wärmepumpe erschlossenen Wärmequellen oft zur energieeffizienten, passiven Kühlung genutzt werden können. Wichtig bei der Kühlung von Räumen sind ein geringer Kühlenergiebedarf, eine hohe Systemeffizienz und das Vermeiden von unnötigem Mehrverbrauch für den Kühlbetrieb. Zur Deckung des Kühlbedarfs sollten schrittweise Wärmelasten vermieden, Nachtlüftung genutzt und passiv gekühlt werden. Wenn dies nicht ausreicht, kann aktiv mit Abwärmenutzung für die Warmwasserbereitung oder aktiv ohne Abwärmenutzung gekühlt werden.

Theoretische Untersuchungen aus Simulationen und Erfahrungen aus Feldmessungen fliessen in einem DesignGuide mit Standardlösungen zusammen, der Angaben zu Hydraulikschema, Komponentenwahl, Leistungscharakteristik, Kennzahlen und Auslegungsempfehlungen beinhaltet. Kriterien für die richtige Standardlösung sind neben der Machbarkeit Effizienz, Systemkomplexität und Kosten.

Abstract

Comfort cooling of buildings in summer becomes more and more important due to higher internal thermal loads and rising demands on the summer thermal comfort. Heat pumps can provide space heat and hot water but also provide cooling. Furthermore heat sources developed for the heat pump often can be used for an energy efficient passive cooling. Important for the cooling of buildings are a low cooling demand, high system efficiency and the avoidance of unnecessary additional energy usage. In order to cover the cooling load one should consecutively avoid heat loads, use night ventilation and passive cooling. If these

measures are not sufficient active cooling with waste heat recovery for hot water or active cooling without waste heat usage could be used.

Theoretical studies with simulations and experiences from field measurements merge in a design guide, who provides information to hydraulic scheme, choice of components, performance characteristics, characteristic numbers and design recommendations. Criteria for the appropriate standard solution are in addition to the feasibility efficiency, system complexity and cost.

Einleitung

Im Winter haben sich die Behaglichkeitsbedingungen in Niedrigenergiebauten durch eine gut gedämmte Gebäudehülle, Fenster mit tiefen U-Werten und einer Komfortlüftung mit Wärmerückgewinnung wesentlich verbessert. Beigetragen dazu hat der Schweizer MINERGIE®-Standard 0, der den Energieverbrauch gegenüber früher halbiert und die Behaglichkeit u.a. durch die Komfortlüftung erheblich gesteigert hat. Mit den Fortschritten im Winter steigen allerdings auch die Ansprüche im Sommer.

Die sommerliche Kühlung von Gebäuden, auch Wohngebäuden, gewinnt zunehmend an Bedeutung. Hauptgründe sind höhere innere thermische Lasten in Verbindung mit modernen Bauweisen, die einen zunehmenden Anteil an transparenten Flächen aufweisen, bis hin zu den populären Glasfassaden. Hinzu kommt der gestiegene Lebensstandard mit hohen Ansprüchen an die thermische Behaglichkeit. Die Minimierung des zusätzlichen Energiebedarfs bei der Kühlung ist eine Herausforderung für energieeffiziente Gebäude.

Eine effiziente Bereitstellung für behagliches Wohnen ist der Kernpunkt der notwendigen Aktivitäten. Dabei gilt es, zuerst die entstehenden thermischen Lasten zu minimieren, beispielsweise durch eine Verschattung zum Schutz vor zu starker solarer Einstrahlung oder eine Reduktion der Abwärme elektrischer Geräte durch effiziente Technik zum Vermeiden von unnötigen Standby-Verlusten. Der verbleibende Kühlbedarf sollte dann mit möglichst geringem Aufwand gedeckt werden. Systeme, mit denen sowohl geheizt als auch gekühlt werden kann, versprechen einen geringen Investitionsbedarf und können mit einer entsprechenden Regelung eine sehr gute Effizienz erreichen.

Wärmepumpen können neben Heizwärme und Warmwasser auch Kühlenergie bereitstellen. Dabei können die für die Wärmepumpe erschlossenen Wärmequellen oft auch zur passiven Kühlung genutzt und meist einfach in existierende Systemkonfigurationen integriert werden.

Grundlagen

Die Menschen in Europa verbringen einen grossen Teil ihrer Zeit im Gebäude. Die menschliche Leistungsfähigkeit und das Wohlbefinden stehen in engem Zusammenhang mit äusseren Einflüssen, zu denen im Wesentlichen Licht, Schall, Gerüche, stoffliche Emissionen,

Wärme und Feuchte zählen. Diese Faktoren beeinflussen den Menschen, werden im Gegenzug aber auch selbst von ihm beeinflusst.

Das Hauptkriterium für die thermische Behaglichkeit ist die sogenannte operative Temperatur, in der die konvektive Lufttemperatur des Raums und die sich aus den Innenflächen ergebende Strahlungstemperatur zusammengefasst werden. Im Winter wird eine Temperatur zwischen 20 °C und 23 °C als notwendig erachtet. Die Wärmeerzeugung sollte mit einem möglichst grossen Anteil erneuerbarer Energie erfolgen, z.B. durch Nutzung von Biomasse oder Umweltwärme mit Wärmepumpen.

Eine Kühlung von Räumen ist nur in bestimmten Fällen, z.B. bei hohen inneren Wärmelasten, unabdingbar. Oft wird eine operative Temperatur von 26.5 °C als oberer Grenzwert angestrebt. Die hier betrachteten Systeme sind jedoch nicht dazu gedacht eine maximale Temperatur genau einzuhalten, wie dies bei Klimaanlage der Fall ist. Vielmehr sollen sie mit einer ergänzenden Kühlfunktion die thermische Behaglichkeit im Sommer verbessern und dabei eine begrenzte Wirkung in Kauf nehmen, die gegebenenfalls durch die Limitierung natürlicher Kältequellen bedingt sein kann. Dies ist beispielsweise im Wohnbereich der Fall, wo der Fokus nicht auf einer strikten Einhaltung einer oberen Temperaturgrenze liegt, sondern, Temperaturspitzen vermieden, das Temperaturniveau insgesamt leicht gesenkt und Handlungsspielräume genutzt werden sollen. Dabei ist eine zentrale Anforderung, dass nur ein geringer zusätzlicher Energieaufwand für die Kühlung akzeptiert wird.

Energieeffiziente Heiz- und Kühltechnologien

Ein geringer zusätzlicher Energieaufwand für Kühlung setzt voraus, dass der Kühlbedarf insgesamt nicht gross ist und mit einem kleinen Zusatzaufwand an Endenergie bereitgestellt werden kann. Das Verhältnis zwischen der genutzten Kühlenergie und dem gesamten dafür notwendigen Endenergie-Aufwand, in der Regel Elektrizität, wird als Systemnutzungsgrad (SNG) bezeichnet. Der Wärmeerzeugernutzungsgrad (WNG) ist das Verhältnis der von allen Wärmeerzeugern erzeugten Wärme zu dem dazu erforderlichen Energieaufwand. Diese sind umso höher je geringer die zur Bedarfsdeckung eingesetzte Energie ist.

Die Berechnung der Kühlenergie nimmt erst in den letzten Jahren Einzug in Normung und Berechnungsverfahren. Somit liegen bisher im Allgemeinen keine Grenzwerte für die akzeptierte Kühlenergie vor, wie beispielsweise für den Heizwärme- oder Heizenergiebedarf. Im Bereich der Kühlung wird hauptsächlich die Leistung der Anlagen betrachtet. Nach schweizerischem Normenwerk darf eine Kühlung nur realisiert werden, wenn bauliche Anforderungen an die Luftdurchlässigkeit der Gebäudehülle, Sonnenschutz und die Wärmespeicherfähigkeit der Raumumschliessungsflächen erfüllt sind. Weiterhin muss der Bedarf einer Kühlung nachgewiesen werden, entweder durch besondere Anforderungen an die Raumtemperatur, hohe innere Wärmelasten oder hohe sommerliche Raumlufttemperaturen. Ohne diesen Nachweis dürfen, bei Einhaltung der baulichen Anforderungen, nur Anlagen mit kleinem elektrischem Leistungsbedarf für Medienförderung und -aufbereitung inklusive

Kühlung realisiert werden. Dieser kleine elektrische Leistungsbedarf wird für Neubauten mit 7 Watt pro Quadratmeter gekühlte Nettogeschossfläche festgelegt, für bestehende Anlagen und sanierte Anlagen mit 12 W/m².

In der Praxis bedeutet das für ein Gebäude mit 150 m² gekühlter Nettogeschossfläche eine maximale elektrische Leistung der Kühlanlage von 1050 Watt. Das entspricht bei einer klassischen Klimaanlage mit einer Jahresarbeitszahl von ungefähr 3 einer sehr beschränkten Kühlleistung von rund 3 kW für das ganze Gebäude.

Wie vorgehen für eine energieeffiziente Kühlung?

Es stellt sich die Frage, wie kann ein geringer Energieaufwand für die Kühlung realisiert werden? Dies soll anhand des folgenden schrittweisen Vorgehens erläutert werden.

1) Wärmelasten des Gebäudes reduzieren

Der erste Schritt ist, die Wärmelasten des Gebäudes, also den Kühlbedarf, zu minimieren. Hierzu tragen die Minimierung der internen und externen Wärmelasten bei. Die internen Wärmelasten können durch effiziente Geräte, reduzierte Betriebszeiten und tiefe Stand-by-Verluste minimiert werden. Bei den externen Wärmelasten ist vor allem die Reduktion der solaren Einstrahlung durch eine Verschattung wichtig.

2) Nachtlüftung nutzen

Im zweiten Schritt sollen natürliche Kühlquellen, wie beispielsweise die Lüftung während der Nachtstunden, genutzt werden.

3) Passive Kühlung

Die erste Form einer mechanischen Kühlung sollte passive bzw. natürliche Kältequellen nutzen. Hierbei ist der Aufwand darauf beschränkt, die natürliche Kältequelle zu erschliessen und per Medium (z.B. Wasser) in das Gebäude zu transportieren, wie dies beim direkten Kühlen mit Erdsonden der Fall ist.

4) Aktive Kühlung mit Zusatznutzen

Systeme mit aktiver Kälteerzeugung (=Wärmeabfuhr) über eine Kältemaschine sollten soweit immer möglich auch die Abwärme nutzen, beispielsweise zur Warmwasserbereitung.

5) Aktive Kühlung ohne Zusatznutzen

Sollten alle diese vorgenannten Massnahmen nicht ausreichen und die notwendige Behaglichkeit nicht erreicht werden, so bleibt als letzte Möglichkeit die aktive Kühlung mit reiner Wärmeabfuhr beispielsweise an die Aussenluft, wie es mit klassischen Klimageräten geschieht.

Anwendung auf Heizsysteme mit Wärmepumpe

Für eine effiziente Kühlung eignen sich besonders Wärmepumpensysteme. Einerseits wird bei diesen Systemen immer eine externe, natürliche Wärmequelle erschlossen, die gegebenenfalls auch als Wärmesenke oder Kältequelle dienen kann. Andererseits sind der Wärmepumpenprozess und der Kälteanlagenprozess im Grunde die gleichen Prozesse, nur einmal mit Nutzung der warmen Seite, einmal mit Nutzung der kalten Seite, wodurch mit Umkehrung des Prozesses sowohl geheizt als auch gekühlt werden könnte.

Für die passive Kälteerzeugung werden mit Wärmepumpen – Heizsystemen prinzipiell folgende natürliche Kältequellen erschlossen:

- Erdreich (Erdwärmesonden, Erdwärmekollektoren, Luft-Erdreich-Wärmetauscher)
- Grundwasser
- Aussenluft

Für die aktive Kühlung mit Zusatznutzen stehen folgende Möglichkeiten offen:

- Abwärmenutzung (z.B. zur Wassererwärmung)
- Kurzzeitige Wärmespeicherung im Erdreich (Regeneration von Wärmequellen)

Wie oben unter Punkt 5) beschrieben kann die aktive Kälteerzeugung durch Prozessumkehr der Wärmepumpe erfolgen.

Wärmepumpensysteme zum Heizen und Kühlen

Aus den Vorbetrachtungen des vorhergehenden Kapitels können für die Anwendung auf Wohngebäude fünf Standardsysteme zum energieeffizienten Heizen und Kühlen mit Wärmepumpen abgeleitet werden. Der Ausgangspunkt sind immer Heizsysteme mit Wärmepumpen. Diese werden dann auch zur Kühlung eingesetzt bzw. für die Kühlung ergänzt. Dabei werden die Funktionen Heizen, Kühlen, Warmwasserbereitung und Lüftung betrachtet.

Die bisher standardmässig eingesetzten Geräte zur Raumkühlung sind Split-Klimageräte mit Konvektoren im Innenraum und Wärmeabfuhr an die Aussenluft. Dieses System zur Kühlung und Beheizung wird als Standardsystem 1 und Vergleichssystem mit rein aktiver Kühlung definiert. Die Funktionen Heizen und Kühlen übernimmt die Wärmepumpe. Die Lüftung wird von einem Lüftungsgerät mit Wärmerückgewinnung übernommen, die Warmwasserbereitung erfolgt separat.

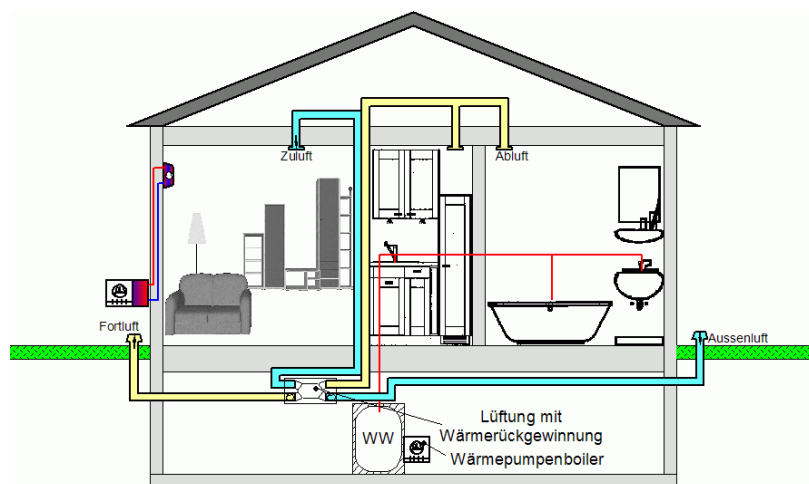


Bild 12: Standardsystem 1, Luft / Luft – Klimagerät mit Umkehrbetrieb

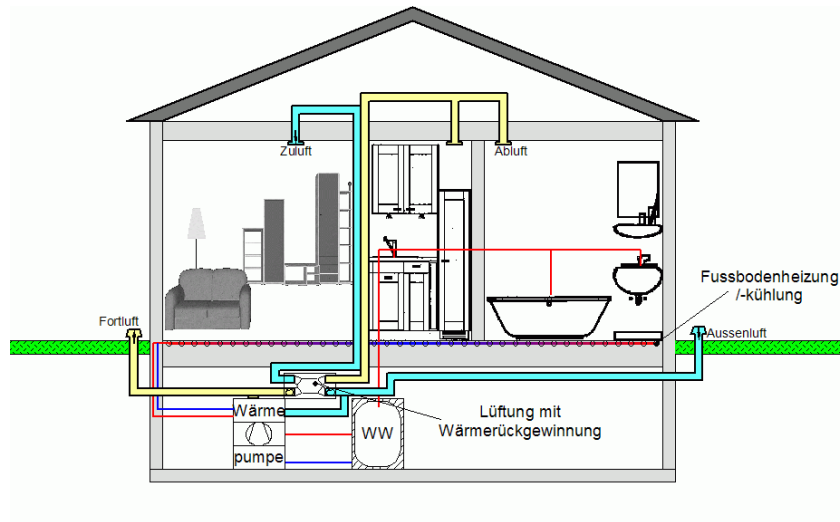


Bild 13: Standardsystem 2, Luft / Wasser – Wärmepumpe mit Umkehrbetrieb und einem gemeinsamen Wärmeübergabesystem

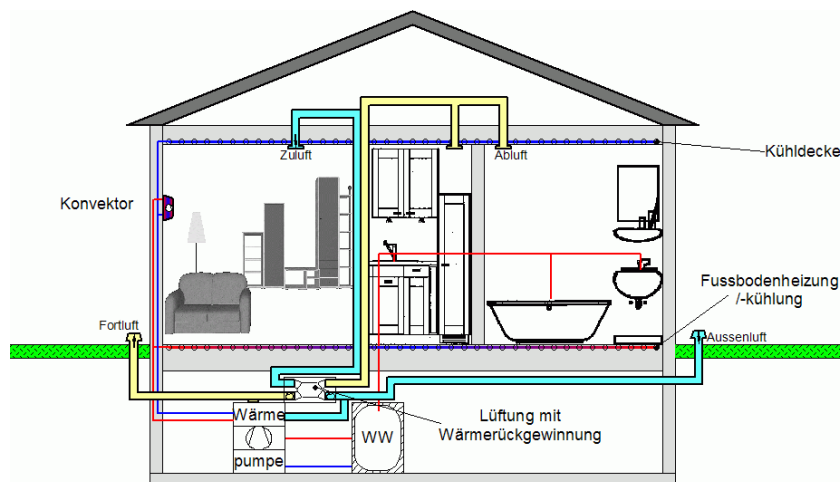


Bild 14: Standardsystem 3, Luft / Wasser – Wärmepumpe mit Umkehrbetrieb und einem Wärmeübergabesystem zum Heizen und einem zweiten zum Kühlen

Die Standardsysteme 2 und 3 gehen von einer Aussenluft - Wärmepumpe für Heizen und Warmwasserbereitung und einer hydraulischen Wärmeverteilung aus. Zur Kühlung läuft die Wärmepumpe im Umkehrbetrieb. Die Frischluftversorgung sichert eine separate Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung. Dabei wird beim Standardsystem 2 das gleiche Wärmeübergabesystem für Heizen und Kühlen genutzt, beispielsweise eine Fußbodenheizung. Besonders effizient ist es, wenn nur mit Abwärmenutzung für die Warmwassererwärmung gekühlt wird.

Standardsystem 3 nutzt je ein Wärmeübergabesystem zum Heizen und zum Kühlen.

Das System mit dem grössten Potenzial für eine energieeffiziente Beheizung und Kühlung nutzt als Wärmequelle für die Wärmepumpe eine Erdwärmesonde und tauscht die Wärme über eine Niedertemperatur – Fussbodenheizung mit dem Raum aus. Bei diesen Standardsystem 4 kann die Erdwärmesonde zur passiven Kälteerzeugung für den Kühlbetrieb direkt an die Fussbodenheizung gekoppelt werden. Der zusätzliche Anlagenaufwand ist gering. Der Aufwand für den Betrieb durch die passive Kälteerzeugung ebenso.

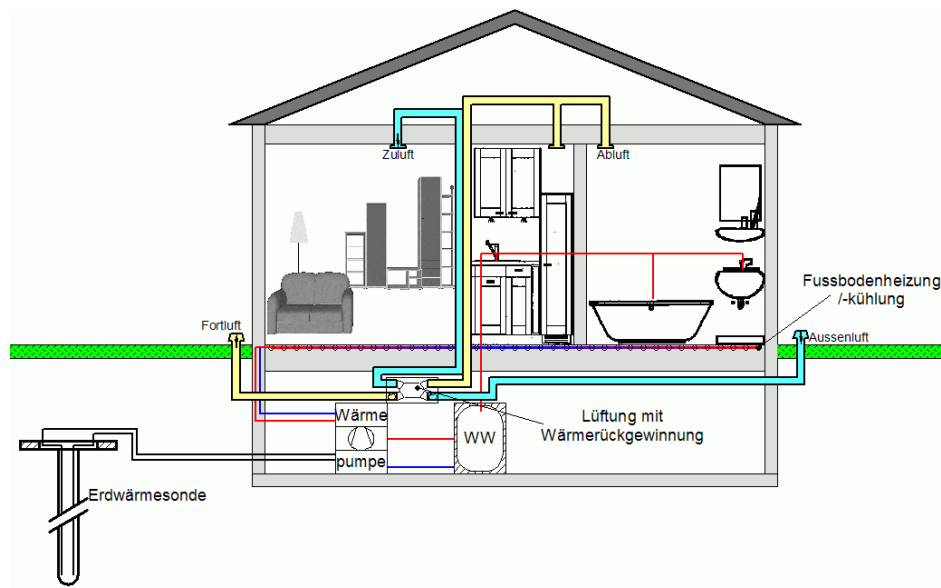


Bild 15: Standardsystem 4, Erdgekoppelte Wärmepumpe mit passiver Kühlung

Das fünfte Standardsystem ist nur bei Passivhäusern bzw. MINERGIE-P®-Gebäuden sinnvoll anwendbar. Bei diesen sehr gut wärmedämmten Gebäuden mit niedrigem Wärmebedarf ist es möglich, die Heizwärme mit der Frischluft der Lüftungsanlage ins Gebäude zu transportieren. Dafür haben sich spezielle Wärmepumpen – Kompaktgeräte etabliert, die die Funktionen Heizen, Warmwasserbereitung und Lüftung abdecken. Die Wärmepumpe gewinnt die Umgebungswärme dabei entweder aus der Aussenluft oder ergänzend aus der Abluft der Wohnungslüftung. Hierbei kann wiederum der Wärmepumpenprozess umgekehrt werden, sodass über die Lüftungsanlage das Gebäude auch gekühlt werden kann. Der Vorteil liegt hier darin, dass der Wärmebedarf des Gebäudes so gering ist, dass auch mit einer aktiven Kühlung nur ein geringer zusätzlicher Endenergieaufwand (z.B. Elektrizität) entsteht.

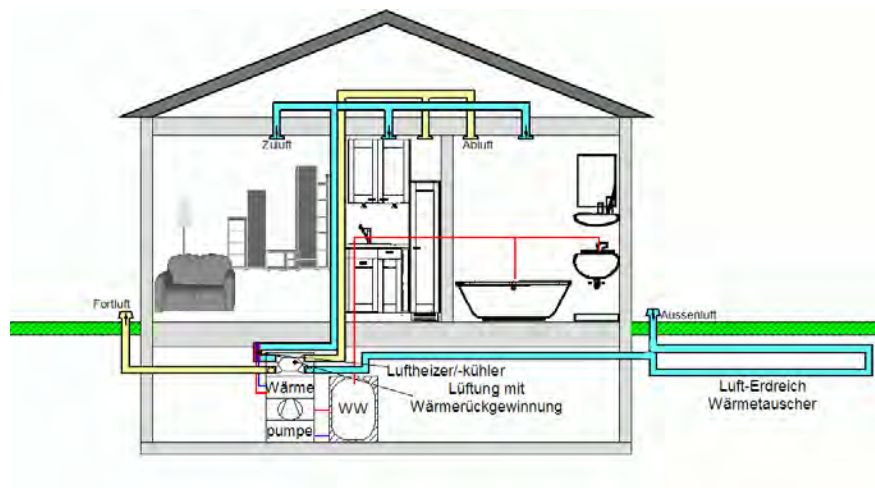


Bild 16: Standardsystem 5, Lüftungs-Wärmepumpen Kompaktgerät

Design Guide

Im Sinne einer Dokumentation wird ein Leitfaden (Design Guide) erstellt, in dem der Anwendungsbereich, Einsatzgrenzen sowie Vor- und Nachteile der vorgängig aufgezeigten Standardlösungen beschrieben werden. In einem Kapitel soll Schritt für Schritt aufgezeigt werden, wie man zum optimalen System kommt. Darüber hinaus werden hilfreiche Literaturquellen und Weblinks angegeben.

Die Vorgehensweise im Design Guide umfasst die Schritte:

- Systemauswahl: Für das Objekt wird eine Standardlösung zum Heizen und Kühlen mit Wärmepumpen ausgewählt.
- Grundlagendaten: Für das gewählte System werden die erforderlichen Grundlagendaten zu Gebäude und Nutzung bestimmt.
- Wärmeverteilung und -erzeugung: Basierend auf den Grundlagendaten erfolgt die Auswahl und Auslegung der Wärmeverteilung und -erzeugung.
- Regelung: Abschliessend werden eine passende Regelstrategie und -einstellungen vorgeschlagen.

Für die Systemauswahl werden zuerst relevante Entscheidungskriterien abgefragt. Diese umfassen unter anderem die folgenden Fragen und Kriterien:

- Welcher energetische Gebäudestandard wird realisiert?
gesetzliche Mindestanforderung / MINERGIE® oder MINERGIE-P®
- Ist eine mechanische Lüftung vorhanden?
- Soll neben den Funktionen Heizen und Kühlen auch die Warmwasserbereitung in das System integriert werden?
- Welche Wärmeübergabesysteme zum Heizen sind möglich?
FBH / TABS / Heizkörper / Luft
- Welche Wärmeübergabesysteme zum Kühlen sind möglich?
FBH / TABS / Kühldecke / Luft

- Ist eine Erdwärmesonde oder sind Erdwärmekörbe möglich / zulässig?

Anhand der Antworten auf die Auswahlfragen und den daraus folgenden, realisierbaren Optionen werden die möglichen Standardlösungen bestimmt. Sollten mehrere Standardlösungen zur Auswahl stehen, kann die Auswahl der Standardlösung für das spezifische Objekt anhand der Qualifizierung mit den Kriterien „Energieeffizienz / Umweltgüte“, „Leistungsfähigkeit“ und „Aufwand & Systemkomplexität“ erfolgen, die für jede Standardlösung erstellt werden.

Für die Bewertung der Energieeffizienz wird eine Einordnung angelehnt an die SIA 382/1 0 vorgenommen. Darin werden Kühlanlagen mit kleinem elektrischem Leistungsbedarf definiert mit einer spezifischen Leistung von weniger als 7 Watt pro m² gekühlte Nettogeschossfläche für Medienförderung und -aufbereitung inklusive Kühlung. Dieser Wert dient als Grenzwert für als „akzeptabel“ qualifizierte Anlagen. Ein elektrischer Leistungsbedarf darüber wird als kritisch bzw. zu hoch qualifiziert. Mit guten Anlagen kann ein elektrischer Leistungsbedarf unter 2.5 W/m² erreicht werden.

Anhand der Standardlösung 4, erdgekoppelte Wärmepumpe mit passiver Kühlfunktion, sollen im Folgenden Elemente der Systembeschreibung exemplarisch aufgezeigt werden. Diese beinhalten die Angaben:

- Hydraulikschema
- Details zu Komponenten, Funktionalität, Leistungsumfang, Leistungscharakteristik und Kennzahlen
- Auslegungsempfehlungen / -schritte mit Auflistung der relevanten Normen
- Bewertung nach Effizienz, Systemkomplexität und Kosten
- Verweis auf Feldtests & Praxiserfahrung

Hydraulikschema

Eine theoretische Untersuchung zeigte, dass eine einfache Schaltung wie in Bild 17 dargestellt ausreicht um mit einer passiven Kühlung über die Erdwärmesonde die gestellten Anforderungen hinsichtlich Kühlung zu über 90% zu decken.

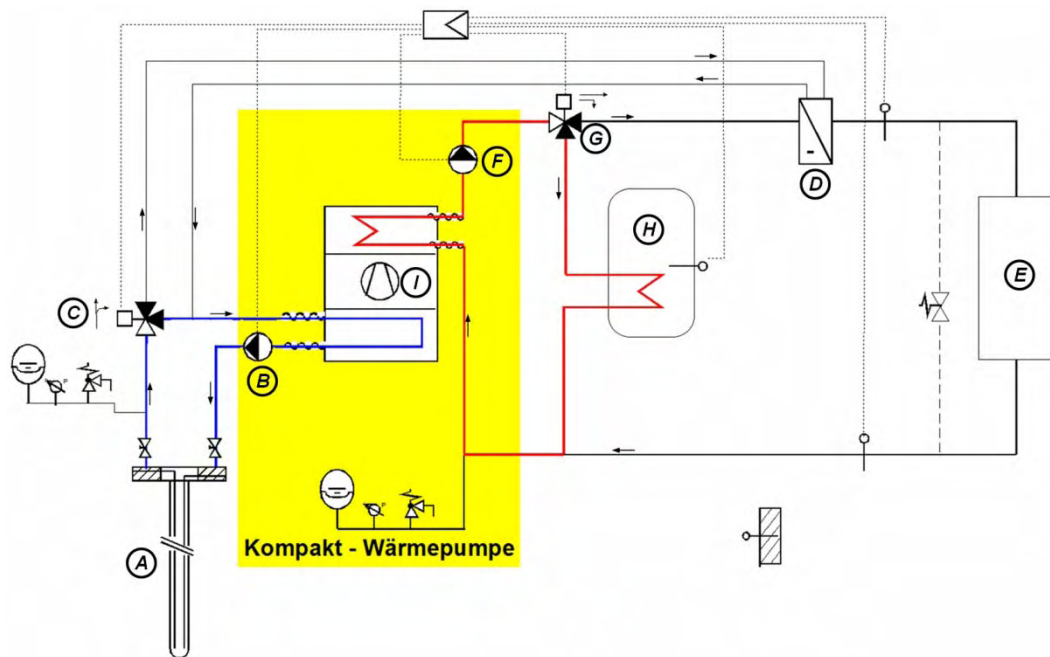


Bild 17: Empfohlene Hydraulikschaltung für die Kühlung mit erdgekoppelten Wärmepumpen: A - Erdwärmesonde; B - Sondenpumpe; C - 3-Wege-Mischventil Kühlung; D - Wärmetauscher Kühlung; E - Fussbodenheizung; F - Pumpe Heizkreis & Warmwasserladung; G - Umschaltventil Heizkreis ↔ Warmwasserspeicher; H - Warmwasserspeicher; I - Wärmepumpe

Kühlen mit der Fussbodenfläche

Die Leistungsfähigkeit der Fussbodenoberfläche im Kühlfall wird bestimmt durch die Behaglichkeitsgrenze der Oberflächentemperatur am Fussboden. Diese sollte für vorwiegend mit bekleideten Füßen betretene Flächen im Wohnbereich über 20 °C liegen. Für barfuss betretene Fussböden liegt die Behaglichkeitsgrenze höher, beispielsweise 21 °C für Teppich, 24 °C für Eichenholz und 26 °C für Beton.

Das Kondensationsrisiko ist bei gegebenen Anforderungen an die Behaglichkeit gering. Die Anzahl Stunden, in denen der Taupunkt der Luft über 18 °C liegt, ist in den meisten schweizerischen Klimaregionen gering. Mit diesen Randbedingungen können am Fussboden Kühlleistungen im Bereich 10 – 45 W/m² erreicht werden. In der Regel liegen sie zwischen 20 und 30 W/m².

Passive Kühlung mit Erdwärmesonde

Die erreichbare Kühlleistung aus der Erdwärmesonde liegt bei einer Auslegung auf den Heizbetrieb in der Regel unter 30 W/m. Einen sehr grossen Einfluss darauf hat die Auslegung des Wärmetauschers zwischen der Erdwärmesonde und dem Fussbodenkreis, durch den bei hoher Grädigkeit die Leistung leicht halbiert werden kann.

Simulationen zeigten, dass die Regeneration einer einzelnen Erdwärmesonde im Sommer für den Winterbetrieb sehr wenig bringt. Eine ca. 0.5 K höhere Austrittstemperatur Ende des Winters hat nur einen geringen Steigerungseffekt auf den Systemnutzungsgrad im Heizbetrieb von ca. 2.5%.

Die Regeneration für den Warmwasserbetrieb im Sommer fällt mit etwa 1-5 K höheren Austrittstemperaturen deutlich grösser aus, was zu einer Steigerung der Warmwasser - Arbeitszahl von rund 8% führen kann.

Systembewertung

Insgesamt sind nur wenige zusätzliche Komponenten erforderlich, wodurch die Systemkomplexität als gering eingestuft werden kann.

Die Zusatzinvestition zum Heizsystem beträgt beim Neubau etwa 2'000 - 3'000 CHF. Weiterhin werden durch die passive Kälteerzeugung und Verteilung über ein hydraulisches System nur geringe zusätzliche Energiekosten verursacht. Die Standardlösung 4 kann also mit geringen Investitionskosten und geringen Betriebskosten eine Steigerung der sommerlichen Behaglichkeit erreichen.

Simulationen zeigten, dass die Systemnutzungsgrade im passiven Kühlbetrieb im Bereich von 10 bis 25 liegen. Der Systemnutzungsgrad Kühlen beschreibt das Verhältnis zwischen der im Kühlbetrieb abgeführten Wärme aus dem Raum und dem dafür notwendigen elektrischen Aufwand für die Umwälzpumpen und die Regelung. Die im Folgenden beschriebene Feldmessung bestätigt die theoretische Untersuchung mit einem Systemnutzungsgrad von 8.0 bei einem verhältnismässig geringen Kühlenergieeinsatz. Der spezifische elektrische Aufwand für Standardsystem 4 liegt im Bereich $0.5 - 2.5 \text{ W/m}^2_{\text{NGF-c}}$.

Regelung - Saisonale Umschaltung Heizen - Kühlen

Von besonderem Interesse ist die saisonale Umschaltung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb. Eine automatische Umschaltung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb erfolgt häufig anhand einer gleitend gemittelten Aussentemperatur. Dabei wird unterhalb der Heizgrenze der Heizbetrieb und oberhalb der Kühlgrenze der Kühlbetrieb aktiviert bzw. deaktiviert. Dazwischen befindet sich eine neutrale Zone in der weder geheizt noch gekühlt wird.

Mit einer kurzen Mittelungsdauer der Aussentemperatur kann schnell auf eine Änderung der äusseren Bedingungen reagiert werden. Es muss jedoch auch sichergestellt sein, dass nicht kurz aufeinanderfolgend geheizt und gekühlt wird und somit Energie unnötig eingesetzt wird ohne einen Nutzen daraus ziehen zu können. Dies kann mit einer Totzeit zwischen den beiden Betriebsarten erreicht werden oder mit einer Mittelung der Aussentemperatur über einen längeren Zeitraum von beispielsweise 24 Stunden, welche das eher träge Verhalten eines gut

isolierten und mit ausreichend Wärmespeicherkapazität ausgestatteten Gebäudes besser in der Regelung abbildet, als ein kürzeres Mittelungsintervall.

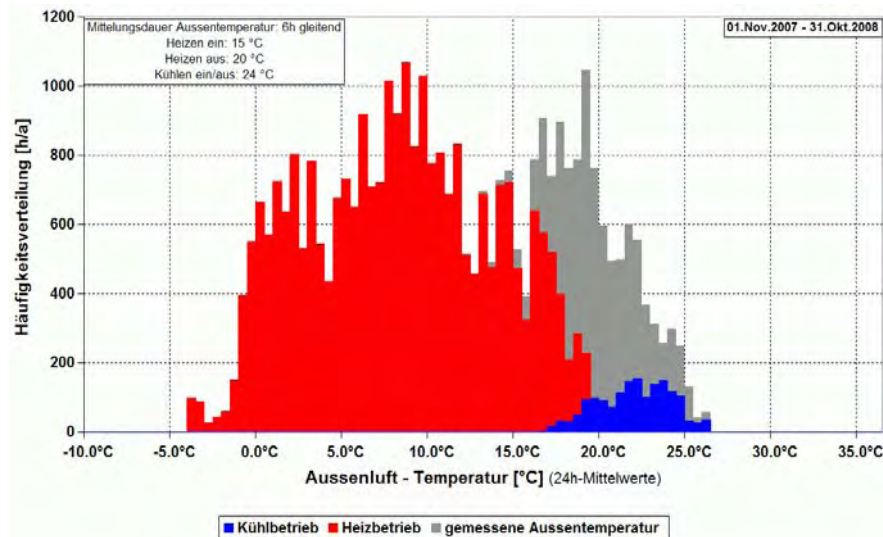


Bild 18: Häufigkeitsverteilung der Heiz- / Kühlbetriebsstunden mit einer eher kurzen Mittelungsdauer der Aussentemperatur von 6 Stunden (Heizgrenze mit Hysterese 15/20 °C, Kühlgrenze 24 °C)

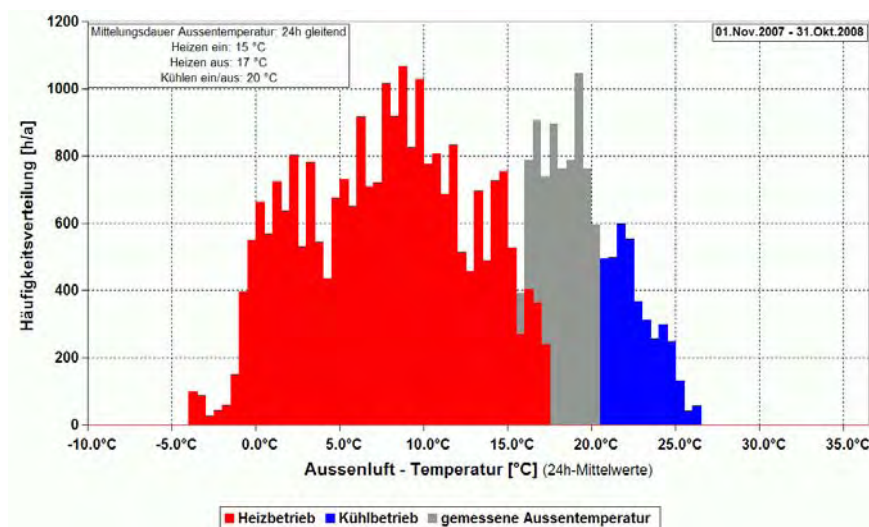


Bild 19: Häufigkeitsverteilung der Heiz- / Kühlbetriebsstunden mit einer längeren Mittelungsdauer der Aussentemperatur von 24 Stunden (Heizgrenze mit Hysterese 15/17 °C, Kühlgrenze 20 °C)

Die Häufigkeitsverteilungen der Heiz- und Kühlbetriebsstunden in Bild 18 & Bild 19 für ein Jahr aus einer Feldmessung zeigen, dass mit einer längeren Mittelungsdauer von 24 Stunden die Überschneidung von Heiz- und Kühlbetrieb am gleichen Tag vollständig vermieden werden kann und zudem an Stunden mit warmen Aussentemperaturen mehr gekühlt werden kann.

Heizen und Kühlen in der Praxis

In der Praxis setzt sich in den letzten Jahren vermehrt die passive Kühlung mit erdgekoppelten Wärmepumpen durch (Standardlösung 4). Dabei versorgt im Winter eine erdgekoppelte Wärmepumpe eine Niedertemperatur - Fussbodenheizung. Im Sommer steigert eine passive Kühlung über den Fussboden, gekoppelt mit den Erdwärmesonden, die thermische Behaglichkeit. Die Frischluftzufuhr erfolgt mit einer mechanischen Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung. Dieses System geht mit einem geringen Mehraufwand sowohl von bei der Anlagenerstellung als auch beim Anlagenbetrieb einher.

In das hier beschriebene Projekt fliessen die Erfahrungen aus zwei eigenen Feldmessungen mit diesem System ein. Das eine Gebäude ist ein MINERGIE-P[®] - Mehrfamilienhaus, zu welchem nachfolgend einige Ergebnisse zusammengefasst sind. Das zweite Gebäude ist ein MINERGIE[®] - Einfamilienhaus, dessen Messungen erst im Winter 2008/09 begannen und noch nicht vollständig ausgewertet sind.

Praxiserfahrungen

In Basel (CH) wurde 2007 das erste Mehrfamilienhaus nach MINERGIE-P[®]-Standard, „CosyPlace“, erstellt. Die Fussbodenheizung wurde mit für Heiz- und Kühlbetrieb umschaltbaren Raumthermostaten realisiert. Mit einer messtechnischen Untersuchung konnten Erkenntnisse über das Praxisverhalten und den Benutzereinfluss gewonnen werden. In der Periode November 2007 bis April 2009 zeigte sich eine gute Funktionstüchtigkeit der Wärmepumpenanlage im Heiz-, Warmwasser- und Kühlbetrieb. Beeinflusst wurde die Messresultate von einem unerwartet späten Bezug zweier Wohnungen im September bzw. Oktober 2008. Damit verbunden war eine noch andauernde Bautätigkeit in der ersten Heizperiode.

Insgesamt wurde im Winter eine gute thermische Behaglichkeit erreicht. Die Raumtemperaturen lagen meist im Bereich 20 °C bis 24 °C, die Raumluft – Feuchte war mit 20%_{r.F.} bis 50%_{r.F.} zeitweise eher niedrig.

Im Sommer wurde mit einem eher geringen Einsatz der Kühlfunktion eine zufriedenstellende thermische Behaglichkeit erreicht. Die Raumtemperaturen lagen meist im Bereich 20 °C bis 26 °C, die Raumluftfeuchte in einem behaglichen Bereich von 35%_{r.F.} bis 65%_{r.F.}.

Die Wärmepumpe erwies sich als effizient. Im Heizbetrieb ergab sich ein Wärmeerzeugernutzungsgrad von 4.0 und im Warmwasserbetrieb ein Wärmeerzeugernutzungsgrad von 2.9 bei einer Warmwassertemperatur von 55 °C. Im passiven Kühlbetrieb mit der Erdwärmesonde wurde ein Wärmeerzeugernutzungsgrad von 8.8 erreicht. Die abgeführte Kühlwärme war mit 2'078 kWh eher gering. Dies ist auch auf eine stark am Heizbetrieb orientierte Reglereinstellung zurückzuführen.

In der Heizperiode zeigte sich ein erhöhter realer Heizwärmebezug des Gebäudes gegenüber dem Rechenwert im MINERGIE-P[®]-Nachweis. Mit den aus den Messwerten abgeleiteten Randbedingungen konnte 2/3 des Mehrbedarfs erklärt werden. Im Endenergiebezug (in diesem Fall der Elektrizitätsbezug der Wärmepumpe) wirkt sich diese Abweichung kaum aus. Der berechnete gewichtete Elektrizitätsbezug (mit Faktor 2 gemäss MINERGIE[®] - Nachweis) liegt für Heizen und Warmwasser bei 20.8 kWh/m²/a. Der gemessene und ebenfalls mit Faktor 2 gewichtete Elektrizitätsbezug für Heizen und Warmwasser liegt mit 21.8 kWh/m²/a für die Periode 2007/2008 respektive 25.3 kWh/m²/a für die Periode 2008/2009 nur geringfügig über dem rechnerischen Wert.

Die Austrittstemperatur der Erdwärmesonde lag in der Winterperiode im Bereich 1.5 °C bis 11.3 °C bei einem Mittelwert von 5.3 °C. Zum Anfang Juni hin stieg die Austrittstemperatur ohne Kühlbetrieb auf etwa 10 °C. Mit aktivem Kühlbetrieb von Anfang Juli 2008 an stieg die Austrittstemperatur der Erdwärmesonde weiter auf rund 15 °C die auch über eine längere Kühlperiode Ende Juli gehalten wurde. An Tagen ohne Kühlbetrieb in der Sommerperiode, nur mit Warmwasserbetrieb, sank die Austrittstemperatur rasch auf Werte im Bereich 11 °C bis 12 °C. Damit bestätigt sich die in der theoretischen Untersuchung festgestellte Steigerung der Arbeitszahl im sommerlichen Warmwasserbetrieb.

Die Reglereinstellung der 1. Heizperiode konnte basierend auf den Messdaten dahingehend optimiert werden, dass sowohl die Heizwärmebereitstellung im Winter gesichert ist, als auch der Kühlung mehr Leistungsfähigkeit ermöglicht wird. Dabei wurde eine Mittelungsdauer der Aussentemperatur für die automatische Umschaltung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb von 24 Stunden, eine Heizgrenze von 15 °C (für eine Raumtemperatur von 23 °C) und eine Kühlgrenze von 20 °C gewählt. Der bisher schon geringe durch Wechselbetrieb generierte Wärmemehrbedarf sollte weiter gesenkt werden können.

Schlussfolgerung

Die theoretischen Untersuchungen zur passiven Kühlung zeigten sich auch in der Praxis betriebsauglich. Der Mehraufwand für eine sommerliche Behaglichkeitssteigerung kann bei Nutzung natürlicher Kältequellen gering bleiben. Dabei bleiben die Gestaltungsfreiheit des Gebäudes und die Freiheit der persönlichen Nutzungsmöglichkeiten erhalten. Eine zentrale Bedeutung hat der Nachhaltigkeitsaspekt bei der Auswahl der Mittel zur Gestaltung unserer durch Gebäude geschaffenen künstlichen Umgebung. So existieren für die sommerliche Kühlung, im Vergleich zur winterlichen Beheizung, weit mehr natürliche Potenziale, die zur Regulierung der Raumtemperaturen genutzt werden können und sollten. Das schrittweise Vorgehen, zuerst unnötigen Bedarf zu vermeiden, dann natürliche Kältequellen einzusetzen und als letzte Möglichkeit die aktive Kühlung zu nutzen, hat dabei eine zentrale Bedeutung.

Das Projekt SEK stellt den nationalen Beitrag zum Annex 32 im Wärmepumpeprogramm (HPP) der Internationalen Energieagentur (IEA) dar, der in einem weiteren Beitrag dieses Tagungsbandes behandelt wird.

Die Autoren bedanken sich für die finanzielle Unterstützung durch das Bundesamt für Energie BFE und die Viessmann (Schweiz) AG Geschäftsbereich SATAG Thermotechnik sowie für die Projektbegleitung durch die Begleitgruppe.

Quellen

- „Reglement zur Nutzung der Qualitätsmarke MINERGIE®“; Verein MINERGIE®; Bern;
<http://www.minergie.ch>
- SIA 382/1:2007; „Lüftungs- und Klimaanlage – Allgemeine Grundlagen und Anforderungen“; Schweizerischer Ingenieur- und Architektenverein SIA; Zürich; 2007
- T. Afjei; R. Dott; A. Huber; „Heizen und Kühlen mit erdgekoppelten Wärmepumpen“
Schlussbericht; Bundesamt für Energie; Bern; 2007
- R. Dott et al.; „Sanfte Kühlung mit erdgekoppelten Wärmepumpen im MINERGIE-P®
Wohngebäude CosyPlace“; Schlussbericht Messperiode 2007/2008; Bundesamt für
Energie; Bern; 2009

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

In Zusammenarbeit mit Andrej Kitanovski, Cyrill Gonin, Tom Swinnen und Didier Vuarnoz

Magnetische Wärmepumpe – Stand der Entwicklung

Zusammenfassung

Dieser Artikel enthält Informationen über den Stand der Planung, Optimierung, das Konstruieren und Testen einer magnetischen Wärmepumpe. Im Kontext des Projekts zuhanden des Bundesamtes für Energie und des Kantons Waadt: „Magnetische Wärmepumpe mit Erdwärmequelle: Optimierter Prototyp“ wird eine Wärmepumpe mit 8 kW Heizleistung verlangt. Es wird angenommen, dass die Erdwärme 5 °C aufweist und die Fussbodenheizung 35 °C verlangt. In diesem Artikel wird die erste von drei Phasen der Entwicklung dargestellt, welche die Planung, Berechnung und Optimierung der Maschine umfasst. Diese Arbeit basiert auf speziell für diesen Fall entwickelter Software für die übergeordnete Berechnung der Maschine und beinhaltet Resultate von magnetischen Feldstärken, erhalten mit einer hochstehenden kommerziell verfügbaren Software. Im Moment wird an der Phase zwei des Projekts gearbeitet, welches das Konzept und die Planung der Maschine, sowie die Lösung von konstruktiven Details umfasst. Sie enthält auch den konkreten Bau des Prototyps. Diese Arbeiten werden in diesem Artikel noch nicht dargestellt. Die dritte Phase wird dann die experimentelle Bestimmung der Betriebscharakteristiken sein, welche hauptsächlich aus der Bestimmung des globalen „Coefficient of Performance (COP)“ der Maschine bestehen wird.

Summary

This article contains information on the state-of-the-art of the design, optimization, building and testing of a magnetic heat pump. In the context of this project for the Swiss Federal Office of Energy and the County of Vaud: “Magnetic heat pump with an earth pole: Optimized prototype” a heat pump with a heating power of 8 kW is demanded. The ground heat is assumed to have 5 °C and the floor heating demands 35 °C. In this article the first stage of three stages of development is presented, which is the design, calculation and optimization of the machine. This work is based on especially for this case developed software for the overall calculation of the machine and incorporates results on magnetic field strength obtained with

sophisticated commercially available software. At present work is performed in phase two of the project, which is the concept and design of the machine solving constructive details. It also includes the concrete building of the prototype. This work is not yet presented in this article. The phase three will then be the experimental investigations of the operation characteristics, which will mainly be the determination of a global coefficient of performance of the machine (COP).

Einführung

Eine erste Dimensionierung einer magnetischen Wärmepumpe fand schon in der Machbarkeitsstudie statt [1]. Nachfolgende Untersuchungen zeigten, dass die dort gezeigte Lösung - obwohl sie genügend Leistung erbringen würde - nicht einen genügenden Temperaturhub des Fluidums garantieren würde. Somit musste selbst die approximative erste Dimensionierung nochmals überarbeitet werden. In den Jahresendberichten der Jahre 2007 [2] und 2008 [3] wurden schon erste Konfigurationen von Magneten gezeigt. Weiter wurden in diesen Berichten auch schon die ausgewählten thermodynamischen Zyklen angedeutet.

Gegenüber der Machbarkeitsstudie wurden grundsätzlich zwei wesentliche Verbesserungen vorgenommen. Zum einen wurde das einfache aber teure Material Gadolinium durch eine Legierung ersetzt, die zurzeit als hoffnungsvollste Lösung erachtet wird (siehe Kapitel 2) und industriell in kleineren Mengen schon hergestellt wird. Eine zweite wesentliche Änderung ist das Resultat eines industriellen Projektes zur Herstellung eines magnetischen Kühlschranks, wo die Firmenvertreter aus Kostengründen eine drastische Reduktion der Magnetmasse verlangten. Die gewonnenen Erkenntnisse dieses Prozesses kommen nun auch der Entwicklung der magnetischen Wärmepumpe zugute und werden zu einer ökonomischeren Lösung führen.

Wahl des magnetokalorischen Materials

Eine eingehende Verfolgung der Entwicklung der magnetokalorischen Materialien und deren systematische Auflistung mit ihren physikalischen Stoffwerten, Auftreten eines Hystereseeffekts, der Umweltverträglichkeit, Giftigkeit, Verfügbarkeit, Bearbeitbarkeit, Kosten, usw. wurden in Zusammenarbeit mit dem russischen Physiker und Spezialisten des Magnetismus A. Tishin (Lomonosow Universität in Moskau) bereits über mehrere Jahre gemacht. Obwohl die reine Substanz Gadolinium als Testsubstanz sehr geeignet ist, ist man sich aber im Klaren, dass sie für praktische Anwendungen doch eher zu teuer ist.

Seit einiger Zeit hat sich das Interesse der Spezialisten der magnetischen Kältetechnik auf Legierungen, die Mangan oder Lanthan enthalten, fokussiert. Die erste Gruppe von Legierungen wird von der Firma BASF und die zweite durch die Firma Vacuumschmelze, beide in Deutschland angesiedelt, hergestellt. Die Autoren unterhalten ausgezeichnete Beziehungen mit den beiden Firmen und verfügen sogar über Zusammenarbeitsabkommen. Aus diesem Grunde wurde die folgende Strategie aufgestellt. Die magnetische Wärmepumpe

wird für Legierungen der Gruppe $\text{La}(\text{Fe}_{0.88} \text{Si}_{0.12})_{13} \text{H}_y$ ($y=0.978\text{--}1.447$) (siehe auch in den Referenzen [4], [5] und [6]) optimiert. Die sehr guten physikalischen Stoffwerte führen zu einer optimal kleinen und effizienten Wärmepumpe. Da diese Legierungen praktisch keinen Hysteresis-Effekt aufweisen sind auch Energie-Verluste, die durch diesen verursacht werden, praktisch auszuschliessen. Einzig bezüglich der Bearbeitbarkeit des Materials gibt es noch offene Fragen, die zurzeit aber mit Vertretern der Firma Vacuumschmelze diskutiert werden. Die mit diesen Materialien versehene magnetische Wärmepumpe kann dann als Ausgangsbasis dazu verwendet werden, um auch ihre Wirkungsweise mit anderen Materialien durch numerische Simulationen vorherzusagen. Diese Wirkungsweise wird aber vor allem im Falle eines Einsatzes von reinem Gadolinium um einiges geringer sein. Doch um physikalische Modelle zu testen kann auch eine Gadolinium-Füllung durchaus ihren Zweck erfüllen.

Es wurde schon früher darüber berichtet, dass die Effizienz einer Maschine durch das „Layering“, also durch eine Schichtung mit verschiedenen Materialien, wesentlich gesteigert werden kann. Bei den ausgewählten Legierungen ist von grossem Vorteil, dass die Curie-Temperatur, wo der magnetokalorische Effekt am grössten ist, mit dem Gehalt des Wasserstoffs, sich kontinuierlich ändert. Dieser Effekt wurde aus Stoffwerten, die in den Referenzen [4], [5] und [6] publiziert sind, konstruiert und wird im Bild 1 dargestellt. Die wichtigsten dazugehörenden Stoffwerte sind in der Tabelle 1 aufgelistet.

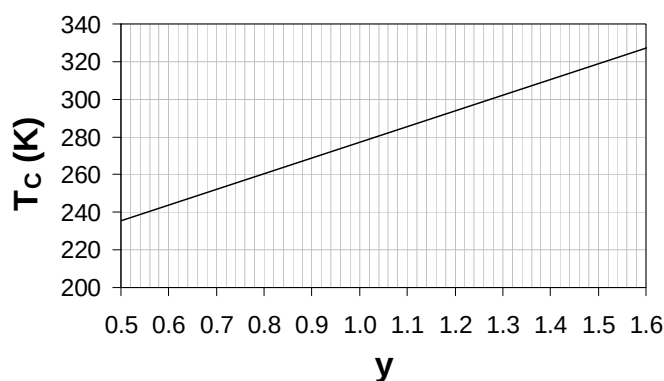


Bild 1: Die Curie-Temperatur der Gruppe der Lanthan-Legierungen $\text{La}(\text{Fe}_{0.88} \text{Si}_{0.12})_{13} \text{H}_y$ als Funktion des H-Anteils wird in diesem Bild gezeigt. Legierungen mit verschiedenem Anteil an H werden in axialer Richtung in einem magnetokalorischen Rad eingebracht, um optimale Betriebsbedingungen zu schaffen.

y	T_c (K)	T_{ad} (K)	s (J/kgK)	Tabelle 1: Übersicht über die ausgewählte Lanthan-Legierungen für die magnetische Wärmepumpe sind aufgelistet. Weiter kann man die Curie-Temperaturen, die adiabatische Temperatur-Differenzen und die Entropie-Differenzen der ausgewählten Legierungen sehen. * Durch Extrapolation gewonnen!
0.978	267.8*	6.2*	20.00*	
1	274	6.2	20.00	
1.047692	280.2	6.6	23.81	
1.098686	286.8	7.1	23.93	
1.318234	293.9	6.9	24.24	
1.361302	300.8	6.9	22.99	
1.404235	307.7	6.8	21.76	
1.447035	314.5	6.8	20.53	

Eine kurze Darstellung der approximativen Berechnungen

Die vorgeschlagene geometrische Struktur des porösen magnetokalorischen Rades und ihre Charakteristiken wurden bereits in der Machbarkeitsstudie [1]) ausgiebig beschrieben. Wir verweisen daher auf diese Schrift. Hier werden nur die wichtigsten approximativen Berechnungsschritte präsentiert.

Bild 2 zeigt den thermodynamischen Zyklus der magnetischen Wärmepumpe in einem T - s -Diagram mit den vorgesehenen Temperatur-Niveaus. In dieser Betrachtung wurden viele Energieverluste in die Berechnung integriert. Der Temperaturabfall zwischen dem magnetokalorischen Material und dem Fluid ist:

$$\Delta T_{f-m} = 0.5 \text{ K} . \quad (1)$$

Weiter wurde der "Temperatur-Verlust" in den Wärmeübertragern mit:

$$\Delta T_{hex} = 1 \text{ K} \quad (2)$$

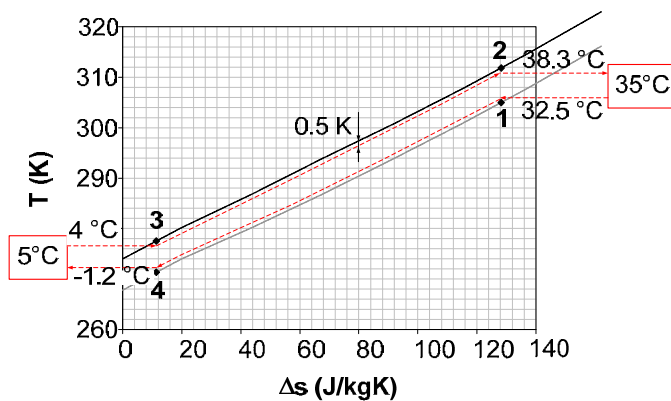


Bild 2: Der magnetische Brayton-Wärmepumpen-Zyklus mit seinen Temperatur-Niveaus wird in diesem Bild gezeigt. Die Temperatur des Fluidums, das aus der Erde kommt, ist 5 °C und die Fussbodenheizung verlangt 35 °C. Um Wärme übertragen zu können muss die totale Temperaturdifferenz grösser als 30 °C sein.

in Rechnung gesetzt.

Das Wärmetransportfluid, das vorausgesetzt wurde, ist eine 20% Äthanol-Wasser-Lösung mit den folgenden Stoffwerten:

$$\eta = 0.0025 \text{ Pas}, \quad \rho_f = 968 \text{ kg m}^{-3}, \quad c_f = 4350 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1},$$

$$k_f = 0.47 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}. \quad (3a-d)$$

Weitere Verluste wurden definiert als Anteil des totalen elektrischen Verbrauchs. Diese sind jene bezüglich des Hysterese-Effekts, der Wirbelströme, und der Wärmeverluste:

$$P_{hys} = 0.03 P_{el}, \quad P_{eddy} = 0.05 P_{el}, \quad P_{hg} = 0.05 P_{el}. \quad (4a-c)$$

Der Wirkungsgrad des Motors wird mit:

$$\eta_m = 0.9 \quad (5)$$

angesetzt, wogegen die interne Pumpe einen weniger grossen Wirkungsgrad haben soll:

$$\eta_p = 0.77. \quad (6)$$

Die verlangte Heizleistung für die gegebenen Temperaturen (siehe Bild 2) ist 4 kW. Dies ist die halbe verlangte Heizleistung von 8 kW. Also wird die magnetische Wärmepumpe zwei 4 kW Module aufweisen. Das ist einerseits sinnvoll, da Minergie-Häuser oft weniger als 8 kW Heizleistung benötigen. Aber der wichtigere Grund ist, dass die geometrischen Abmessungen für weniger Leistung günstiger sind, auch wenn dann zwei Module mit geringerem Durchmesser zum Einsatz kommen. Nun kann der Massenfluss berechnet werden:

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{Q}_H}{c_f \Delta T_f} = \frac{4000}{4350 \cdot 5.8} = 0.159 \text{ kg s}^{-1}. \quad (7a-c)$$

Der Temperaturhub auf der Seite der Fluida T_f , welcher die Temperaturdifferenz des Fluidums zum und vom HHEX („Hot Heat EXchanger“) beschreibt, beträgt gemäss Bild 2 genau 5.8 K. Die totale übertragene Wärmemenge pro Zeiteinheit ist in der Tat im regenerativen Prozess viel grösser als die 4 kW. Sie wird bestimmt durch Integration in Bild 2 zwischen den Punkten 2 und 3.

Da die bereits beschriebene Material-Schichtung auch mit acht verschiedenen Legierungen nicht ganz optimal ausfällt, wird auch hier ein Verlust von 20 % durch Abrücken von der maximalen Leistung – verursacht durch die Teile des magnetokalorischen Materials, die nicht genau bei Curie-Temperatur arbeiten – angesetzt:

$$\dot{Q}_{Hreg} = 0.8 \int_3^2 f m_{mc} T ds. \quad (8)$$

Hier bezeichnet f die Rotationsfrequenz und m_{mc} die Masse des magnetokalorischen Materials. Dasselbe wird für die totale regenerierte Kühlleistung angesetzt. Die adiabatische Temperaturdifferenz und die Entropiedifferenz werden bei Abrücken von der Curie-Temperatur kleiner. Auch in diesem Fall wird eine Reduktion der Kühlkapazität auf 80 % angenommen:

$$\dot{Q}_{Creg} = 0.8 \int_1^4 f m_{mc} T ds. \quad (9)$$

Die gestrichelten Linien in Bild 2 zeigen die Temperatur-Niveaus der Wärmetransport-Fluida. Die Zustände 1-2-3-4 repräsentieren den regenerativen Brayton-Zyklus, welcher das magnetokalorische Material durchläuft. Die Temperaturen der Zustände 1 bis 4 wurden in der Berechnung folgendermassen determiniert:

$$T_1 = 305.05 \text{ K}; \quad T_2 = 311.85 \text{ K}; \quad T_3 = 277.55 \text{ K}; \quad T_4 = 271.35 \text{ K}. \quad (10a-d)$$

Die Dichte des magnetokalorischen Materials wird durch die folgende Grösse:

$$\rho_{mc} = 7200 \text{ kg m}^{-3} \quad (11)$$

in Rechnung genommen. Die Integrale in den Gleichungen (8) und (9) ergeben (vergleiche wiederum mit Bild 2):

$$\begin{aligned} q_{Hreg} &= 0.8 \int_3^2 T \, ds = 27571.9 \text{ J kg}^{-1}, \\ q_{Creg} &= 0.8 \int_1^4 T \, ds = -26939.9 \text{ J kg}^{-1}. \end{aligned} \quad (12a-d)$$

Mit der Gleichung (12) kann die spezifische Arbeit, welche die Eigenart des thermodynamischen Zyklus und gewisse Energieverluste enthält, erhalten werden:

$$w = q_{Hreg} + q_{Creg} = 27572 - 26940 = 632 \text{ J kg}^{-1}. \quad (13a-c)$$

Jetzt wird die Leistung, welche bereits gewisse Energieverluste im magnetokalorischen Material (z.B. Wirbelströme, Hysterese) beinhaltet, durch die folgende Gleichung gegeben:

$$P = \dot{Q}_{Hreg} - \dot{Q}_{Creg} = \dot{m}_{mc} w. \quad (14)$$

Der globale COP-Wert der Wärmepumpe mit allen Verlusten ist nun:

$$COP = \frac{\dot{Q}_H}{P_{el}}. \quad (15)$$

Die gesamte elektrische Energie, die auch die Energieverluste – gegeben durch die Druckverluste der Fluida und der zusätzlichen Verluste der Pumpen – umfasst, ist:

$$P_{el} = \frac{P + P_{hys} + P_{eddy} + P_{hg}}{\eta_m} + P_{pump} = \frac{P + 0.13 P_{el}}{\eta_m} + P_{pump} \quad (16a,b)$$

Damit findet man:

$$P_{el}(\eta_m - 0.13) = P + \eta_m P_{pump} \Rightarrow P_{el} = \frac{P + \eta_m P_{pump}}{(\eta_m - 0.13)} = \frac{P + \left(\frac{\eta_m}{\eta_p}\right) P_{hyd}}{(\eta_m - 0.13)} \quad (18a-c)$$

Und mit Gleichung (15) können nun unmittelbar die *COP*-Werte berechnet werden. Diese sind im nächsten Kapitel grafisch dargestellt.

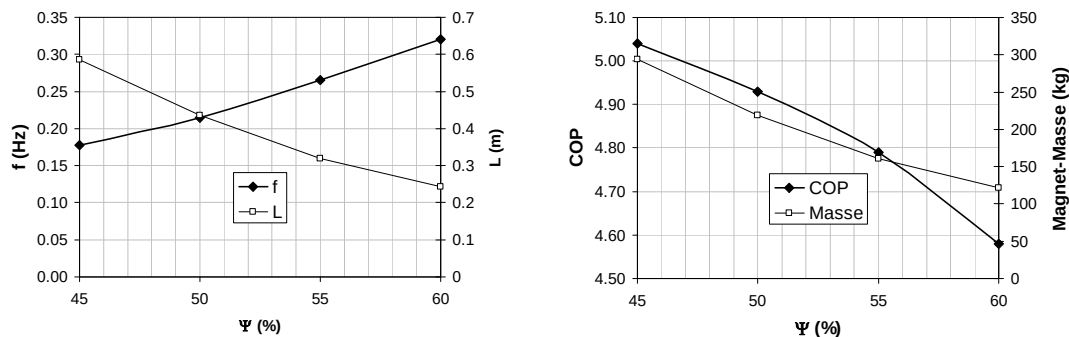
Die wichtigsten Resultate der Analyse

In der Machbarkeitsstudie [1] wurde der *COP*-Wert einer konventionellen Referenz-Wärmepumpe mit den Temperatur-Niveaus 5°C/35°C mit *COP*=4.7 angenommen. Dies ist ein Labor-Wert einer qualitativ sehr guten Wärmepumpe. Die magnetische Wärmepumpe kann diesen Wert gemäss unseren numerischen Studien überbieten. Die Magnetmasse ist ungefähr proportional zu der Effizienz der magnetischen Wärmepumpe. Je grösser die Magnetmasse ist, desto grösser wird die Effizienz. Das führt zu höheren Investitionskosten, wenn man einen geringeren Energieverbrauch wünscht.

In unserem Projekt wurden viele Parameter variiert um eine gute Lösung zu finden. Eine volle Optimierung über alle auftretenden Parameter ist eine immense Aufgabe. Diese wollen wir in naher Zukunft angehen um noch bessere Resultate zu erhalten. Es wurde zum Beispiel der Volumenanteil des magnetokalorischen Materials im Rad von 45 bis 60 % in 5 % Schritten erhöht. Im Magnetfeld wurde eine magnetische Feldstärke von 2 Tesla als minimal zu erreichender Wert definiert. Die durchgeführte rudimentäre Optimierung führte zu vier Lösungsvarianten. Jede dieser Lösungen war durch einen magnetischen Körper von zylindrischer Form je eines verschiedenen Durchmessers gegeben. Ein Durchmesser von 350 mm wurde als oberer Wert angenommen, da Magnet-Spezialisten (Prof. Dr. A. Tishin (AMT&C, Moskau), Dr. M. Velicescu (BEC, Colmar)) von grösseren Magnet-Konfigurationen abraten, da ihre Herstellung schwierig sei. Dazu kommt noch, dass unsere 3-dim. Berechnungen der magnetischen Flusslinien für solche Fälle auch höhere magnetische

Streifelder ergeben. Die optimalste der von uns untersuchten Varianten ist jene mit einem äusseren Durchmesser von 292 mm.

Der magnetokalorische Ring hat einen inneren Durchmesser von $D_{in}=100$ mm und einen äusseren von $D_{out}=115$ mm. Zu den vielfältigen Änderungen der Parameter sollen hier zwei mit einem gewissen Detaillierungsgrad gezeigt werden. Unter der Einhaltung von gewissen Schlüsseldaten, wie der Heizleistung, der zu erzielenden Temperaturerhöhung, einer Einschränkung von Verlusten, wurden die Rotationsfrequenz des magnetokalorischen Rings und der Volumenanteil des magnetokalorischen Materials im Ring variiert. Die erhaltenen Resultate sind in den Bildern 3 und 4 gezeigt.



Bilder 3 und 4: Für die magnetische Wärmepumpe mit einem Magnetkern, der den magnetokalorischen Ring enthält, werden in diesen beiden Bildern wichtige Resultate gezeigt. Links wurde die optimale Rotationsfrequenz als Funktion des Volumenanteils an magnetokalorischem Material im Rad grafisch dargestellt. Rechts ist die Leistungsziffer (COP-Wert) als Funktion des gleichen Volumenanteils aufgetragen.

Ein längerer Zylinder-Magnet wird die magnetischen Lekagen verringern. Zudem ist es viel einfacher einen langen magnetischen Zylinder mit einem kleineren Durchmesser zu bauen als einen kurzen und dicken Zylinder. Das hat aber auch damit zu tun, dass Permanentmagnete gewöhnlich nicht mit sehr grossen Abmessungen hergestellt werden und daher grössere Stücke nur durch einen Zusammenbau von kleineren Teilen realisiert werden können. Der Zusammenbau kann wegen den auftretenden starken magnetischen Kräften nur mit von Fall zu Fall speziell hergestellten Werkzeugen und Schablonen bewerkstelligt werden. Die Herstellung solcher Sondergeräte ist wiederum teuer.

Das Bild 4 (rechts) zeigt, dass die neuen verbesserten Berechnungen Fälle mit höheren COP-Werten (über 4.7) ergeben. Für den ersten Bau einer magnetischen Wärmepumpe wurden die Parameter gemäss Tabelle 2 ausgewählt.

D (mm)	D_{out}/D_{in} (mm/mm)	m_{mc} (kg)	m_{mag} (kg)	L (mm)	f (Hz)	.	COP (-)	.
292	115/100	2.94	142	283	0.29	57	4.7	45.8

Tabelle 2: Einige Parameter der geplanten magnetischen Wärmepumpe.

Die zwei erst- und der letztgenannte Autor(en) sind Inhaber einer Patenteinreichung mit sehr innovativem Inhalt. Man kann mit Sicherheit sagen, dass die zugrunde liegende Idee den COP -Wert der vorgesehenen Maschine sehr stark steigern wird. Es wird mit einem Wert von $COP \geq 6.0$ gerechnet. Und dies wird nur durch ein Auswechseln des magnetokalorischen Materials des Rades erreicht werden. Über die Methode wird im Folgenden noch mehr berichtet werden.

Optimierung der Magnetkonfiguration mit 3-d-Simulationen

Nachdem die Gesamtmaschine entworfen und berechnet worden war, musste die Magnetkonfiguration bestimmt werden. Hier handelt es sich um einen iterativen Prozess, der noch nicht ganz abgeschlossen ist (siehe weiter unten in diesem Kapitel). Die 3-d Simulationen werden mit dem ANSYS-Multiphysics Programm durchgeführt. Dabei wird die teurere Variante (Commercial Use) verwendet, damit alle Ergebnisse publizierbar sind.

In einem ersten Durchgang wurde angenommen, dass der magnetokalorische Ring dieselbe Eigenschaft wie Wasser hat, was der am wenigsten gute Fall bedeutet. In einer zweiten Gruppe von Simulationen wurde eine erhöhte relative Permeabilität von $\mu_r=15$ angesetzt. Dieser Fall entspricht genau der Anwendung eines hybriden Materials (einem Gemisch aus hochpermeablem und magnetokalorischem Material), wie es in der erwähnten Patenteingabe beschrieben ist. Das hochpermeable Material zieht die Flusslinien an und verstärkt das Magnetfeld im Material. Das führt zu einer wesentlichen Verbesserung der gesamten Systemeffizienz. Die optimalen Anteile der beiden Komponenten sind von Maschine zu Maschine verschieden und können nur durch numerische Simulationen richtig festgelegt werden.

Die Bilder 5 und 6 zeigen die Front und einen Schnitt des magnetischen Zylinders und die darin zu erwartende magnetische Flussliniendichte. Die optimale Geometrie wurde bestimmt und ergab einen äusseren Durchmesser des Zylinders von 292 mm und eine Zylinderlänge von nur 283 mm. Damit entpuppt sich die magnetische Wärmepumpe als äusserst kompaktes Gerät, selbst wenn noch Hilfsgeräte (z.B. Antriebsmotor, Pumpe) und Verbindungsleitungen, usw. um die zwei Zylinder gruppiert werden müssen.

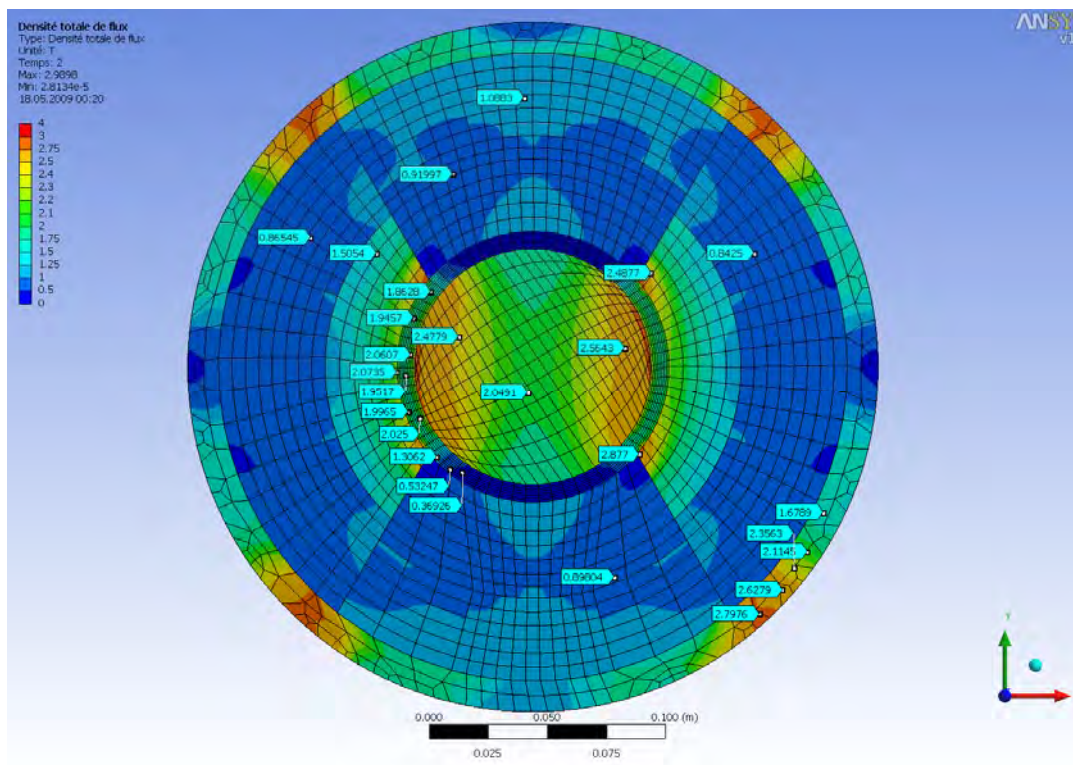


Bild 5: Frontansicht des Zylinders und die magnetische Feldstärke in Tesla. Diese variiert im gewünschten Hochfeldbereich zwischen 1.85 und 2.1 Tesla.

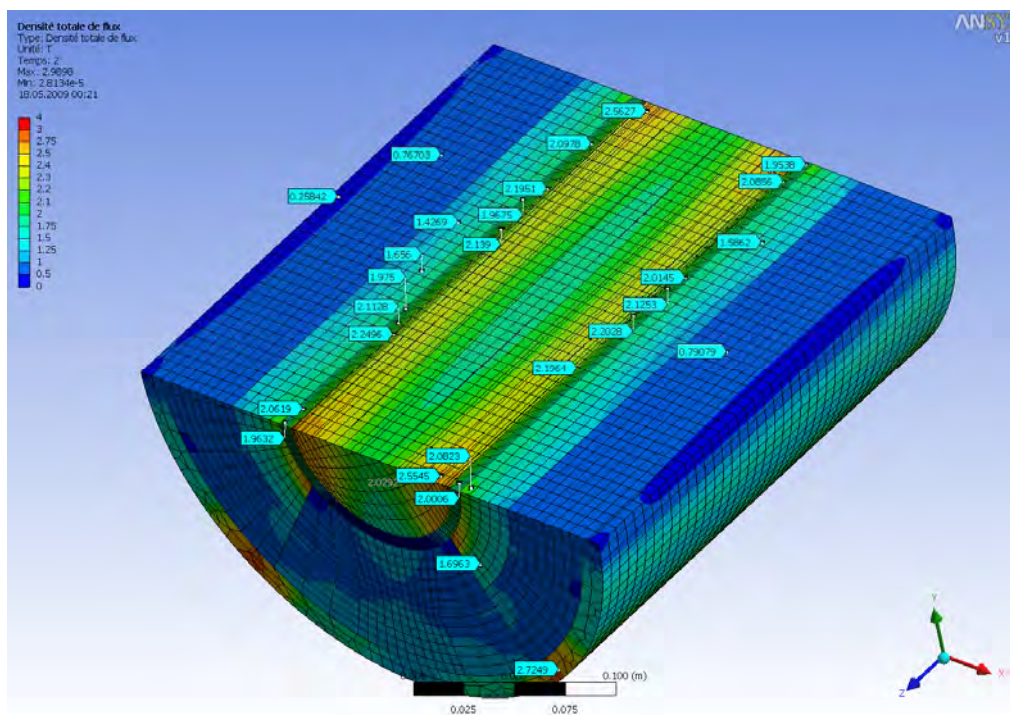


Bild 6: Ein Schnitt durch den Zylinder zeigt die magnetische Feldstärke in Tesla. Diese variiert im gewünschten Hochfeldbereich zwischen 1.95 und 2.2 Tesla.

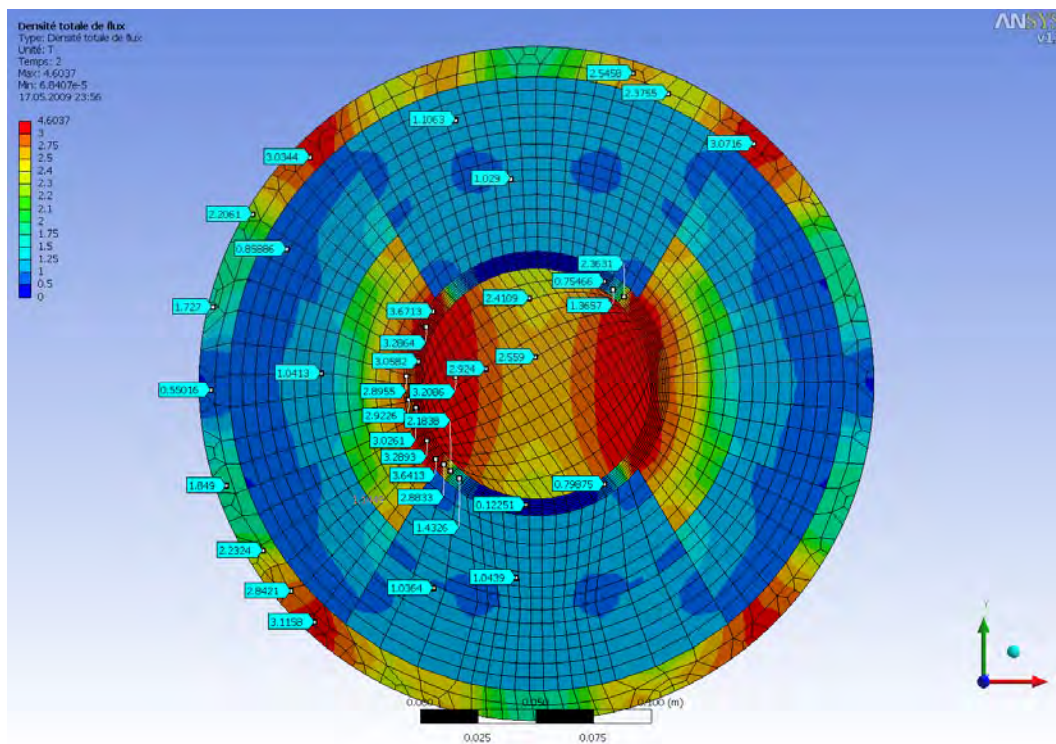


Bild 7: Frontsicht des Zylinders mit einem magnetokalorischen Rad mit erhöhter relativer Permeabilität ($\mu_r=15$). Die magnetische Feldstärke variiert zwischen 2.5 und 3.7 Tesla.

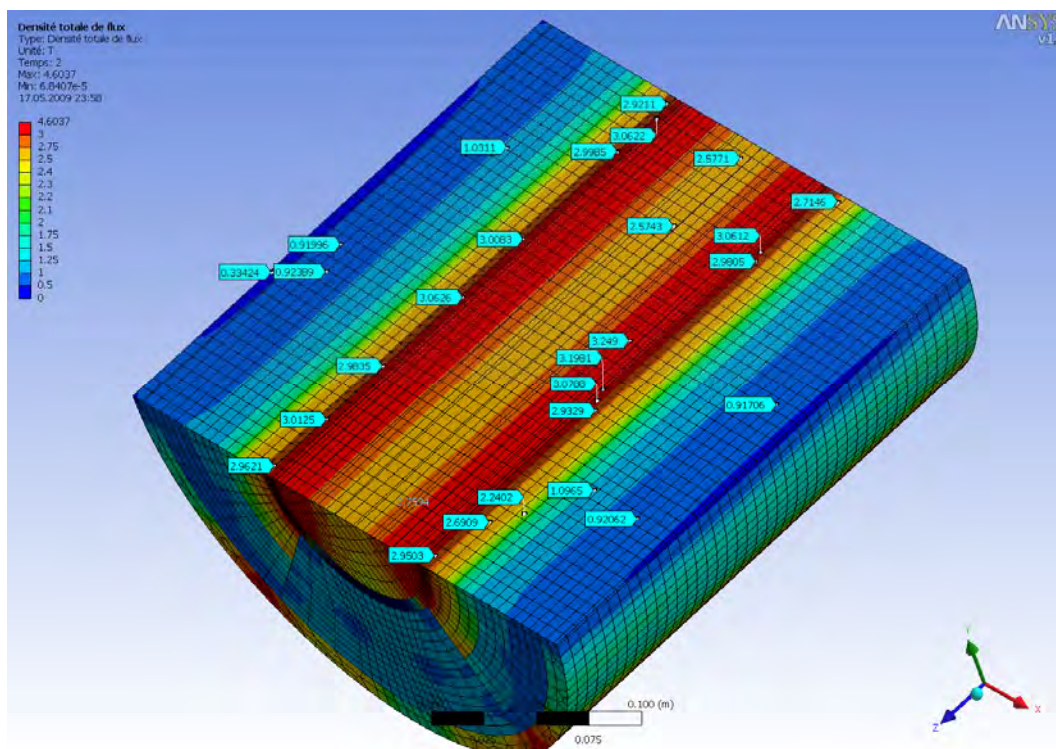


Bild 8: Längsschnitt durch den Zylinder mit einem magnetokalorischen Rad mit erhöhter relativer Permeabilität ($\mu_r=15$). Die magnetische Feldstärke variiert zwischen 3 und 3.2 Tesla.

Wenn ein hybrides Material, z.B. mit einer relativen Permeabilität von $\mu_r=15$, zum Einsatz kommen würde, könnte mit sehr hohen magnetischen Feldstärken gerechnet werden. Dies wird durch die Bilder 7 und 8 illustriert. Werte um 3 Tesla, erzeugt mit Permanentmagneten, wären Spitzenwerte, die bis anhin in magnetokalorischen Maschinen nicht annähernd erreicht worden sind. Selbst in der Frontansicht, wo die grössten Streuverluste auftreten, sind die Werte über 2.5 Tesla. Im Zenrum des Zylinders sind Werte von $H=3$ T und mehr anzutreffen. Durch diese Methode würde der *COP*-Wert der Maschinen erheblich gesteigert. Zurzeit wird durch numerische Simulationen der dadurch erreichbare erhöhte *COP* bestimmt.

Die Zylinder sind mit NdFeB-Magneten gebaut und enthalten auch gewöhnliche Eisenteile, die eine gute magnetische Leitung implizieren und auch sehr günstig zu erstehen sind.

Da das magnetokalorische Rad durch die hindurchströmenden Fluida in Längsrichtung (axiale Richtung des Zylinders) abgekühlt, respektive erwärmt wird, werden auch (in abgeschwächter Form) die angrenzenden Magnetteile Temperaturunterschiede aufweisen. Dies hat einen Einfluss auf die Wirkungsweise der Magnete. Zurzeit werden solche verfeinerte Berechnungen durchgeführt. Auf diese Weise kann abgeschätzt werden, ob ein spürbarer Einfluss dieses Effekts auf den *COP*-Wert zu erwarten ist.

Es wird vorgesehen das magnetokalorische Rad gegenüber den Magneten mit einem feinen Kunststoffring abzuschirmen. Untersuchungen des Einflusses solcher Ringe auf die Magnetfeldstärke sind ebenfalls zurzeit im Gange.

Rotation des Zylinders, Fluidodynamik und Wärmeübergang

Die Rotationsfrequenz solcher Maschinen ist begrenzt durch die Flugzeit von Fluida-Partikel durch die Zylinder. Ein Strouhal-Zahl-Kriterium gibt Aufschluss darüber (siehe in Ref. [1]). Hohe Frequenzen führen zu kleineren und günstigeren Maschinen, vermindern aber die Effizienz und erhöhen damit die Betriebskosten. Eine Restriktion für hohe Frequenzen kann auch eine ungenügende Wärmeübertragungsfläche oder ein ungenügender Wärmeübergang zwischen Rotor und Fluidum sein. Das letztere ist der Fall, wenn eine 20%-ige Wasser/Äthanol-Lösung, mit nicht sehr hoher Wärmeleitfähigkeit, zum Einsatz kommt. Dann kann in der zur Verfügung stehenden kurzen Periode die Wärme nicht aufgenommen, respektive abgegeben werden. So wie die magnetische Wärmepumpe in diesem Projekt ausgelegt worden ist, kann sie mit geringer Frequenz von 0.2 bis 0.3 Hz betrieben werden (siehe Bild 3).

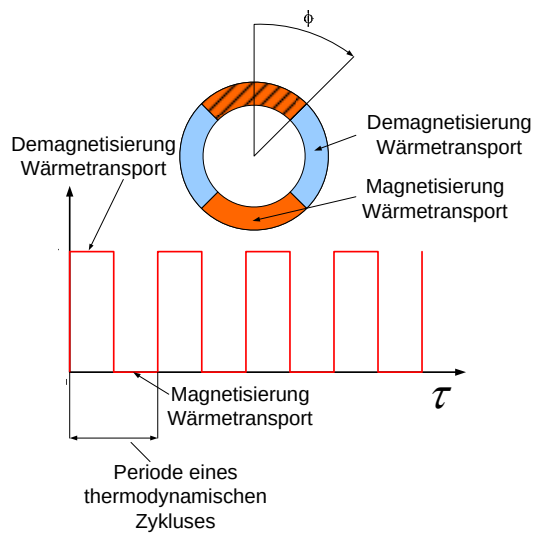


Bild 9: Hier wird schematisch der Betrieb einer magnetischen Wärmepumpe mit einem «Step-Motor» gezeigt. Das Rad bewegt sich fast instantan von einem zum nächsten Modus. Dadurch wird ein Radsegment, das im Magnetfeld ist und magnetisiert worden ist, aus diesem herausbewegt und kommt in die Demagnetisierungsphase. Dieser Betrieb zeigt AMR-Verhalten!

Es besteht aber zusätzlich die Möglichkeit unsere Wärmepumpe mit einer zum „Active Magnetic Refrigerator (AMR)“-Zyklus analogen Betriebsweise zu betreiben. Diese Betriebsweise wird von den meisten Forschungsgruppen für ihre Maschinen gewählt, da sie grosse Temperaturhübe erreichen kann. Obwohl wir diese Betriebsweise nicht notwendigerweise brauchen, werden wir den Prototypen so ausrüsten, dass zusätzliche Untersuchungen mit diesem Prinzip möglich werden.

In unserem Fall wird ein Fluidum-Partikel in einer Periode nicht den ganzen Zylinder durchqueren. Dadurch kann es Wärme mit benachbarten Segmenten austauschen und dies ist genau identisch mit der Wirkungsweise eines AMR-Zykluses. Mit dieser Methode kann nun natürlicherweise die Frequenz gesteigert werden. Weiter hat die „Step-Methode“ den Vorteil, dass die azimuthale Verteilung der Temperatur homogener ist, was weniger Irreversibilitäten durch den ausfallenden Mischprozess von Fluid-Elementen mit höherer und tieferer Temperatur bedingt. Ein „Stepper-Motor“ bewirkt eine diskontinuierliche Betriebsweise. Diese kann auch rein elektronisch (sogar mit Energierückgewinnung durch Kondensatoren) erreicht werden. Die Betriebsweise ist in Bild 9 schematisch gezeigt. Während der kurzen Rotation des magnetokalorischen Rings, fließt kein Fluidum. Ein Betriebszyklus (in Bild 9) entspricht einem vollen thermodynamischen Zyklus, den ein Ringsegment absolviert. So ein Zyklus besteht aus je zwei iso-magnetischen und zwei adiabatischen Prozessen.

Symbole

Standard-Symbole

A	Fläche (m^2)
c	Spezifische Wärmekapazität ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
D	Durchmesser (m)
d	Durchmesser (m)
f	Frequenz (Hz, s^{-1})
H	Magnetische Feldstärke (A m^{-1})
k	Thermische Leitfähigkeit ($\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$)
L	Länge (m)
m	Masse (kg)
$\dot{m}$	Massenfluss (kg s^{-1})
P	Leistung (W)
q	Spezifische Wärme (J kg^{-1})
$\dot{q}$	Spezifische Wärmeleistung (W kg^{-1})
$\dot{Q}$	Wärmefluss (W)
s	Spezifische Entropie ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)
T	Temperatur (K, $^{\circ}\text{C}$)
v	Geschwindigkeit (m s^{-1})
V	Volumen (m^3)
w	Spezifische Arbeit (J kg^{-1})
y	Wasserstoff-Komponente

Griechische Symbole

	Differenz
μ	Magn. Perm. ($\text{Wb, A}^{-1}\text{m}^{-1}, \text{NA}^{-2}, \text{H m}^{-1}$)
ρ	Dichte (kg m^{-3})

ψ	Volumenanteil
	Wirkungsgrad
	Dynamische Viskosität (Pa s)
	Exergetischer Wirkungsgrad

Indizes

ad	Adiabatisch
C	Kälte, Carnot, Curie
dyn	Dynamisch
$eddy$	Wirbelströme
el	Elektrisch
f	Fluidum
$f-m$	Fluidum zu Festkörper (Material)
h	Hydraulisch
H	Heiss
hex	Wärmeübertrager (Warmseite)
hg	Wärmegewinne
ht	Wärmeübergang
hys	Hysterese
i	Intern
m	Motor
mc	Magnetokalorisch
p	Konstanter Druck, interne Pumpe
$pump$	Pumpe
Reg	Regenerativ
0	Extern, Vakuum

Quellen

- [1] P.W. Egolf, F. Gendre, A. Kitanovski, O. Sari, Machbarkeitsstudie für magnetische Wärmepumpen: Anwendungen in der Schweiz. Schlussbericht des Projektes zuhanden des Bundesamtes für Energie Nr. 100873/151017, 2006, pp. 1-67.
- [2] P.W. Egolf, A. Kitanovski, D. Vuarnoz, M. Diebold, C. Gonin, Magnetische Wärmepumpe mit Erdwärme-Quelle: Optimierter Prototyp, Jahresbericht zuhanden des Bundesamtes für Energie, 2007, 1-11.
- [3] P.W. Egolf, A. Kitanovski, D. Vuarnoz, C. Gonin, T. Swinnen, P. Repetti, A. Orita, J.-L. Beney, Magnetische Wärmepumpe mit Erdwärme-Quelle: Optimierter Prototyp, Jahresbericht zuhanden des Bundesamtes für Energie, 2008, 1-12.
- [4] A. Fujita, S. Fujieda, K. Fukamichi, Improvement of magnetocaloric properties toward high efficiency cooling in $\text{La}(\text{Fe}_x\text{Si}_{1-x})_{13}$ by hydrogenation and partial substitution, Presentation at the Delft Days, Netherlands, 2008.

- [5] K. Fukamichi, A. Fujita, S. Fujieda, Large magnetocaloric effects and thermal transport properties of $\text{La}(\text{FeSi})_{13}$ and their hydrides, *Journal of Alloys and Compounds*, 2006, 408–412, pp. 307–312.
- [6] L.G. de Medeiros Jr., N.A. de Oliveira, Magnetocaloric effect in $\text{La}(\text{Fe}_x\text{Si}_{1-x})_{13}$ doped with hydrogen and under external pressure, *Journal of Alloys and Compounds*, 2006, 424, pp. 41–45.

Markus Friedl
Dr. sc. techn. ETH
Partner awtec AG
Leutschenbachstr. 48
CH-8050 Zürich
markus.friedl@awtec.ch
www.awtec.ch

Co-Autoren: Daniel Junker und Andreas Kaiser

Exergieanalyse der Propan-Wärmepumpe im Schulhaus Limmat in Zürich

Zusammenfassung

Der 100 jährige Altbau des Schulhauses Limmat in Zürich wird seit Januar 2006 mit einer Propanwärmepumpe beheizt, die auch das Warmwasser für die Turnhallen aufbereitet. Als Wärmequelle dient ein Abwasserkanal, der mit 14 °C für Wärmepumpen ideale Bedingungen bietet. Auf der anderen Seite sind die Vorlauftemperaturen des Altbaus und der Warmwasserproduktion für Wärmepumpen relativ hoch und somit einer Herausforderung. Wegen des natürlichen Arbeitsmediums, des erst wenig genutzten Abwassers als Wärmequelle und des Einsatzes in einem Altbau, wo heute meistens fossile Heizungen eingesetzt werden, hat die Anlage Pilotcharakter. Der Betrieb kann unter www.schulhauslimmat.ch online verfolgt werden. Dieser Bericht analysiert die Anlage und zeigt auf, dass mit geeigneten Massnahmen die Jahresarbeitszahl von zurzeit 2.65 auf 4.40 verbessert werden kann. Das Verbesserungspotential ist vor allem durch eine ungenügende Füllmenge an Propan und durch hydraulische Schaltungen gegeben, die sich bei fossilen Heizungen bewährt haben aber mit Wärmepumpen zu unnötigen Verlusten führen.

Abstract

Since January 2006 a heat-pump using propane as working fluid heats the school building „Schulhaus Limmat“ in Zurich and provides domestic hot water for sports facilities . The heat source is sewage, which has an average temperature of 14 °C and is optimal for heat pumps. On the other hand, the high water temperature of the heating system in this 100 year old building and the high temperatures required to provide domestic hot water are relatively high for heat pumps. The installation is of pioneering importance, due to the natural working fluid, the usage of sewage as heat source only rarely used so far and the heat pump's use in an old building, where until today mostly fossil heating systems have been used. The operation of the installation can be observed online at www.schulhauslimmat.ch. This report analyses the installation and demonstrates that with suitable measures, the seasonal

performance factor can be increase from its actual value of 2.65 to 4.40. The potential for improvement is mainly because of insufficient propane charge and hydraulic set-up, which successfully have been used for fossil heated systems but cause unnecessary losses when used in combination with a heat pump.

Einleitung

Bei Wärmepumpen werden heute fast ausschliesslich synthetische Arbeitsmedien verwendet, die beim Entweichen in die Atmosphäre massgeblich zum Treibhauseffekt beitragen. Deshalb strebt der Gesetzgeber in der Schweiz und in Europa an, dass nur noch natürlichen Arbeitsmedien eingesetzt werden sollen. Aufgrund der mangelnden Verfügbarkeit der notwendigen Anlagen und Komponenten und geringer Akzeptanz von brennbaren Kältemitteln werden die gesetzlichen Übergangsfristen laufend verlängert, und es werden weiterhin synthetische Kältemittel eingesetzt.

Gegen Propan-Wärmepumpen regt sich aufgrund seiner Brennbarkeit Widerstand. Der Vergleich der Zündgrenzen von Propan mit anderen Medien in Tabelle 1 zeigt, dass Propan nicht gefährlicher ist als andere, im Alltag vorhandene Stoffe. Deswegen sind gut untersuchte Demonstrationsanlagen erforderlich, mit denen die Alltagstauglichkeit von Propan-Wärmepumpen gezeigt werden kann.

Medium	Zündgrenze
Erdgas (Heizung, Kochherd)	4.0 bis 8.5 Vol.%
Benzindämpfe (Auto, Freizeit)	0.4 bis 8.0 Vol.%
Butan (Freizeitkocher)	1.5 bis 8.5 Vol.%
Propan (Kältemittel im Schulhaus Limmat)	2.1 bis 9.5 Vol.%

Tabelle 1: Zündgrenzen verschiedener alltäglicher Medien bei homogener Mischung.

Seit Januar 2006 wird im 1909 erbauten Schulhaus Limmat in Zürich eine Propan-Wärmepumpe für die Raumheizung und die Aufbereitung von Warmwasser betrieben. Die Anlage im Schulhaus Limmat hat Vorzeigecharakter als Propan-Wärmepumpe, weil mit Abwasser eine erst selten verwendete Wärmequelle genutzt wird und als Einsatzgebiet von Retrofit Wärmepumpen für Altbauten, ein grosser Markt, der noch kaum von Wärmepumpen besetzt ist.

Es ist das Ziel dieses Projektes, die Wärmepumpe und die Hydraulik im Schulhaus Limmat mittels einer Exergieanalyse zu untersuchen, um allfällige Verbesserungspotentiale aufzuzeigen. Aus den Ergebnissen können Schlussfolgerungen für zukünftige Anlagen gezogen werden. Obwohl Exergieanalysen sehr geeignet sind, Wärmepumpen zu untersuchen, werden sie nur wenig eingesetzt. (z.B. [1], [3], [4], [5], [6]). Diese Publikation verwendet die Exergieanalyse als Werkzeug, geht aber nicht auf Details dieser Methodik ein.

Aufbau der Anlage

Im Schulhaus Limmat wurden im Jahr 2003 zwei alte Brenner durch einen modulierenden Gasbrenner ersetzt und in die bestehende Heizungsanlage integriert, wobei ebenfalls neue Regelventile und eine neue Steuerung installiert wurden. Im Januar 2006 wurde unter Beibehaltung der Hydraulik zusätzlich eine Propan-Wärmepumpe im Heizungskeller installiert (Planung: TB Holzinger, Realisierung: KAPAG, Projektleitung: Patrick Renold vom Amt für Hochbauten der Stadt Zürich). Sie befindet sich in einem gasdichten Gehäuse, das als Explosionszone (Zone 2 gemäss Atex und DIN 7003) deklariert ist. Da Propan bei Umgebungsbedingungen dichter als Luft ist, ist die Wärmepumpe auf einer Plattform errichtet, sodass im Leckagefall Propan rein schwerkraftgetrieben durch das Kellerfenster nach aussen geleitet werden kann. Zusätzlich ist ein Gebläse installiert, das beim Ansprechen des Propanalarms im Gehäuse Luft aus dem Behälter ins Freie bläst.

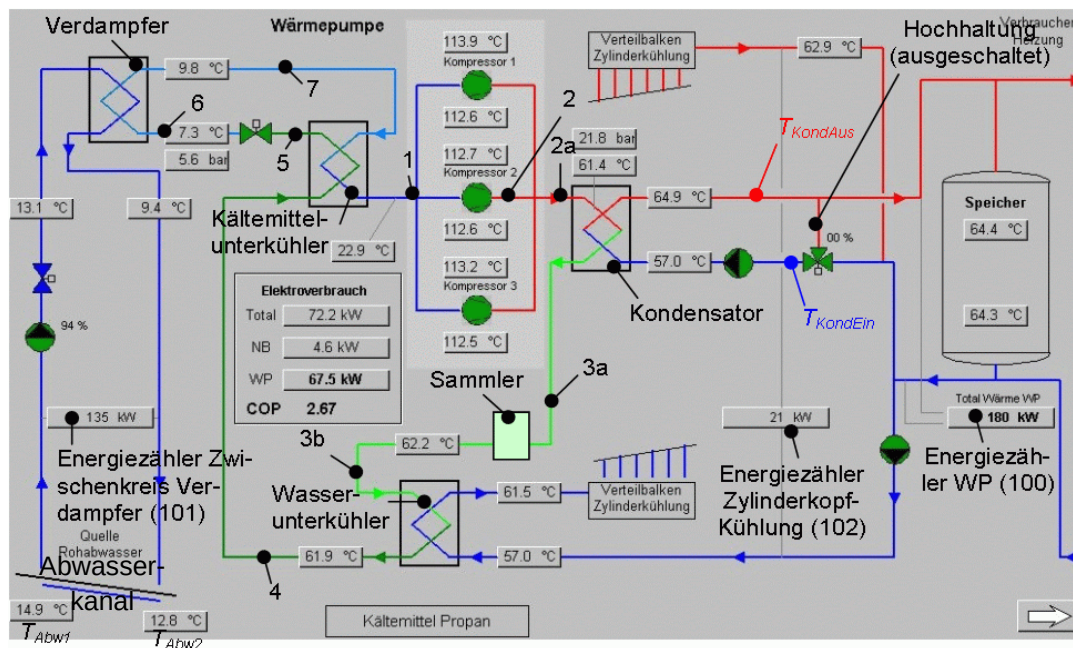


Bild 1: Schema der Wärmepumpe und verwendete Bezeichnungen und Indizes. Index 2: direkt nach Verdichtung, Index 2a: Austritt aus dem Kompressor nach Wärmeabgabe an Zylinderkopfkühlung und an Gehäuse.

Ein Schema der Wärmepumpe, wie unter www.schulhauslimmat.ch visualisiert, ist in Bild 1 gezeigt. Die Wärmepumpe bezieht ihre Wärme aus einem Abwasserkanal der Stadt über einen 120 m langen, flachen Plattenwärmetauscher. Ein mit Sole betriebener „Zwischenkreis“ bringt die Wärme vom Abwasserkanal zum Verdampfer der Wärmepumpe. Der Propankreislauf wird von drei parallel geschalteten Vierzylinder-Halbhermetik-Verdichtern angetrieben vom Typ HS 54 3/30 der Firma Goeldner. Bei jedem Kompressor werden die Zylinderköpfe durch zwei Stränge aus dem „Verteilbalken Zylinderkühlung“ gekühlt. Die Hochhaltung der Wassertemperatur im Kondensator (=Vorlauftemperaturregulierung des Kondensatorkreislaufs) ist ausgeschaltet.

Die Hydraulik besteht aus einer Parallelschaltung von zwölf Verbrauchern, von denen der Warmwasserboiler mit einer Nennleistung von 140 kW der grösste ist. Die restlichen 11 Verbraucher sind unter anderem Treppenhäuser, drei Sektionen von Schulräumen, zwei Turnhallen mit dazugehörenden Baderäumen und zwei Abwartwohnungen und haben eine gesamte Nennleistung von 462 kW. Ihre Vorlauftemperatur wird mit der üblichen Beimischung des Rücklaufs geregelt. Der 4000 Liter fassende Speicher aus Bild 1 wird als Mischspeicher betrieben (da die Hochhaltung der Wärmepumpe ausgeschaltet ist).

Die Anlage ist mit zahlreichen Messfühlern und einer aufwendigen Messdatenerfassung ausgestattet. Die Wärmezähler in der Hydraulik liefern zum Teil widersprüchliche Ergebnisse, was zu einer eingeschränkten Genauigkeit führt. Einige der Daten werden unter www.schulhauslimmat.ch für die Öffentlichkeit visuell aufbereitet. Dank einer von der Firma MST Systemtechnik zur Verfügung gestellten Software, konnte in diesem Projekt jederzeit auf die umfangreiche Datensammlung zugegriffen werden. Weitere Beschreibungen dieser Anlage sind in den Publikationen [7], [8], [9], [10], [11] und [12] enthalten.

Ergebnisse: Äussere Bedingungen

Die gemessenen Abwassertemperaturen sind in Bild 2 gezeigt. Mit einer über das Jahr gemittelten Temperatur von 14.4 °C stellt der Abwasserkanal eine sehr hochwertige Wärmequelle für eine Wärmepumpe dar. Der Temperaturabfall des Abwassers über den Plattenwärmetauscher lag typischerweise unterhalb von einem Grad. Das Abwasser war oft auch etwas wärmer, nachdem ihm die Wärmepumpe Wärme entzogen hatte aufgrund von Einleitung von warmem Abwasser entlang des Plattenwärmetauschers.

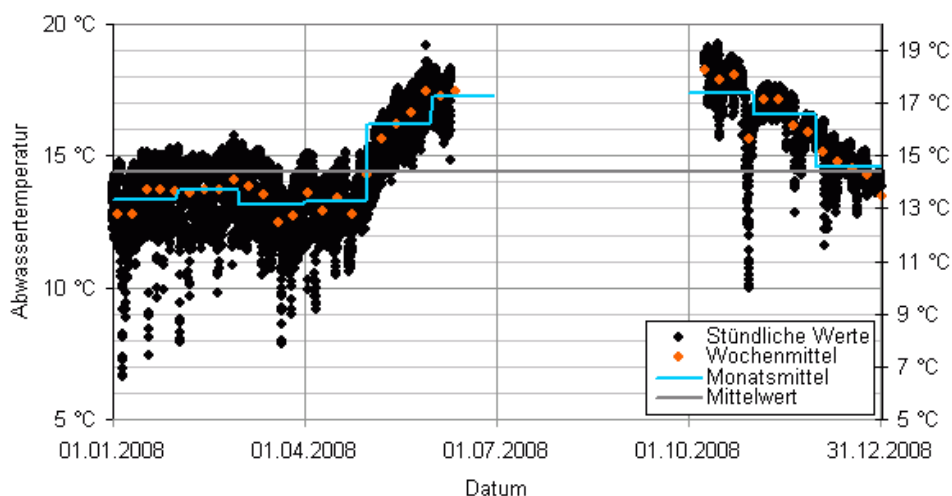


Bild 2: Abwassertemperatur als Durchschnittswert zwischen dem Messwert vor- und nach dem Sensor im Kalenderjahr 2008. Zwischen 11. Juni 2008 und 9. Oktober 2008 haben die Sensoren nicht funktioniert. Der Mittelwert aller Daten beträgt 14.4 °C und wäre mit den Daten des Sommers noch höher.

Die Wärmepumpe kann nach der Umsetzung der weiter unten diskutierten Massnahmen 240 kW Wärme abgeben. Grössere Wärmeleistungen für die Gebäudeheizung sind gemäss einer Analyse der Messdaten nur in 3.2 % der Betriebsstunden erforderlich, vor allem an kalten Tagen mit Temperaturen von weniger als 4 °C und vor allem am Vormittag. Fast 50 % der Betriebsstunden mit Heizleistungen von mehr als 240 kW fallen zwischen 7 und 10 Uhr an, also wenn das kalte Gebäude aufgeheizt wird.

Ergebnisse: Wärmepumpe

In Tabelle 1 sind die wichtigsten Eckdaten der Wärmepumpe zusammengefasst. Die Jahresarbeitszahl von 2.65 liegt deutlich unter den Erwartungen von 3.5 für den Heizbetrieb und 3.1 für die Warmwasserproduktion. Der Gütegrad η_{WP+NB} beträgt knapp 34 %. Mittels Häufigkeitsverteilungen wurde der am häufigsten auftretende Betriebspunkt ermittelt und als Referenzbetriebspunkt definiert, dessen Daten in Tabelle 2 gezeigt sind.

Durch die Wärmepumpe produzierte Wärmemenge	718.8 MWh
Von der Wärmepumpe aufgenommene elektrische Energie inklusive Pumpe und Steuerung	268.2 MWh 60 % im Hochtarif *)
Jahresarbeitszahl JAZ	2.65
Durchschnittlicher Gütegrad η_{WP+NB}	33.9 %
Betriebsstunden der Wärmepumpe	5104 Std.

Tabelle 1: Gesamtbilanz der Wärmepumpe vom 1. März 2008 bis zum 21. Januar 2009 (326 Tage). Jahresarbeitszahl gemäss Gleichung (1) umfasst aufgrund der zur Verfügung stehenden Daten weniger als ein Jahr. Gütegrad gemäss Gleichung (5) *) Hochtarif Mo-Sa 6:00 bis 22:00 [2].

Bezeichnung	Variable	Wert
Temperatur Senke	$\bar{T}_{Abw}$	13.7 °C
Mitteltemperatur des Wassers im Kondensator	$\bar{T}_{Kond}$	60.7 °C
Temperaturspreizung Wasser Kondensator	$T_{KondAus} - T_{KondEin}$	7.8 °C
Wassertemperatur Kondensatoreintritt	$T_{KondEin}$	56.8 °C
Wassertemperatur Kondensatoraustritt	$T_{KondAus}$	64.6 °C
elektrische Leistung der Wärmepumpe "Total"	P_{WP+NB}	72.2 kW
elektrische Leistung der Nebenaggregate "NB"	P_{NB}	4.6 kW
elektrische Leistung der Kompressoren "WP"	P_{WP}	67.5 kW
Wärmeleistung der Wärmepumpe	$\dot{Q}_{WP}$	190.2 kW
Wärmeleistung des Zwischenkreises	$\dot{Q}_{Quelle}$	124.8 kW
Wasserunterkühler und Zylinderkopfkühlung		22.1 kW
Massenstrom Propan		0.465 kg/s
Maximal erreichbarer COP	COP_{max}	7.11
Erreichter COP	COP_{WP+NB}	2.65
Gütegrad	η_{WP+NB}	37.1 %

Tabelle 2: Referenzbetriebspunkt der Wärmepumpe = der am häufigste aufgetretene Betriebspunkt vom 1. März 2008 bis zum 22. Januar 2009.

Es wurde festgestellt, dass die Wärmepumpe praktisch immer oszilliert. Die Temperatur des Propans am Kompressoreintritt schwingt sehr stark um +/- 10 °C mit einer Schwingungsdauer von ca. 2 Minuten. Die Zustände im Propankreislauf der Wärmepumpe sind in Bild 3 dargestellt. Es fällt auf, dass im Kondensator (zwischen den Punkten 2a und 3) keine vollständige Kondensation stattfindet. Auch der Wasserunterkühler (zwischen den Punkten 3 und 4) vermag das Propan noch nicht zu kondensieren. Erst im Kältemittel-Unterkühler findet eine vollständige Kondensation statt. Die Tatsache der unvollständigen Kondensation im Kondensator wird dadurch bestätigt, dass die Temperaturen T_{3b} und T_4 im Rahmen des Messfehlers immer gleich gross sind (z.B. Bild 1). Zusätzlich zeigt das Schauglas im Punkt 4 Blasen wohingegen dasjenige im Punkt 5 vor der Drossel klar bleibt.

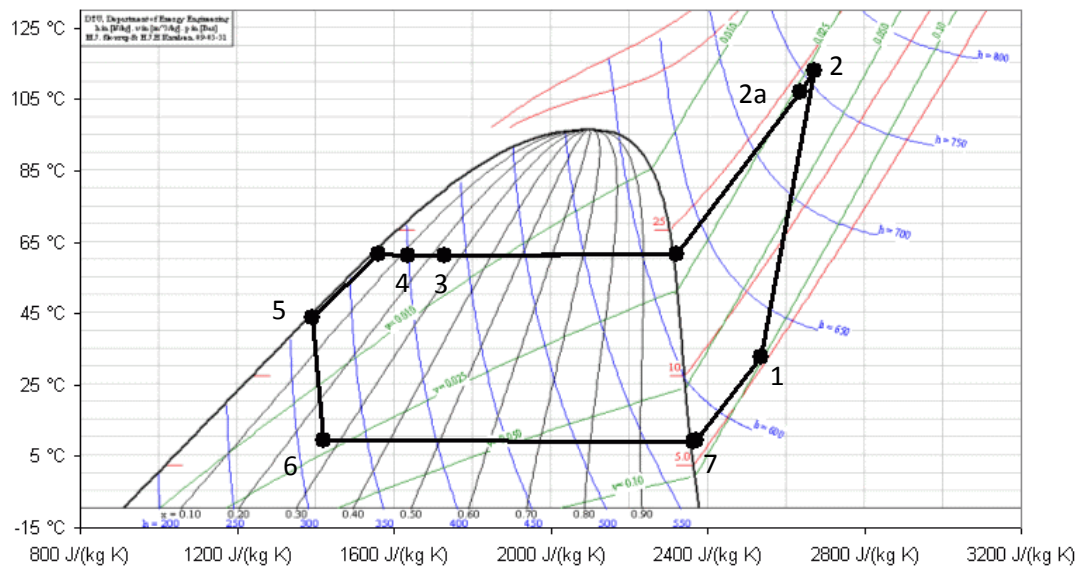


Bild 3: Temperatur – Entropie-Diagramm von Propan mit Kreislauf für den Referenzbetriebspunkt aus Tabelle 2. Bezeichnungen gemäss Bild 1.

Ergebnisse Hydraulik

Aufgrund der Ungenauigkeiten der Wärmezähler und der Komplexität des Systems, können im Rahmen dieses Projektes nur quantitative Abschätzungen gemacht werden. Die Gesamtbilanz der Hydraulik ist in Tabelle 3 gezeigt. Die häufigsten Vor- und Rücklauftemperaturen sind 61.4 °C und 33.5 °C.

Produktion	Durch die Wärmepumpe produzierte Wärmemenge (4563 Betr'std.)	627.5 MWh	674.7 MWh
	Durch den Heizkessel produzierte Wärmemenge (474 Betr'std.*)	47.2 MWh	
Abgabe	Wärmeabgabe an das Heizsystem	448.4 MWh	508.6 MWh
	Wärmeabgabe an das Brauchwarmwasser	60.3 MWh	
Fehlbetrag	Speicherverluste, Messfehler, Einschaltverluste Gaskessel		166.1 MWh

Tabelle 3: Gesamtbilanz vom 1. April 2008 bis zum 21. Januar 2009 (295 Tage). Man beachte die im Text beschriebene grosse Unsicherheit der Messwerte. *) Stunden, an denen der Heizkessel mehr als 10 kW Wärmeleistung abgibt.

Beim Warmwasserspeicher von 2400 Litern wird ein Temperaturbereich von 60 bis 40 °C genutzt. Somit ergibt sich daraus eine Speicherkapazität von 56 kWh. Bei einem mittleren Wärmebedarf für Brauchwarmwasser von 200 kWh/Tag, muss der Speicher am Tag durchschnittlich vier Mal geladen werden.

Ein Flaschenhals in der Hydraulik ist der Wärmetauscher beim Speicher des Brauchwarmwassers (BWW-WT). Mit Flaschenhals ist gemeint, dass die Wärme des grössten Einzelverbrauchers durch diesen Wärmetauscher geleitet werden muss. Der Zustand der Hydraulik im Referenzbetriebspunkt ist in Bild 4 dargestellt. Die Austrittstemperatur des Wassers heizwasserseitig ist mit $59.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ relativ hoch. Im Zusammenfluss mit dem Hauptrücklauf mit $35.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ wird Exergie vernichtet. Zusätzlich hat es speicherseitig eine Hochhaltung, die ebenfalls eine Exergievernichtung darstellt. Obwohl dieser Verbraucher für 140 kW ausgelegt ist, werden im Referenzbetriebspunkt nur 18 kW Wärme abgegeben. Dies führt dazu, dass die Ladedauer des Boilers 3 Stunden beträgt. Dafür muss der gesamte Mischspeicher von 4000 Liter auf über $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ hochgefahren werden und diese hohe Vorlauf-temperatur für das gesamte System während der Ladedauer auf über $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ gehalten werden, auch wenn keiner der anderen Verbraucher eine derart hohe Vorlauf-temperatur fordert. Zusätzlich wurde eine Fehlschaltung festgestellt: Verlangt der Boiler eine Nachladung und ist der Mischspeicher noch nicht auf der gewünschten Temperatur, so ist die heizwasserseitige Pumpe eingeschaltet und die speicherseitige Pumpe ausgeschaltet. Das führt zu grossen Exergieverlusten.

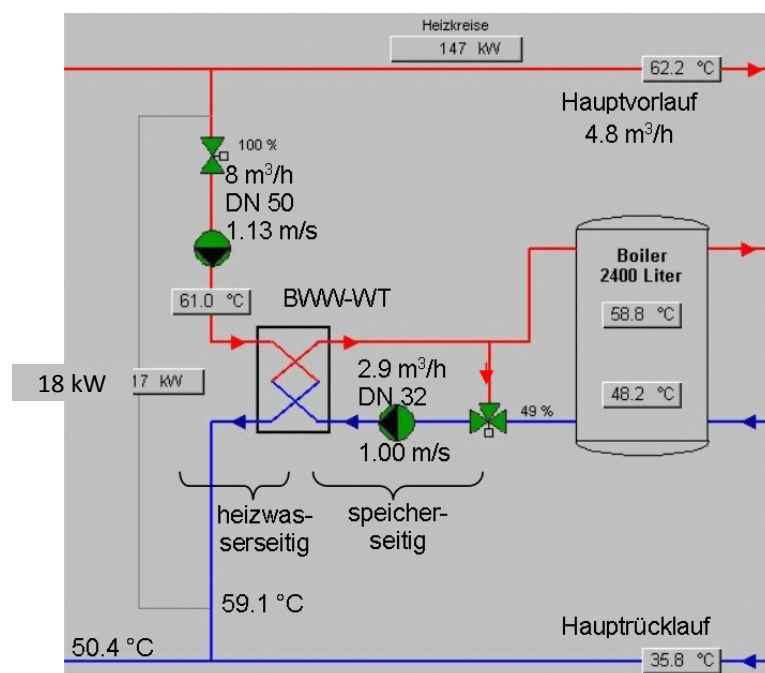


Bild 4: Brauchwarmwasser-Wärmetauscher (BWW-WT) und Speichervolumen des Brauchwarmwassers (beschriftet mit Boiler 2400 Liter).

Verbesserungsvorschläge

Für Exergieverlust in der Hydraulik sind vor allem die folgenden Phänomene verantwortlich, auf die im folgenden spezielles Augenmerk gelegt wird.

- Einmischung des Rücklaufs in den Vorlauf zur Regulierung der Vorlauftemperatur, eine bei fossilen Energiequellen bewährte und weit verbreitete Schaltung.
- Zusammenfluss verschieden warmer Rücklauftemperaturen.

- Temperaturabfall über Wärmetauscher. Je grösser der Wärmetauscher desto kleiner die Exergieverluste.
- Temperaturabfall über Heizkörper. Ein stark gedrosseltes Thermostatventil am Heizkörper deutet auf eine zu hohe Vorlauftemperatur hin.

Der Wärmetauscher des Brauchwarmwassers (Bild 4) ist ein Nadelöhr in der Hydraulik, da die Wärmeleistung des grössten Einzelverbrauchers mit 140 kW Nennleistung von diesem Wärmetauscher übertragen werden muss, der im Referenzbetriebspunkt (Tabelle 2) nur 18 kW Wärme überträgt. Für eine bessere Effizienz, muss die Zumischung des Vorlaufs in den Rücklauf speicherseitig ausgeschaltet werden und stattdessen eine drehzahlgeregelte Pumpe eingebaut werden. Die Grösse des Brauchwarmwasser-Wärmetauschers sollte mindestens verdoppelt werden und der Durchfluss speicherseitig von 2.9 m³/h auf 3.8 m³/h erhöht werden. Auf diese Weise kann 46.5 kW statt der jetzigen 18 kW übertragen werden und es ergeben sich im Wärmetauscher die in Bild 5 dargestellten Temperaturverläufe. Diese Massnahme führt im Bilanzzeitraum vom 1. April 2008 bis zum 21. Januar 2009 zu einer Stromeinsparung von 11.0 MWh.

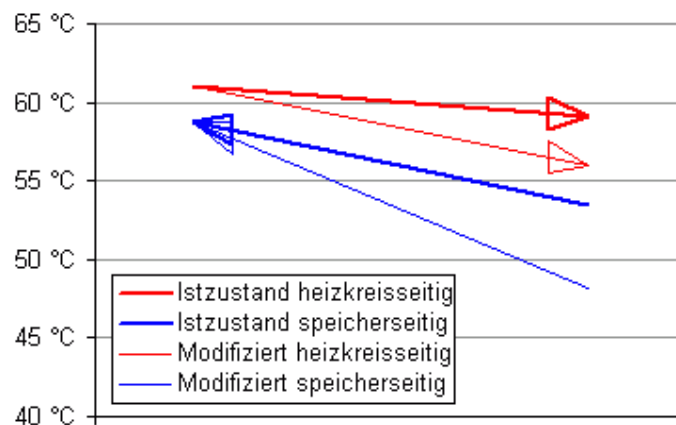


Bild 4: Vergleich der Wassertemperaturen im Brauchwarmwasser-Wärmetauscher aus Bild 4 im jetzigen Zustand und modifiziert gemäss Beschreibung im Text.

Die Heizkurven der verschiedenen Verbraucher können deutlich reduziert werden, da die heute durch die Heizkurven vorgegebenen Temperaturen wegen des 4000 Liter Mischspeichers oft nur mit grosser Verzögerung erreicht werden. Dabei ist für möglichst kleine Vorlauftemperaturen darauf zu achten, dass die Thermostatventile in den Räumen möglichst weit offen sind.

Der Einfluss der Reduktion der Heizkurven auf die Reduktion der Vorlauftemperaturen ist umso grösser, je schneller der Speicher des Brauchwarmwassers geladen werden kann. Wird die obige Empfehlung umgesetzt und die Grösse des Brauchwarmwasser-Wärmetauschers verdoppelt, so reduziert sich die Ladezeit des Speichers von über drei Stunden auf 72 Minuten. Nur während dieser Zeit muss die Vorlauftemperatur auf über 60 °C geregelt werden. Es wird hier davon ausgegangen, dass die Vorlauftemperatur mit einem doppelt so grossen Brauchwarmwasser-Wärmetauscher um 8 °C gesenkt werden kann. Unter dieser

Annahme ergeben sich im Bilanzzeitraum vom 1. April 2008 bis zum 21. Januar 2009 Exergieeinsparungen von 25.9 MWh.

Es wird weiter vorgeschlagen, oben am Mischspeicher ein automatisches Ventil zu installieren. Mit diesem Ventil kann der Speicher bei Bedarf zu oder ausgeschaltet werden. Ein Ausschalten des Speichers muss gut überlegt werden, da er verschiedene Funktionen erfüllt:

- Da die Wärmepumpe nicht stufenlos moduliert werden kann, nimmt der Speicher überschüssige Leistung der Wärmepumpe auf, die vom Heizsystem nicht unmittelbar benötigt wird. So kann die Wärmepumpe mit einer konstanten Anzahl Kompressoren über längere Zeiträume betrieben werden.
- Der Speicher bildet eine hydraulische Trennung zwischen der Umwälzpumpe an der Wärmepumpe und den Umwälzpumpen der verschiedenen Verbraucher. Er nimmt unterschiedliche Massenströme auf.
- Wenn das Heizsystem mehr Leistung fordert, als von der Wärmepumpe zur Verfügung gestellt werden kann, wird die zusätzliche Leistung aus dem Speicher bezogen.
- Die Temperatur oben im Speicher wird verwendet, um zu ermitteln, wie viele Kompressoren der Wärmepumpe in Betrieb genommen werden und ob allenfalls der Brenner zusätzlich eingeschaltet wird.

Es wird hier empfohlen, den Speicher mit dem neuen Ventil unter den folgenden Bedingungen auszuschalten.

- Während der Aufladung des Brauchwarmwassers und zwar nur wenn das Brauchwarmwasser eine höhere Vorlauftemperatur fordert als die anderen Verbraucher wird der Speicher des Heizsystems ausgeschaltet. So kann die Vorlauftemperatur kurzzeitig erhöht werden, ohne dass das grosse Speichervolumen hochgefahren werden muss.
- Es ist zu prüfen, ob der Speicher ausgeschaltet werden kann, wenn das Heizsystem weder mehr noch weniger Wärmeleistung benötigt als die Wärmepumpe produzieren kann, also zwischen 80 kW und 240 kW. Das ist bei Tagesmitteltemperaturen über 4 °C und unterhalb einer noch zu bestimmenden Tagesmitteltemperatur der Fall. Da das Heizungssystem eine grosse Wassermasse enthält, ist es vermutlich genug träge, um Differenzen zwischen dem Wärmebedarf und den drei Leistungsstufen der Wärmepumpe auszugleichen.

Die Anlage nutzt den Niedertarif für Wärmepumpenstrom nicht aus, der bis um 6 Uhr morgens gültig ist [2]. Als die Anlage geplant wurde, galt dieser Niedertarif noch nicht. Der Brauchwarmwasser Speicher sollte immer vor 6 Uhr morgens geladen werden. Ebenso der Heizungsspeicher, falls sich ein Tag mit Tagesmitteltemperaturen von weniger als 4 °C abzeichnet. Die Fehlschaltung im Brauchwarmwasser wird verhindert, indem die heizwasserseitige Pumpe aus Bild 4 nicht über längere Zeit laufen darf, wenn die speicherseitige Pumpe wegen ungenügender Vorlauftemperatur ausgeschaltet bleibt.

Auf der Seite der Wärmepumpe wurde festgestellt, dass das Propan im Kondensor nicht vollständig kondensiert. Die Ursache muss darin liegen, dass zu wenig Propan im Kreislauf eingefüllt ist. Das führt dazu, dass der Sammler (Bild 1) nur wenig flüssiges Propan enthält

und nicht kondensiertes, gasförmiges Propan unten austreten und in den Wasserunterkühler gelangen kann. Das im Sammler vorhandene flüssige Propan wird vom Gasstrom verdrängt und schwappt auch am Schauglas vorbei, was von aussen tatsächlich beobachtet werden kann. Mit einem zu 2/3 mit flüssigem Propan gefüllter Sammler ist der Druck in der Zuleitung des Sammlers und somit im Kondensor höher als jetzt und somit auch die Temperaturdifferenz zwischen der Propanseite und der Wasserseite. Das führt dazu, dass die vom Propan abgegebene Wärmemenge höher ist und eine vollständige Kondensation erreicht werden kann. In diesem Zustand gelangt nur noch flüssiges Propan aus dem Sammler in den Wasserunterkühler.

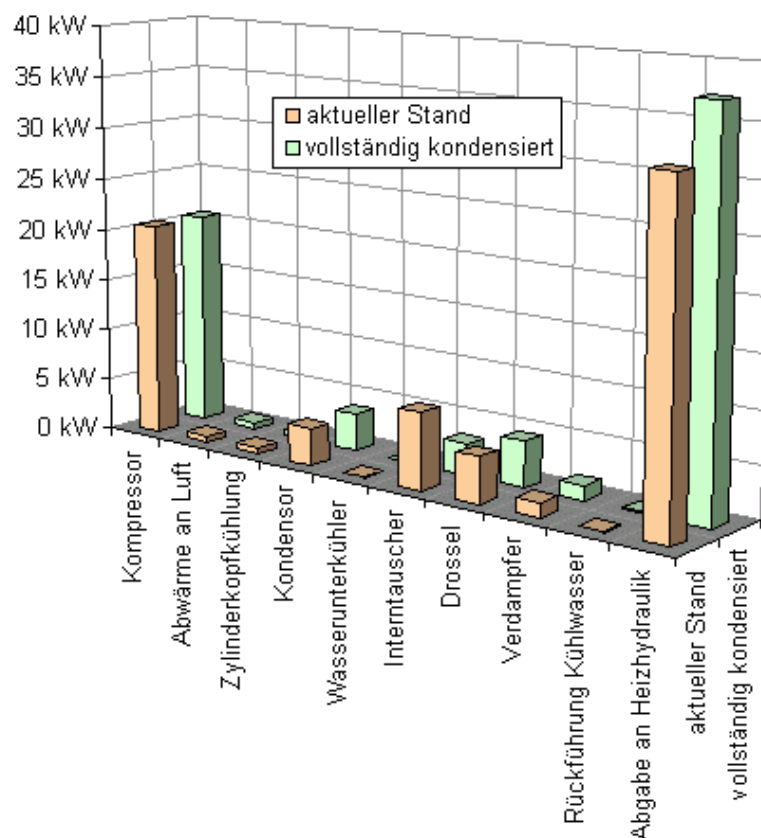


Bild 6: Abgabe und Verluste von Exergie bei der Wärmepumpe im Referenzbetriebspunkt im aktuellen Zustand (nicht vollständig kondensiert) sowie mit vollständiger Kondensation im Kondensor.

Bei einer vollständigen Kondensation im Kondensor kann bei fast gleicher Leistungsaufnahme der Kompressoren einerseits mehr Wärme aus dem Quelle bezogen werden und andererseits mehr Wärme an das Heizwasser abgegeben werden. Die Exergiebilanz (Bild 6) zeigt, welchen Effekt eine vollständige Kondensation auf die Effizienz der Wärmepumpe hat. Die Temperaturdifferenz über dem Kältemittel-Unterkühler (Interntauscher) ist geringer, was vor allem dort zu kleineren Exergieverlusten führt. Die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe verbessert sich aufgrund dieser Massnahme von jetzt 2.65 auf ungefähr 3.0.

Die beobachtete Oszillation muss vermieden werden. Obwohl hier der Einfluss auf die Effizienz nicht quantifiziert werden kann, handelt es sich um eine „unschöne“ Betriebsweise der Wärmepumpe. Die Oszillation kann vermieden werden, indem in der SPS eine bessere Regelung als der gegenwärtige PI Regler programmiert wird.

Schlussfolgerungen

Die diskutierten Massnahmen und ihre Auswirkungen sind in Tabelle 4 zusammengefasst. In Tabelle 5 sind die Auswirkungen der Verbesserungen auf das Kalenderjahr 2008 gezeigt. Die Wärmepumpe im Schulhaus Limmat weist zur Zeit einen Gütegrad η_{WP+NB} von 34 % auf. Die Jahresarbeitszahl JAZ beträgt zurzeit 2.65 und kann mit den vorgeschlagenen Massnahmen auf bis zu 4.4 erhöht werden.

Verbesserte Hydraulik BWW	11.0 MWh
Reduktion Vorlauftemperatur um 8 °C	23.9 MWh
Fehlschaltung BWW	31.0 MWh
Vollständige Kondensation im Kondensor	23.8 MWh

Tabelle 4: Reduktion des Exergieverbrauchs im Bilanzzeitraum vom 1. April 2008 bis zum 21. Januar 2009 (326 Tage). Grössen aus dem Bilanzzeitraum der Wärmepumpe (1. März 2008 bis zum 21. Januar 2009, 295 Tage) mit einem Dreisatz der Heizgradtage für die Stadt Zürich umgerechnet.

	aktueller Stand	mit Verbes- serungen
Produzierte Wärmemenge	853 MWh	853 MWh
Stromverbrauch mit allen Verbesserungen	318 MWh	191 MWh
Jahresarbeitszahl	2.65	4.4
Einsparung pro Jahr: WP-Tarif ewz.naturpower (Q2) 60% Hochtarif, 40% Niedertarif ohne MWSt.		19'100 Fr.

Tabelle 5: Auswirkungen der vorgeschlagenen Verbesserungen umgerechnet auf das Kalenderjahr 2008 mittels Heizgradtagen für Zürich.

Bei der Analyse der Hydraulik im Schulhaus Limmat wird ersichtlich, dass viele hydraulische Schaltungen und Regelstrategien für Heizungen mit fossilen Energieträgern entwickelt wurden und sich seit Jahrzehnten in der Praxis bewähren und sich als robust herausgestellt haben. Robust bedeutet dabei, dass sie auch unter ungünstigen Bedingungen funktionieren und Fehler in der Auslegung, in der Umsetzung und in der Regelung verzeihen. Werden für die Beheizung mit Wärmepumpen die gleichen Schaltungen verwendet, so resultieren daraus Exergieverluste, die sich in einem erhöhten Stromverbrauch niederschlagen. Da Energie in Zukunft teurer wird, wird der Aspekt der Effizienz immer wichtiger. Auf Exergie optimierte Heizsysteme können vor allem mit modulierenden Wärmepumpen und modulierenden Umwälzpumpen realisiert werden, denen somit die Zukunft gehört.

Definitionen

Während der COP_{WP+NB} eine Momentaufnahme darstellt, drückt die Jahresarbeitszahl JAZ die Performance der Wärmepumpe über ein Jahr aus. Sie wird berechnet gemäss

$$JAZ_{WP+NB} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{WP}}{\int_{t_1}^{t_2} P_{elWP+NB}} \quad (1)$$

Aufgrund der unterschiedlichen Verfügbarkeit der Daten kann hier kein ganzes Jahr analysiert werden sondern nur jeweils fast ein Jahr. Der Begriff „Jahresarbeitszahl“ wird also in dieser Arbeit insofern strapaziert, als er auch verwendet wird, wenn zwischen t_1 und t_2 kein ganzes Jahr liegt. Der in einer idealen Maschine maximal erreichbare COP_{max} wird mit der Mitteltemperatur des Wassers im Kondensator und der Mitteltemperatur des Abwassers im Abwasserkanal berechnet gemäss

$$\bar{T}_{Kond} = \frac{T_{KondAus} - T_{KondEin}}{\ln(T_{KondAus} / T_{KondEin})} \quad (2)$$

$$\bar{T}_{Abw} = (T_{Abw1} + T_{Abw2}) / 2 \quad (3)$$

$$COP_{max} = \bar{T}_{Kond} / (\bar{T}_{Kond} - \bar{T}_{Abw}) \quad (4)$$

Der Gütegrad η_{WP+NB} ist der Quotient des effektiv erreichten COP_{WP+NB} zum maximal erreichbaren COP_{max} .

$$\eta_{WP+NB} = COP_{WP+NB} / COP_{max} \quad (5)$$

Quellen

- [1] O. Albrecht: Verbesserungspotential von Luft/Wasser-Wärmepumpen durch Exergie-Analyse, Diplomarbeit Hochschule für Technik und Architektur betreut durch Prof. Hilfiker, 25. November 2005
- ewz: Tarif WP, Wärmepumpen-Fördertarif für die Stadt Zürich, ewz Energievertrieb, 1. Januar 2009
- G. Feuerecker: Entropieanalyse für Wärmepumpensysteme: Methoden und Stoffdaten, Dissertation der Fakultät für Physik der Technischen Universität München, Juli 1994
- M.J. Friedl, R. Kern: High Performance Heat Pump, Studie des Stromsparfonds Zürich, des Amts für Umwelt und Energie Basel und der awtec AG, 24. December 2004
- L. Gasser: Verbesserungspotential von Luft/Wasser-Wärmepumpen durch theoretische Exergie-Analyse, Diplomarbeit Hochschule für Technik und Architektur betreut durch Prof. Hilfiker, 25. November 2005

- L. Gasser, B. Wellig, K. Hilfiker: WEXA: Exergie-Analyse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen, BfE, Hochschule Luzern – Technik & Architektur, April 2008
- Ch. Holzinger: Natürliche Kältemittel, R290 Wärmepumpe, Abwasserkanal der Limmat, Vortrag am Kälteforum 08 des Schweizerischer Vereins für Kältetechnik (SVK), 27. November 2008
- E. Ochsner: Abwasserwärmepumpe mit Propan, Die Kälte und Klimatechnik 6, 2006
- E. Ochsner: Abwasserwärmepumpe mit Propan, planer+installateur, Nummer 6/7, 2006
- P. Renold: Wärme aus dem Abwasserkanal, Wärmepumpeneinsatz im Schulhaus Kälte Klima Aktuell, Nummer 5, 2006, pp. 130-136
- P. Renold: Sewage as an energy source, International Energy Agency (IEA) 9th Heat Pump Conference 2008, Paper 8.6, Zürich, May 20-22 2008
- Stadt Zürich: Wärme doppelt nutzen, Zwei Pilotanlagen zur Wärmerückgewinnung, Faltblatt Amt für Hochbauten, No. 13, 2006

Dr. Andrea Grüniger, Dr. Beat Wellig
Hochschule Luzern – Technik & Architektur
CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik
Technikumstrasse 21
CH-6048 Horw
beat.wellig@hslu.ch
www.hslu.ch/tevt

CO₂-Erdwärmesonde

Zusammenfassung

Dieses Projekt befasst sich mit der Untersuchung der Fluidodynamik und Wärmeübertragung in einer CO₂-Erdwärmesonde, welche nach dem Prinzip des Thermosyphons funktioniert. Es wurde ein Simulationsmodell erstellt, welches die physikalischen Vorgänge in der Sonde mit der Wärmeleitung im umgebenden Erdreich koppelt. Es zeigt sich, dass das Thermosyphon-Prinzip, unabhängig von der entzogenen Wärmeleistung, durch den selbsttätigen Umlauf zu einer Energieumlagerung von unten nach oben führt. Dadurch gleicht sich die Erdreichtemperatur in der Nähe der Sonde rasch aus, was zu gleichmässigerem Wärmeentzug über die Höhe führt. Dieses Verhalten ist auch vorteilhaft für die Regeneration des Erdreichs in „Off“-Phasen der Wärmepumpe. Der Wärmeübergangswiderstand im Flüssigkeitsfilm ist gegenüber dem Wärmeleitwiderstand des Erdreichs sehr klein. Daher ergibt sich kein signifikanter Vorteil, wenn die Flüssigkeit auf mehreren Höhenstufen eingespritzt wird. Mit dem Simulationsmodell können verschiedene Konfigurationen und Betriebsbedingungen vorausberechnet werden, womit zuverlässige Grundlagen für die Berechnung und Auslegung von CO₂-Erdwärmesonden geschaffen werden.

Abstract

This project studies the fluid dynamics and heat transfer of a CO₂ geothermal heat probe that functions based on the principle of a thermo-syphon. A simulation model was created to model the physical behaviour inside the heat probe coupled with the heat conduction of the earth. The study shows that the thermo-syphon effect functions independent of the heat output capacity due to natural circulation that shifts energy from bottom to the top of the probe. This effect leads to a flattening of the local earth temperature profile and leads to more uniform heat removal along the probe. This behaviour provides an advantage for the regeneration of the surrounding earth temperature profile when the heat pump is in the "Off" phase. The heat transfer resistance of the liquid film is very small compared to the conduction resistance of the earth. Therefore, no difference has been found for a configuration where the CO₂ injection is distributed on different height stages along the probe length. The simulation model can be used to pre-calculate different configurations and operating conditions from which a reliable foundation for the sizing and design of CO₂ heat probes can be accomplished.

Einleitung

Ausgangslage

Im BFE-Forschungsprojekt „Pumpenlose Erdwärmesonde, Phase 1: Potenzialabklärung“ [1] wurde aufgezeigt, dass die Jahresarbeitszahl von Wärmepumpen um etwa 15% verbessert werden kann, wenn anstelle klassischer Wasser/Glykol-Erdwärmesonden solche mit Kohlendioxid (CO_2) als Arbeitsmedium verwendet werden. CO_2 -Erdwärmesonden (CO_2 -EWS) arbeiten nach dem Prinzip eines Thermosyphons, bei welchem das Arbeitsmedium einen Phasenwechsel durchläuft. Das Arbeitsmedium kondensiert im Sondenkopf, läuft als Film entlang der Sondenwand hinunter und verdampft unter Entzug von Erdwärme. Dadurch entsteht ein selbsttätiger Umlauf, welcher eine Umwälzpumpe überflüssig macht (Bild 1).

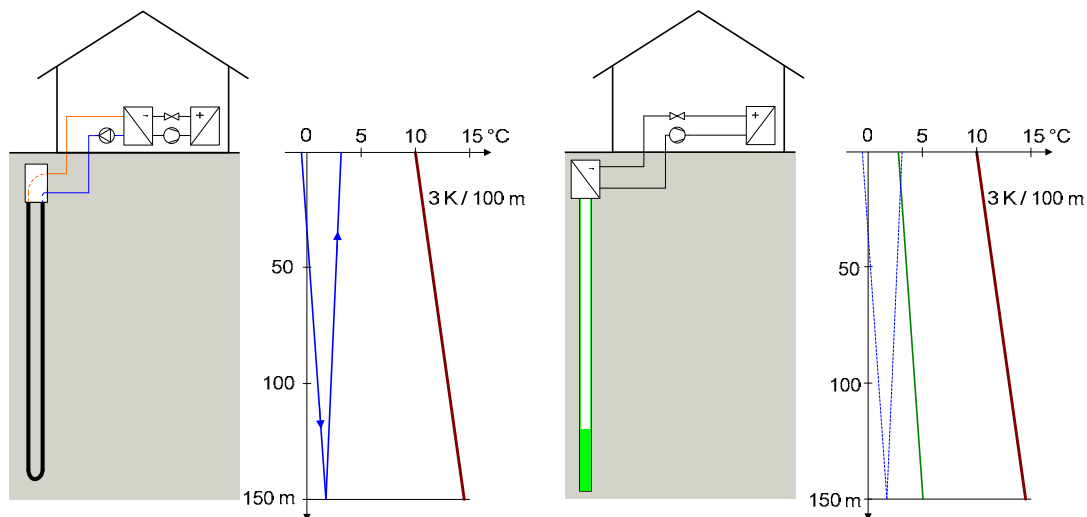


Bild 1: Vergleich zwischen einer herkömmlichen Wasser/Glykol-Erdwärmesonde (links) und einer CO_2 -Erdwärmesonde (rechts).

Obwohl in den letzten Jahren bereits einige Anlagen, mehrheitlich in Deutschland [2] und Österreich, in Betrieb gegangen sind, fehlt es nach wie vor an einem fundierten Verständnis der fluid- und thermodynamischen Vorgänge in der Sonde und der Wechselwirkungen mit dem umgebenden Erdreich. Dies erschwert die klare Interpretation von auftretenden Phänomenen, Problemen und Limitationen, welche für eine optimale Auslegung notwendig wäre.

Ziele und Vorgehen

Im Rahmen dieses BFE-Forschungsprojektes (Phase 2) sollen die offenen Fragen bezüglich Strömung und Wärmetransport untersucht werden. Das Hauptziel ist, die fluid- und thermodynamischen Vorgänge in einer CO_2 -EWS theoretisch zu untersuchen sowie die technische Realisierbarkeit einer solchen Sonde aus Kunststoff zu prüfen. Damit sollen Berechnungs- und Auslegungsgrundlagen für lange Erdwärmesonden nach dem Prinzip der einfachen und mehrfachen CO_2 -Einbringung geschaffen werden. Es wurde ein

Simulationsmodell erstellt, welches die physikalischen Vorgänge in solchen CO₂-EWS beschreibt sowie die Wechselwirkung mit dem Erdreich berücksichtigt. Mit dem Simulationsmodell kann das Effizienzsteigerungspotenzial im Vergleich zu herkömmlichen Wasser/Glykol-EWS quantifiziert werden. Damit werden Entscheidungsgrundlagen für das weitere Vorgehen geschaffen.

Phänomene in einer CO₂-Erdwärmesonde

Es werden CO₂-EWS bis zu 300 m Länge angestrebt. Um die gewünschte Leistung zu erreichen, muss die Verdampfung über die gesamte Sondenlänge gleichmässig stattfinden. Dies soll mit einer mehrfachen CO₂-Einspritzung erreicht werden.

Die CO₂-EWS wird zunächst phänomenologisch betrachtet (Bild 2). Die grundlegende Idee ist, das flüssige CO₂ entweder am Sondenkopf oder durch ein konzentrisches Innenrohr über die Sondenlänge verteilt aufzubringen. Dazu ist ein geeignetes Zufuhrsystem notwendig, welches ev. gleichzeitig als Zentrierung dienen kann. Aufgrund des hohen hydrostatischen Drucks im Innenrohr und der daraus resultierenden hohen Austrittsgeschwindigkeiten des flüssigen CO₂ drängt sich auf, den Film nur an wenigen Stellen aufzubringen.

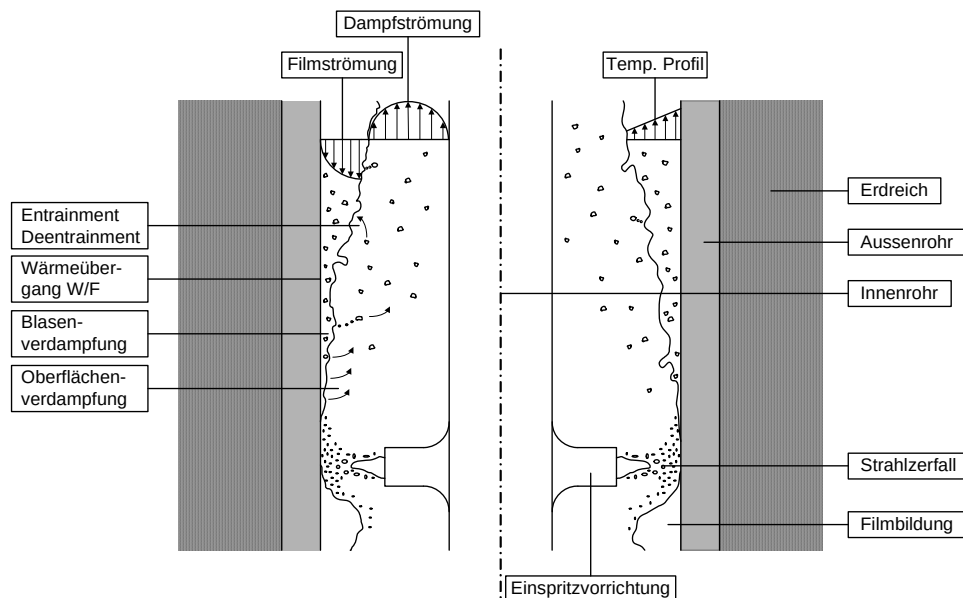


Bild 2: Phänomene in einer CO₂-Erdwärmesonde („stark übertrieben“ dargestellt, in Realität ist der Film hauchdünn).

Der Flüssigkeitsfilm bewegt sich unter dem Einfluss der Schwerkraft entlang der Rohrwand nach unten. Diese Filmströmung ist eine Erscheinungsform der zweiphasigen Ringströmung mit äusserer Wärmezufuhr. Durch die Verdampfung bildet sich eine Dampfströmung im Gegenstrom zum Flüssigkeitsfilm aus. An der Filmoberfläche greift eine

Grenzflächenschubspannung an und der Film wird abgebremst, aufgestaut oder bei genügend grosser Dampfgeschwindigkeit mitgerissen (Entrainment). Die Filmdicke vergrössert sich bei Dampfgegenstrom praktisch nicht, solange die Dampfgeschwindigkeit unterhalb der Staugrenze liegt. Aufgrund des Geschwindigkeitsprofils der Dampfphase gelangt ein Teil der Tropfen wieder zurück in den Film (Deentrainment), die restlichen Tropfen werden mit der Strömung mitgerissen.

Neben der Fluidodynamik der Zweiphasenströmung ist die Wärmeübertragung von Bedeutung. Durch die Wärmezufuhr aus dem Erdreich erfolgt die Verdampfung des CO₂. Aus Stabilitätsgründen ist eine Oberflächenverdampfung erwünscht, Blasenverdampfung führt zu instabiler Filmströmung (vergleiche Fallfilmverdampfung in der thermischen Verfahrenstechnik).

Da nur wenige Untersuchungen zu CO₂-Thermosyphons publiziert sind, muss für ein besseres Verständnis der Phänomene auf verwandte Gebiete, insbesondere aus der Verfahrenstechnik, zurückgegriffen werden (Fallfilmverdampfer, Rieselfilmverdampfer). Entsprechend kritisch müssen diese Resultate auf ihre Anwendbarkeit auf den vorliegenden Fall geprüft werden.

Stoffdaten CO₂: Für Simulationen und Auslegungsrechnungen werden Stoffeigenschaften wie Dichte ($\rho(p,T)$), Dampfdruckkurve, Verdampfungsenthalpie, Wärmeleitfähigkeit, Viskosität, Oberflächenspannung, usw. benötigt. Die thermische Zustandsgleichung wurde nach Span und Wagner [3] programmiert.

Staugrenzenkorrelationen: Wenn die der Flüssigkeitsströmung entgegen gesetzte Gasströmung eine bestimmte Geschwindigkeit überschreitet, kommt es zu einer Richtungsumkehr im Flüssigkeitsfilm und er kann nicht mehr ungehindert nach unten fliessen. Die Staugrenze ist neben Stoffeigenschaften abhängig von den Geschwindigkeiten bzw. den Massenströmen der Flüssig- und Gasphase (Bild 3). Es wurden verschiedene Korrelationen aus der Literatur verglichen und für quantitative Aussagen die konservativste Beziehung nach Tien und Chung [4] verwendet.

Benetzungsgrenze: Wenn der umfangspezifische Flüssigkeitsmassenstrom einen bestimmten Wert unterschreitet, kann nicht mehr die gesamte Oberfläche der Sonde benetzt werden und es kommt zu sogenannter Rinnsalströmung. Die Benetzungsgrenze ist stark vom Benetzungswinkel des Systems CO₂ flüssig / CO₂ gasförmig / Wandmaterial abhängig. Dieser kann jedoch nur abgeschätzt werden. Es zeigt sich, dass diese Strömungsform durchaus relevant sein kann für die Verhältnisse in der Sonde und im Modell berücksichtigt werden muss [5].

Wärmeübergang: Entsprechend den in Bild 3 dargestellten Strömungsformen wird auch der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Sondenwand und Filmoberfläche verschiedenen Gesetzen gehorchen. Analogien aus der Fallfilmtechnologie erlauben die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit des Flüssigkeitsmassenstroms [6,7]. Abschätzungen zeigen, dass das Blasensieden im vorliegenden Fall keine Rolle spielt (sehr kleine T über den Film).

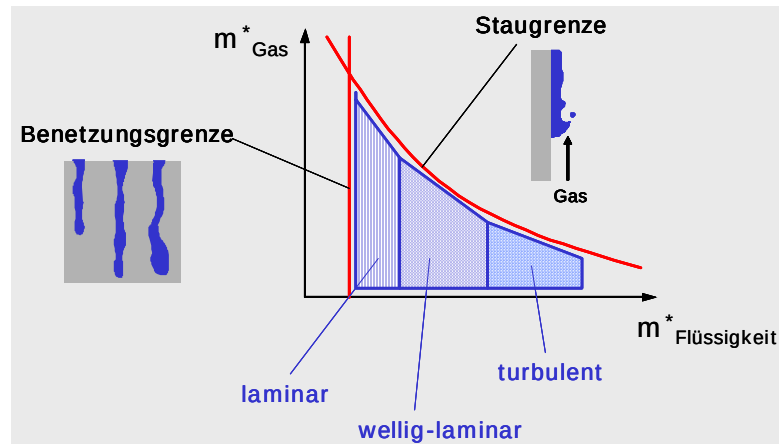


Bild 3: Verschiedene Strömungsbereiche und Grenzen einer idealen Fallfilmströmung.

Simulationsmodell

Um das zeitliche Verhalten der CO₂-EWS zu beschreiben, muss auch die Wechselwirkung mit dem Erdreich berücksichtigt werden (Bild 4). Das Gesamtmodell kann somit in zwei Hauptblöcke aufgeteilt werden. Das **Erdmodell** beschreibt die instationäre Wärmeleitung im Erdreich. Output aus diesem Block ist die Wandtemperaturverteilung $T_w(z)$, welche als Input für das **EWS-Modell** dient. Da die Vorgänge in der EWS viel schneller ablaufen als im Erdreich, kann in der EWS mit (quasi-) stationären Zuständen gerechnet werden. Das EWS-Modell liefert wiederum die tiefenabhängige spezifische Wärmestromdichte $q^*_{\text{EWS}}(z)$, welche dem Erdreich entzogen wird. Jeder Zeitschritt im Erdmodell beinhaltet somit ein Update von $q^*_{\text{EWS}}(z)$. Das Simulationsprogramm wurde in Matlab erstellt.

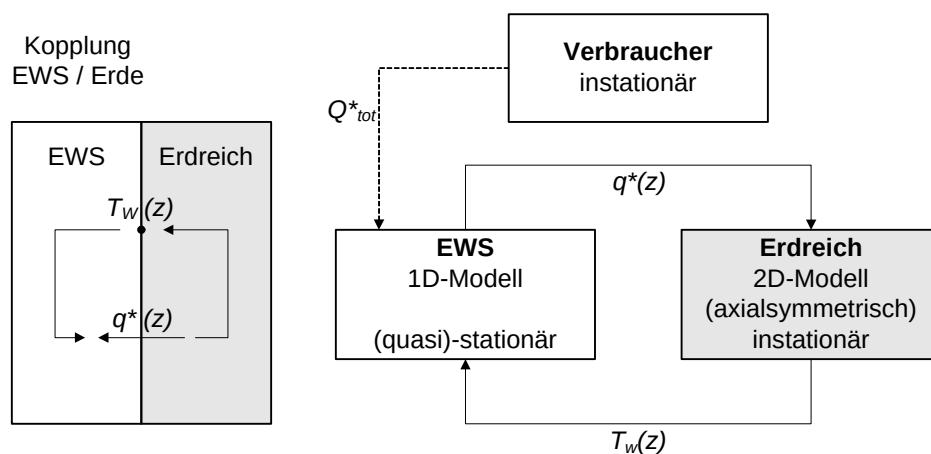


Bild 4: Struktur des Simulationsmodells.

b) Erdmodell

Zur Beschreibung der Wärmeleitung im Erdreich muss die Differentialgleichung der instationären Wärmeleitung gelöst werden (2-Dimensional, axialsymmetrisch):

$$\frac{1}{a} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$$

Diese partielle Differentialgleichung (2. Fourier'sches Gesetz) wird numerisch mit der Finiten Differenzen Methode (FDM) mit dem Crank-Nicolson-Verfahren gelöst. Es wurde dabei ein linear skaliertes Netz mit wachsenden Gitterabständen von der Achse weg gewählt.

Resultate der Parameterstudie

Mit dem Simulationsmodell wurde eine umfassende Parameterstudie durchgeführt. Als Referenzpunkt wurden Bedingungen gewählt, welche sich an den Bedarf eines Einfamilienhauses anlehnen:

Grösse		Bemerkungen
Totale Entzugsleistung Q_{tot}^*	7.5 kW	10 kW Heizleistung bei COP 4
Maximalwerte Druck p_{min}/p_{max}	25/50 bar	relevant für Füllmenge und Startwerte Iteration
Sondenlänge L	150 m	ergibt durchschn. Entzugsleistung von 50 W/m
Innen-Ø Aussenrohr D	63 mm	Grenze der techn. Realisierbarkeit
Aussen-Ø Innenrohr d	0 mm	kein Innenrohr
Anzahl Einspritzstellen N	1	konventioneller Thermosyphon
Höhe Erdmodell H	180 m	
Radius Erdmodell R	100 m	

Tabelle 1: Referenzpunkt für die Parameterstudie.

a) Grundsätzliches Verhalten der CO₂-EWS

In Bild 6 ist ersichtlich, wie sich der Filmmassenstrom zum Zeitpunkt 0 (Simulationsstart) ausbildet, wenn von einer Wandtemperatur ausgegangen wird, welche dem ungestörten Erdtemperaturprofil entspricht (Anstieg von 0.03 K/m). Die hügelförmige Ausbildung bedeutet, dass im oberen Bereich der Sonde Kondensation und erst im unteren Bereich Verdampfung stattfindet. Dieses Phänomen führt zu einer Energieumlagerung von unten nach oben und zu einer Abflachung des Wandtemperaturprofils, welches sich sehr schnell dem

Verlauf der Siedetemperatur anschmiegt. Diese steigt nach unten aufgrund des Druckanstiegs durch die Dampfsäule an.

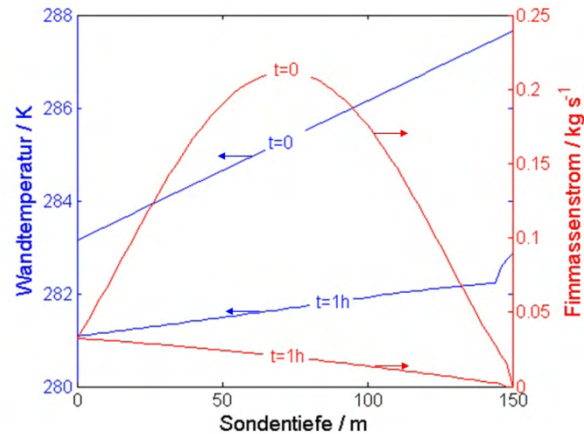


Bild 6: Entwicklung von Filmmassenstrom und Wandtemperatur in der ersten Stunde bei Referenzbedingungen (Blockbelastung von 7.5 kW).

Wie aus Bild 7 ersichtlich erfolgt diese Umlagerung in den ersten Minuten. Danach ändert sich der Temperaturanstieg über die Tiefe kaum mehr, sondern das Niveau sinkt mit zunehmender Zeit kontinuierlich nach unten. Der steilere Temperaturanstieg am Sondenfuss ist auf die veränderten Bedingungen im Pool zurückzuführen.

Das rechte Diagramm in Bild 7 zeigt die zeitliche Entwicklung der spezifischen Wärmestromdichte. Diese nimmt gegen den Sondenfuss zu, die Kurve flacht jedoch mit zunehmender Zeit ab. Es ist also auch hier ein Ausgleichseffekt über die Zeit zu beobachten.

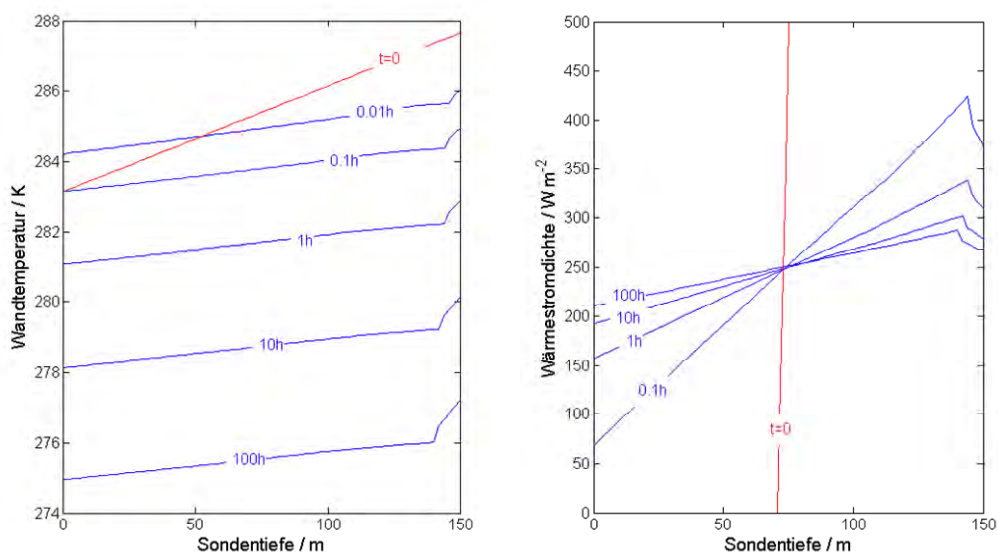


Bild 7: Zeitliches Verhalten von Wandtemperatur und Wärmestromdichte bei Referenzbedingungen (Blockbelastung von 7.5 kW).

b) Einfluss des Sondendurchmessers

Um verschiedene Sondenkonfigurationen bezüglich ihrer Effizienz quantitativ zu beurteilen ist massgebend, bei welcher Temperatur das CO₂ am Sondenkopf kondensiert. Das Simulationsmodell liefert den Druckverlauf am Sondenkopf über die Zeit (Bild 8). Die Temperatur kann direkt über die Dampfdruckbeziehung errechnet werden. Aufgrund des relativ hohen Rechenaufwandes, der vor allem durch die notwendige Druckiteration bei jedem Zeitschritt notwendig ist, konnten bis anhin nicht alle Konfigurationen beliebig lange gerechnet werden.

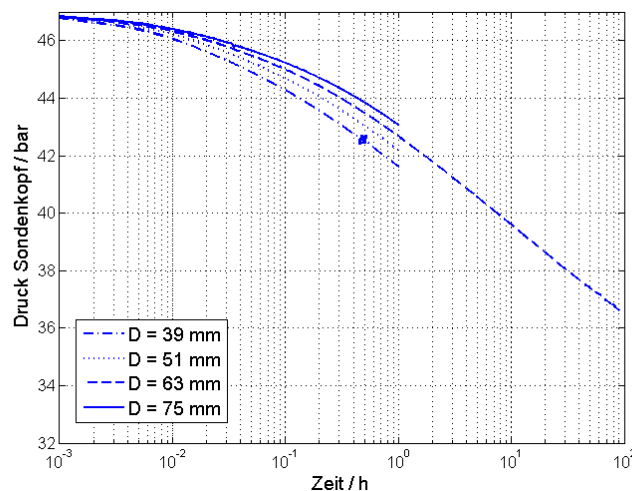


Bild 8: Druckverlauf am Sondenkopf über die Zeit bei variablem Sondendurchmesser (Blockbelastung von 7.5 kW).

Bild 8 zeigt den Druckverlauf über die Zeit bei unterschiedlichem Sondendurchmesser. Beim Standarddurchmesser von 63 mm erreicht der Druck nach 100 h Dauerbelastung einen Wert von 36.5 bar, was einer Temperatur von 1.8 °C entspricht. Eine Abschätzung durch Extrapolation der Kurve auf 500 h ergibt eine Temperatur von ca. -0.4 °C. Aus der Grafik ist klar ersichtlich, dass mit steigendem Durchmesser ein höherer Druck bzw. eine höhere Temperatur erzielt werden kann. Dies ist auf die grössere verfügbare Wärmeübertragungsfläche zurückzuführen. Bei den Standardsimulationen wurde von einer reinen Filmströmung ausgegangen. Es wurde jedoch bei den Simulationsreihen mit variablem Durchmesser ein Rinnsalmodell eingeschlossen, wobei sich zeigte, dass die Rinnsalbildung einen vernachlässigbaren Einfluss hat.

c) Effekt von mehreren Einspritzstellen

Ein wichtiges Ziel des Projektes ist, die Idee einer Mehrfacheinspritzung auf ihr Potenzial hin zu überprüfen. Wenn das CO₂-Kondensat durch Einführen eines konzentrischen Innerohrs auf verschiedenen Höhenstufen eingebracht wird, wird der Massenstrom aufgeteilt und es ergibt sich ein „gezackter“ Verlauf wie in Bild 9 dargestellt.

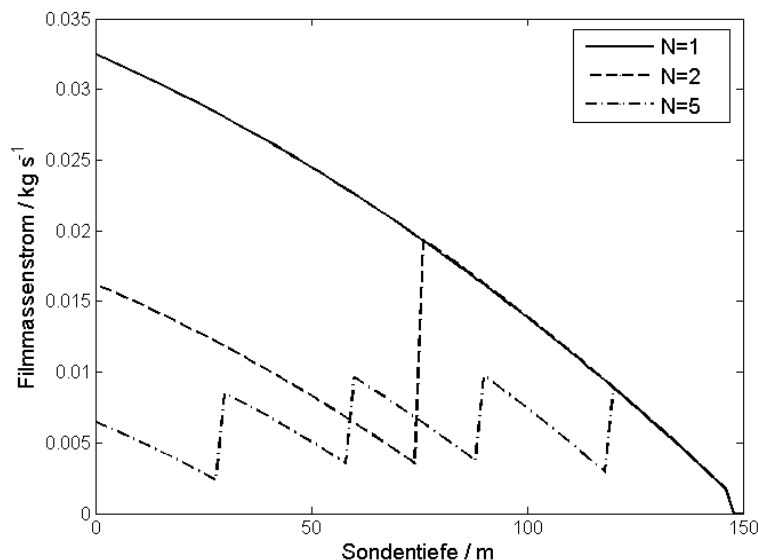


Bild 9: Ausbildung des Filmmassenstroms nach einer Stunde Laufzeit bei unterschiedlicher Anzahl Einspritzstellen N .

Ein Vergleich des Druckverlaufs zeigt, dass das Einführen von mehreren Einspritzstellen praktisch keinen Einfluss hat. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Wärmeübergangswiderstand im Film gegenüber dem Widerstand des Erdreichs vernachlässigbar klein ist und somit verschiedene Filmkonfigurationen daher für den Gesamtwiderstand kaum ins Gewicht fallen. Dies zeigt sich auch in sehr kleinen Temperaturdifferenzen über dem Film im Bereich von 0,1 bis 0,2 K.

Hinsichtlich der Wärmeübertragungscharakteristik bringt daher die Mehrfacheinspritzung keinen Vorteil. Es wurde zusätzlich überprüft, ob durch die Reduktion des maximalen Filmmassenstroms die Staugrenze reduziert werden kann. Jedoch wird der Vorteil durch die Notwendigkeit eines Innenrohrs, welche den Strömungsquerschnitt verringert, wieder reduziert. Der zusätzliche konstruktive Aufwand wird sich daher aus heutiger Sicht kaum rechtfertigen lassen.

d) Sonde im „Off-Betrieb“

Wenn die Wärmepumpe ausgeschaltet ist, wird netto keine Leistung entzogen. Die Simulationen zeigen jedoch, dass der Thermosyphon auch in diesem Fall aktiv ist (Bild 10). Durch Verdampfung im unteren Teil und Kondensation im oberen Teil der Sonde wird dauernd ein Flüssigkeitsfilm aufrecht erhalten. Auch hier zeigt sich wiederum der „vertikale Energietransporteffekt“. Wenn in einem fiktiven Beispiel mit einem Wandtemperaturprofil des ungestörten Erdreichs begonnen wird, nimmt die Kurve innerhalb kürzester Zeit dieselbe Steigung an wie nach 10 h Belastung mit 7.5 kW. Es kann daraus geschlossen werden, dass die Steigung des Temperaturprofils unabhängig von der totalen Wärmeleistung gleich bleibt und sich lediglich das Niveau verschiebt. Dieses Verhalten wird auch von Vorteil sein für die Regenerationsverhalten des Erdreichs indem ein konvektiver Wärmetransport von unten nach oben erfolgt im Gegensatz zu einer Sole-Sonde, bei welcher der Transport rein konduktiv erfolgt, wenn die Umwälzpumpe ausgeschaltet ist.

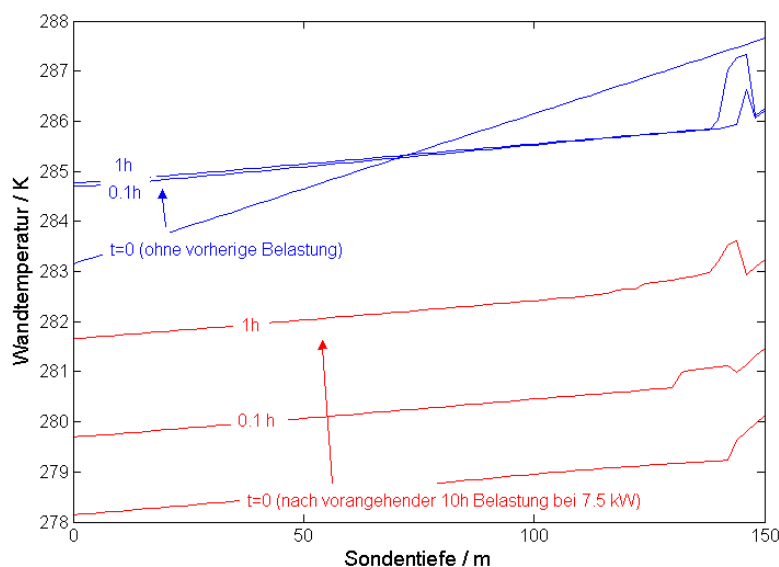


Bild 10: Zeitliche Entwicklung des Wandtemperaturprofils bei ausgeschalteter Wärmepumpe. 1. Fall ausgehend von ungestörtem Erdtemperaturprofil. 2. Fall nach einer 10 h Belastung mit 7.5 kW.

Schlussfolgerungen und Ausblick

Im Rahmen dieses Projektes wurde ein Simulationsmodell erarbeitet, welches die Vorgänge in und um die Sonde abbildet. Dieses ermöglicht die Untersuchung des Einflusses verschiedener Parameter und führt zu einem wesentlich besseren Verständnis der physikalischen Vorgänge, welche innerhalb einer CO₂-EWS ablaufen.

Die Resultate der Parameterstudie zeigen, dass das Konzept der Mehrfacheinspritzung zu wenig Vorteile bringt, um den grösseren konstruktiven Aufwand zu rechtfertigen. Ein konventioneller Thermosyphon kann die gleiche Leistung erzielen. Auf Basis des heutigen Wissensstands entfällt daher die Notwendigkeit einer Machbarkeitsstudie für die Mehrfacheinspritzung. Weitere Untersuchungen werden auf konventionelle Thermosyphons fokussiert.

Auch wenn die EWS als einfaches Rohr ausgeführt wird, muss bei der Dimensionierung der Zusammenhang zwischen gewünschter Leistung und Mindest-Innendurchmesser berücksichtigt werden, der durch die Staugrenze gegeben ist. Konservative Schätzungen ergeben beispielsweise, dass bei einer Entzugsleistung von 7.5 kW mindestens ein Durchmesser von 41 mm notwendig ist, sofern nur ein Rohr verwendet wird. Wie ebenfalls in der Parameterstudie gezeigt, sind grosse Rohre auch für die Wärmeübertragungscharakteristik von Vorteil. Jedoch wird im Gegensatz dazu der konstruktive Aufwand steigen. Es sind grössere Wandstärken notwendig und das Wickeln wird schwieriger. Denkbar ist auch, die Sonde anstatt nur mit einem Rohr mit mehreren Rohren auszustatten. Für den Entzug von 7.5 kW mit 4 Rohren wäre ein Innendurchmesser von mindestens 22 mm notwendig. Abklärungen, um das Optimum zwischen theoretisch Wünschbarem und technisch und finanziell Machbarem zu finden, sind momentan noch im Gange.

Danksagung

Das Projektteam bedankt sich bei BFE für die finanzielle Unterstützung und bei den Projektpartnern HakaGerodur AG (Benken), Geowatt AG (Zürich) und Hubacher Engineering (Engelburg) für die wertvollen Inputs.

Quellen

- [1] A. Peterlunger, M. Ehrbar, et al.: Pumpenlose Erdwärmesonde, Phase 1: Potentialabklärung. BFE-Forschungsprojekt, 2004.
- [2] H. Kruse, W. Stiller, et al.: Stand der Entwicklung und Markteinführung des FKW-CO₂-Erdwärmerohrs. Geotherm. Energie 17(1) 18-22, 2008.
- [3] R. Span, W. Wagner: A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple-point temperature to 1100 K at pressures up to 800 MPa. Journal of Physical and Chemical Reference Data 25(6): 1509-1596, 1996.
- [4] C. L. Tien, K. S. Chung: Entrainment Limits in Heat Pipes. AIAA Journal 17(6): 643-646, 1979.
- [5] M. S. El-Genk, H. H. Saber: Minimum thickness of a flowing down liquid film on a vertical surface. International Journal of Heat and Mass Transfer 44(15): 2809-2825, 2001.
- [6] W. Nusselt: The surface condensation of steam. Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure 60: 569-575, 1916.
- [7] K. R. Chun, R. A. Seban: Heat transfer to evaporating liquid films. Journal of Heat Transfer 93(4): 391, 1971.

Hans Rudolf Gabathuler, dipl. Ing. FH
Hans Mayer, dipl. Ing. FH
Gabathuler AG, Beratende Ingenieure
Kirchgasse 23, 8253 Diessenhofen
gabathuler.ag@bluewin.ch

Thomas Baumgartner, dipl. Ing. FH
Th. Baumgartner & Partner AG
Bettlistrasse 35, 8600 Dübendorf
ba.baumgartner-partner@bluewin.ch

Warmwasserbereitung mit Wärmepumpe und sekundärseitiger Laderegelung

Zusammenfassung

Basierend auf den Untersuchungen im Projekt «Warmwasserbereitung mit Wärmepumpe» (2007) wurde der Antilegionellen-Ladebetrieb mittels sekundärseitiger Laderegelung untersucht und folgende Fragen beantwortet:

- *Wie zuverlässig funktioniert eine sekundärseitige Laderegelung tatsächlich in der Praxis?*
- *Wie kann eine optimale Arbeitszahl durch Kombination von Stufen- und Schichtladung erreicht werden?*
- *Welches ist das optimale Regelkonzept?*

Abstract

On the basis of the examinations in the project «Domestic hot water heating using heat pump» (2007) the storage operation against legionella was examined by means of storage temperature control in the secondary circuit and the following questions were answered:

- *How reliable is a storage temperature control in the secondary circuit in practice?*
- *How can an ideal performance factor be reached by combination of stage and shift loading?*
- *Which is the ideal regulation concept?*

Zusammenfassung der Resultate der Untersuchungen von 2007

Das Bundesamt für Gesundheit gibt in «Legionellen und Legionellose – Modul 12 Sanitäre Installationen» [3] für «mittleres Risiko» folgende Empfehlungen:

- 1 *Das genutzte Warmwasser muss in der Regel innerhalb 24 Stunden mindestens einmal während einer Stunde auf mindestens 60°C aufgeheizt werden.*
- 2 *Die Auslegung der Sanitäranlage erfolgt so, dass die Temperatur im warm gehaltenen Teil des Verteilnetzes (also ohne die Anschlussleitungen) immer über 55 °C liegt. Damit wird in der Praxis gewährleistet, dass sie an der Wasserentnahmestelle nicht unter 50°C fällt.*

Die Einhaltung der Empfehlungen des Bundesamtes für Gesundheit (BAG) ist mit einer üblichen Wärmepumpe mit einer maximalen Verflüssiger-Austrittstemperatur von 55°C nicht realisierbar. Wie weit die Empfehlungen mit einer Wärmepumpe mit einer maximalen Verflüssiger-Austrittstemperatur von 65°C realisierbar sind, wurde 2007 in [1] [2] untersucht (Tabelle 1).

Variante →	1	2	3	4	5
Schaltung gemäss Abbildung 2	A1	A2	A2	A2	A2
Spezifische Wärmeaustauschfläche[m ² /kW] (Empfehlung STASCH)	0,17 (0,30)	0,32 (0,15)	0,16 (0,15)	0,16 (0,15)	0,16 (0,15)
Maximale Verflüssiger-Austrittstemperatur [°C]	63	63	63	63	66
Temperaturdifferenz Primärseite [K]	6	6	7	10	10
Temperaturdifferenz Sekundärseite [K]	–	6	9	15	15
Warmwassertemperatur [°C]	51	57	55	53	56
Arbeitszahl [–]	3,16	3,33	3,29	3,33	3,15
Elektroverbrauch [%]	105	100	101	100	106

Tabelle 1: Zusammenfassung der wichtigsten Messresultate der Untersuchungen 2007 in [1] [2]. Die Temperaturen und Temperaturdifferenzen sind gerundet.

Grundsätzlich sind zur Wassererwärmung mit einer Wärmepumpe die 3 Grundsaltungen gemäss Abbildung 2 möglich. In [1] [2] wurden nur die Grundsaltungen A1 und A2 tatsächlich an einer realisierten Anlage messtechnisch untersucht, während Grundsaltung A3 nur theoretisch abgehandelt wurde.

Empfehlung 1 des BAG konnte in keiner der messtechnisch untersuchten Varianten gemäss Tabelle 1 erfüllt werden. Bei den Grundsaltungen A1 und A2 ist also immer eine elektrische Zusatzheizung erforderlich.

Für die Einhaltung von **Empfehlung 2 des BAG** ist neben der Warmwassertemperatur auch das Zirkulationssystem zu berücksichtigen. Unter der Annahme einer Temperaturdifferenz über der Zirkulation von 5 K können der innenliegende Wärmetauscher (Variante 1 in Tabelle 1) und die Variante mit der grossen Temperaturdifferenz über dem Wärmetauscher (Variante 4) die Empfehlung 2 sicher nicht erfüllen. Die Varianten 2, 3 und 5 mit Warmwassertemperaturen von 55...57°C würden die Empfehlung «Temperatur an der Wasserentnahmestelle nicht unter 50°C» unter günstigen Verhältnissen knapp erfüllen.

Aufgrund der Messdaten der Stufenladung konnte berechnet werden, dass mit einer sekundärseitigen Laderegelung Temperaturen von über 60°C möglich sind, so dass auch Anti-Legionellen-Schaltungen ohne Elektrozusatzheizung realisiert werden können. Es blieben aber noch wichtige Fragen unbeantwortet:

- Wie zuverlässig funktioniert eine sekundärseitige Laderegelung tatsächlich in der Praxis?
- Wie kann eine optimale Arbeitszahl durch Kombination von Stufen- und Schichtladung erreicht werden?
- Welches ist das optimale Regelkonzept?

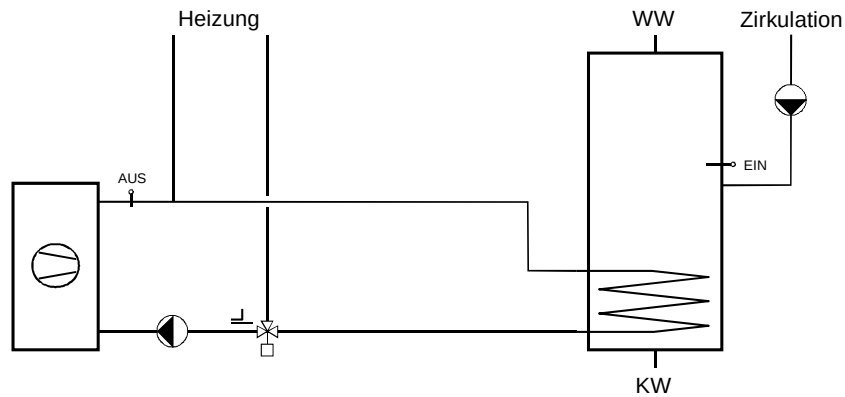
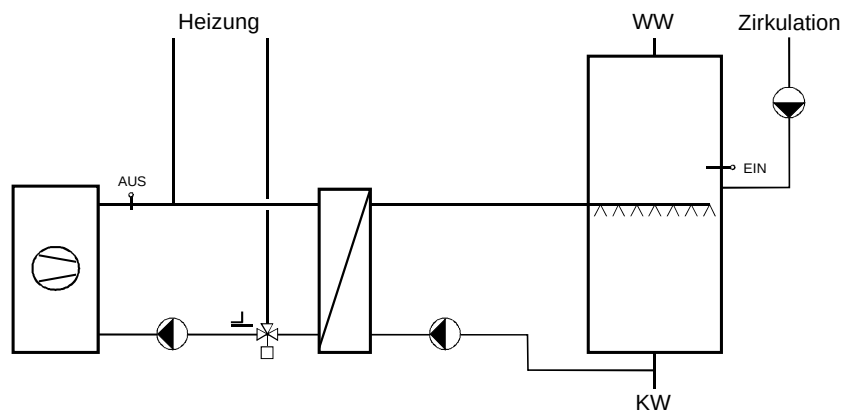
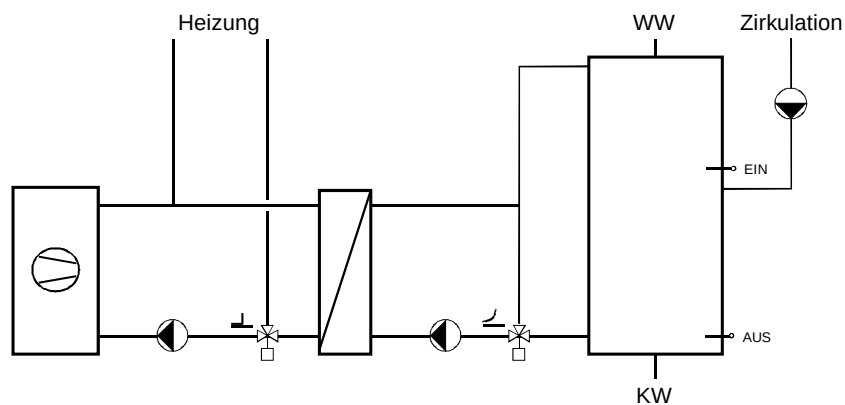
A1 mit Zwischenkreis über innenliegenden Wärmetauscher**A2 mit Zwischenkreis über aussenliegenden Wärmetauscher – Stufenladung****A3 mit Zwischenkreis über aussenliegenden Wärmetauscher – Schichtladung mit sekundärseitiger Laderegelung**

Abbildung 2: Grundsaltungen A1...A3 zur Raumheizung und Warmwasserbereitung über einen einzigen Verflüssiger

Versuchsanlage und Auslegungsdaten

Im vorliegenden Projekt wurde an einer tatsächlich realisierten Anlage untersucht, ob und wie weit mit einer sekundärseitigen Laderegelung (Grundschialtung A3 in Abbildung 2) die Empfehlungen des Bundesamtes für Gesundheit erfüllt werden können. Als Versuchsanlage wurde eine Anlage in Uttwil (Kanton Thurgau) ausgewählt. Einen Eindruck der gewählten Versuchsanlage gibt Abbildung 4 und Abbildung 5, und die wichtigsten Auslegedaten sind nachfolgend aufgeführt.

Wärmepumpe:

Fabrikat	SATAG
Typ	BWH106.1 (Datenblatt siehe Abbildung 6)
Wärmequelle	Erdwärmesonden
Arbeitsmittel	R407C
Max. Verflüssigeraustrittstemperatur	65°C bei 10 K Temperaturdifferenz über Verflüssiger (Scroll-Verdichter mit Dampf-Zwischeneinspritzung)
Heizleistung bei B0/W35	7,5 kW
Heizleistung bei B2/W65	8,8 kW
Heizleistung bei B15/W65	11,5 kW (zur Berechnung der spezifischen Wärmeaustauschfläche eingesetzt)

Warmwasserspeicher:

Inhalt	800 dm ³
--------	---------------------

Aussenliegender Wärmetauscher:

Bauart	Plattenwärmetauscher
Wärmeaustauschfläche	3,6 m ²
Spezifische Wärmeaustauschfläche	0,31 m ² /kW
Empfehlung [1] [2]	mindestens 0,15 m ² /kW

Die tatsächlich realisierte hydraulische Schaltung gemäss Abbildung 3 ist eine Kombination von A2 und A3. Durch das zusätzliche Umschaltventil V1 ist es möglich, sowohl nach Grundschtaltung A2 (Stufenladung) wie nach Grundschtaltung A3 (Schichtladung) zu fahren.

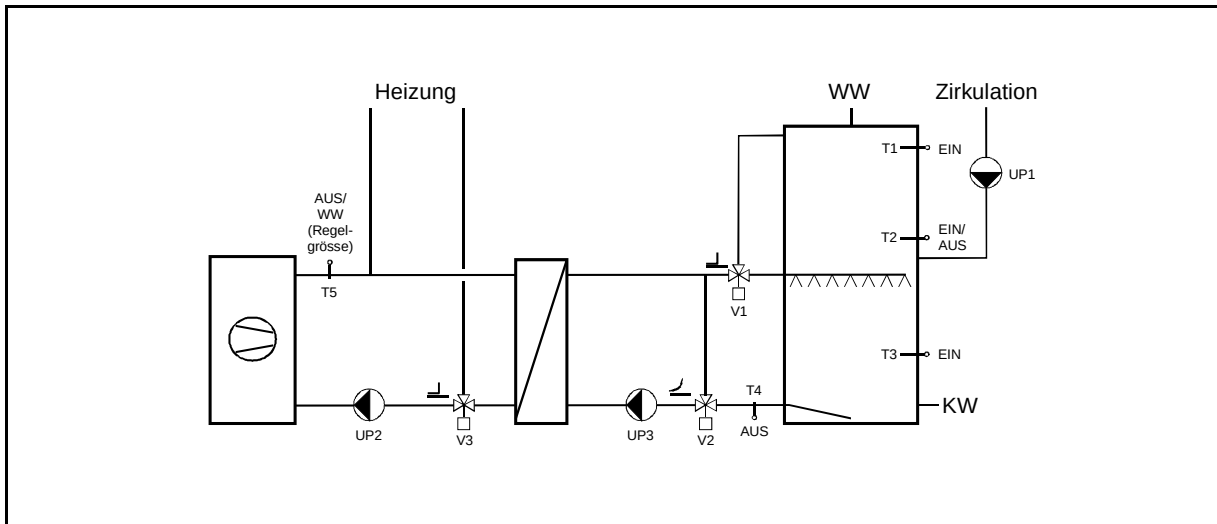


Abbildung 3: Realisierte hydraulische Schaltung (Kombination von A2 und A3)



Abbildung 4: Übersicht Zentrale



Abbildung 5: Wärmepumpe (rechts) und aussenliegender Plattenwärmetauscher (links)

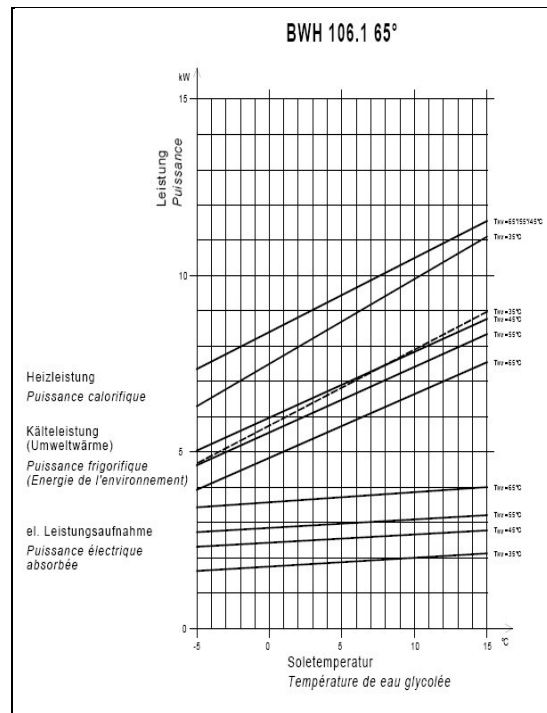


Abbildung 6: Datenblatt der Wärmepumpe (Quelle: SATAG)

Messresultate

Stufenladung auf 57°C

Wenn die Temperatur beim Einschaltfühler T2 unter 46°C sinkt, wird die Warmwasserladung gestartet. Die Ventile V1 und V2 werden auf Durchgang geschaltet und die Umwälzpumpen UP2 und UP3 sowie die Wärmepumpe werden gestartet. Über das Sprührohr in der Speichermitte wird der Speicher in Stufenladung (eigentlich ist es eher eine «Rampenladung») solange geladen, bis der Wärmepumpenaustritt T5 die Ausschalttemperatur von 64°C erreicht. Dabei wird eine Warmwassertemperatur von maximal 56,5°C erreicht.

Die Leistungszahl (Momentanwert) ist zu Beginn der Ladung um 3,0 und sinkt dann auf etwa 2,4 ab. Als Arbeitszahl (Mittelwert über den ganzen Ladevorgang) ergibt sich 2,65. Wärmequellenförderung, UP2 und UP3 sind in diesen Zahlen berücksichtigt.

Der Grund für die im Vergleich zu Tabelle 1 schlechtere Arbeitszahl liegt darin, dass hier die tiefst vorkommende Warmwassertemperatur beim Start relativ hoch bei etwa 43°C lag. Damit konnte der Vorteil der Stufenladung zu Beginn der Ladung nicht genutzt werden. Dies ist typisch für Warmwasserversorgungen in Bürogebäuden, wo der Warmwasserverbrauch klein und die Zirkulationsverluste gross sind.

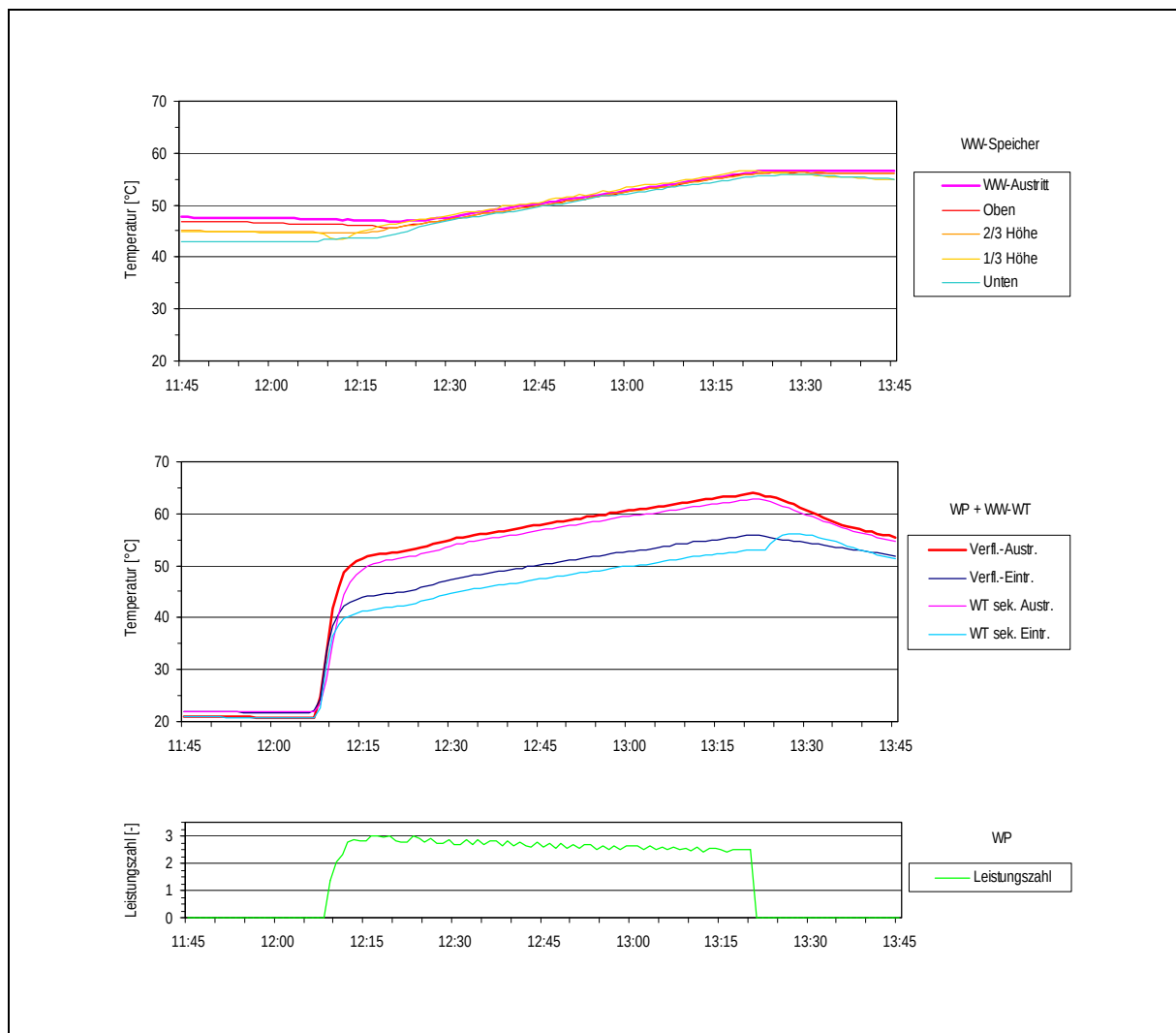


Abbildung 7: Stufenladung auf 57°C

Schichtladung auf 57°C

Aufgrund der relativ schlechten Arbeitszahl mit Stufenladung ergab sich die Frage, wie gut im vorliegenden Fall (hohe Warmwassertemperatur beim Start) eine Schichtladung auf 57°C Warmwassertemperatur abschneiden würde.

Als Regelgrösse wird die Verflüssiger-Austrittstemperatur verwendet. Unter Berücksichtigung einer kleinen Temperaturdifferenz von 1 K über dem Wärmetauscher ergibt sich ein Sollwert von $57^{\circ}\text{C} + 1\text{ K} = 58^{\circ}\text{C}$. Das Ventil V1 wird auf Umlenkung gestellt und die Umwälzpumpen UP2 und UP3 sowie die Wärmepumpe werden gestartet. Geregelt wird mit einem PID-Regler auf das Ventil V2. Die Ausschaltung erfolgt, wenn $T_2 > 55^{\circ}\text{C}$.

Die Verflüssiger-Austrittstemperatur (Regelgrösse) überschwingt auf 60°C und regelt dann konstant auf den Sollwert von 58°C , was eine konstante Ladung mit einer Warmwassertemperatur von 57°C ergibt.

Die Arbeitszahl von 2,6 entspricht etwa derjenigen der Stufenladung. Die Schichtladung hat aber gegenüber der Stufenladung zwei Vorteile:

- Der gewünschte Sollwert von 57°C steht mit Beginn der Ladung sofort zur Verfügung (bei der Stufenladung erst am Ende der Ladung)
- Abhängig von der Lage des Ausschaltfühlers kann gezielt nur ein Teil des Speichers geladen werden (bei der Stufenladung muss immer der ganze Speicher durchgeladen werden)

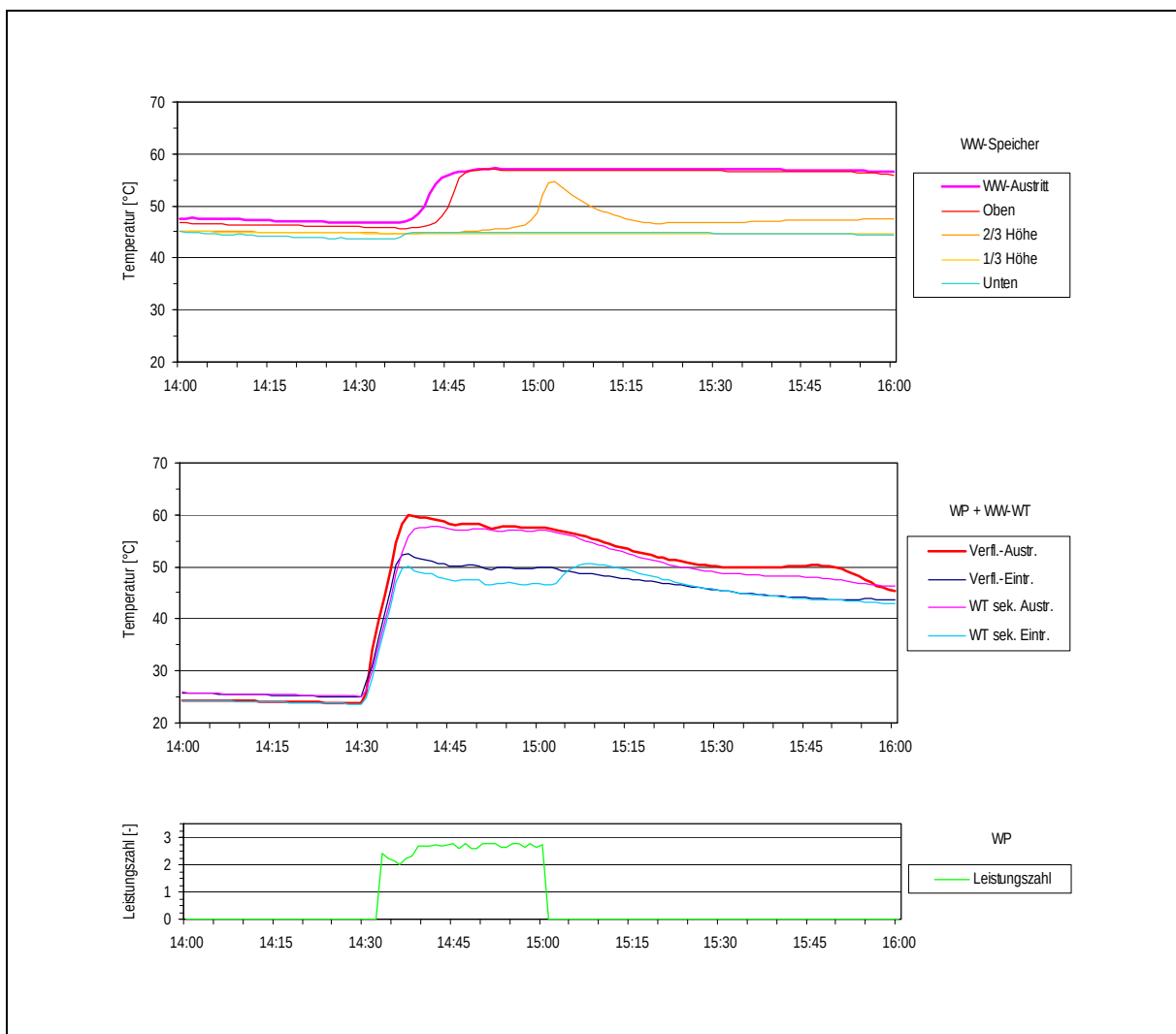


Abbildung 8: Schichtladung auf 57°C

Schichtladung auf über 60°C

Bei den bisher vorgestellten Fällen (Stufen- und Schichtladung auf 57°C) wird die Empfehlung des BAG «Temperatur im warm gehaltenen Teil des Verteilnetzes immer über 55°C» nicht erfüllt. Mit einer Schichtladung auf über 60°C im Normalbetrieb kann diese jedoch bereits weitgehend erfüllt werden. Einzig die Erhitzung des ganzen Nutzvolumens auf über 60°C ist noch nicht gewährleistet.

Die Schichtladung auf über 60°C erfolgte analog der Schichtladung auf 57°C mit einem entsprechend höheren Sollwert für die Verflüssiger-Austrittstemperatur von 62°C.

Die Verflüssiger-Austrittstemperatur (Regelgröße) überschwingt auf 63,5°C und regelt dann konstant auf den Sollwert von 62°C, was eine konstante Ladung mit einer Warmwassertemperatur von 61,5°C ergibt.

Die Arbeitszahl ist mit 2,47 erwartungsgemäss nochmals etwas schlechter.

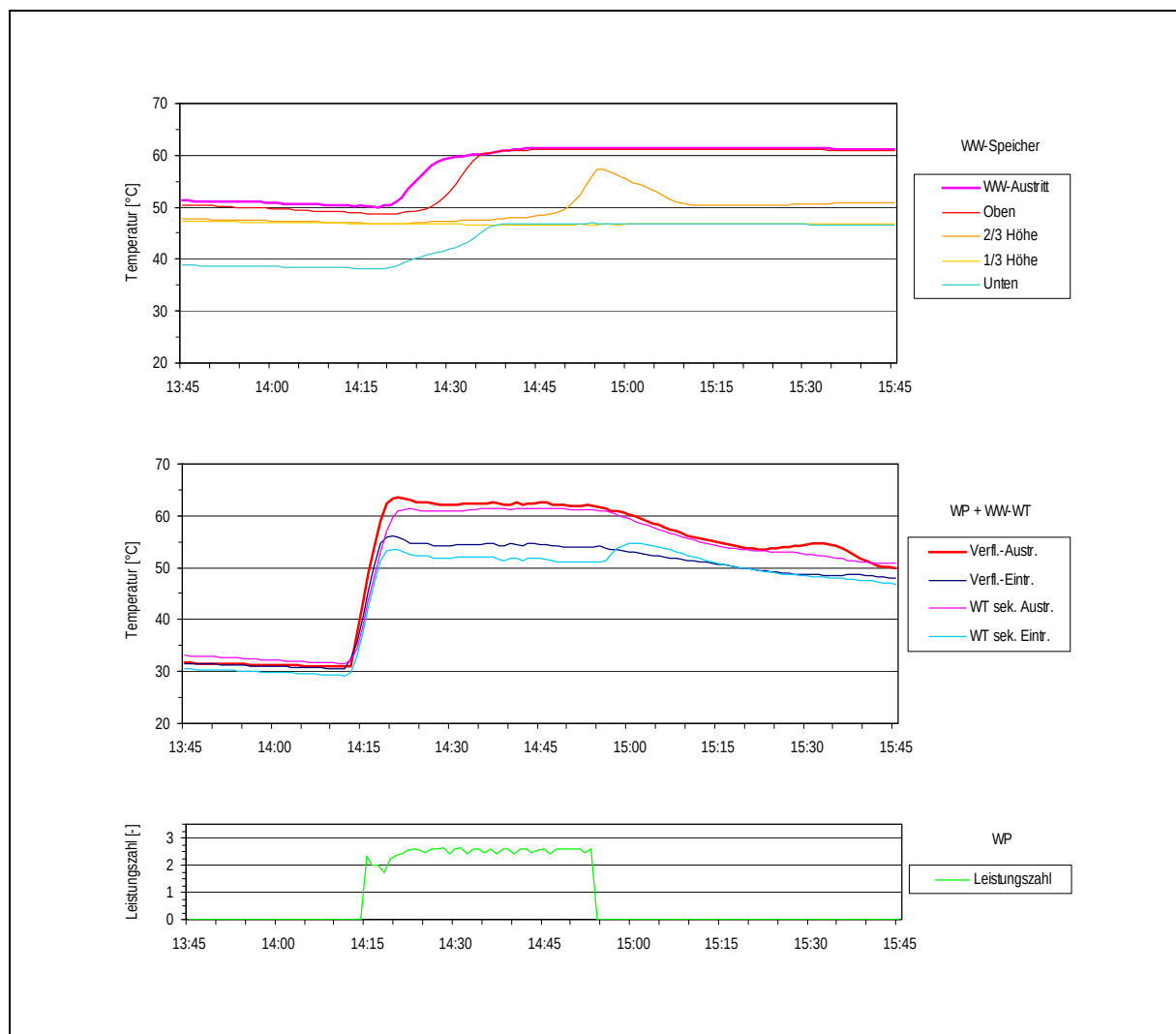


Abbildung 9: Schichtladung auf über 60°C

Antilegionellen-Ladebetrieb

Bei dieser Betriebsart wird der ganze Speicher (also das ganze Nutzvolumen) mittels Schichtladung von oben bis unten auf eine Temperatur von über 60°C durchgeladen.

Damit bei einer Ladetemperatur von beispielsweise 60°C und einem Temperaturhub von 10 K über dem Verflüssiger die Wärmepumpe überhaupt laufen kann, bedingt dies für ein komplettes Durchladen des Speichers, dass im Speicher keine Temperaturschichten von über 50°C vorkommen dürfen. Deshalb müssen vor dem Start dieser Betriebsart durch Umwälzung des Speichers Temperaturschichten von über 50°C eliminiert werden. Bei der vorliegenden Anlage war dies nicht notwendig, da der Antilegionellen-Ladebetrieb nur einmal wöchentlich in der Nacht auf den Montag durchgeführt wurde, und dann alle Temperaturen im Speicher sicher unter 50°C lagen.

Die Verflüssiger-Austrittstemperatur (Regelgröße) überschwingt auf 65°C und regelt dann konstant auf den Sollwert von 63°C. Beim Erreichen der Ausschaltemperatur beim Temperaturfühler T4 wird der Ladebetrieb ausgeschaltet. Damit konnte der ganze Speicher auf 61...62,5°C durchgeladen werden. Die Arbeitszahl betrug 2,47.

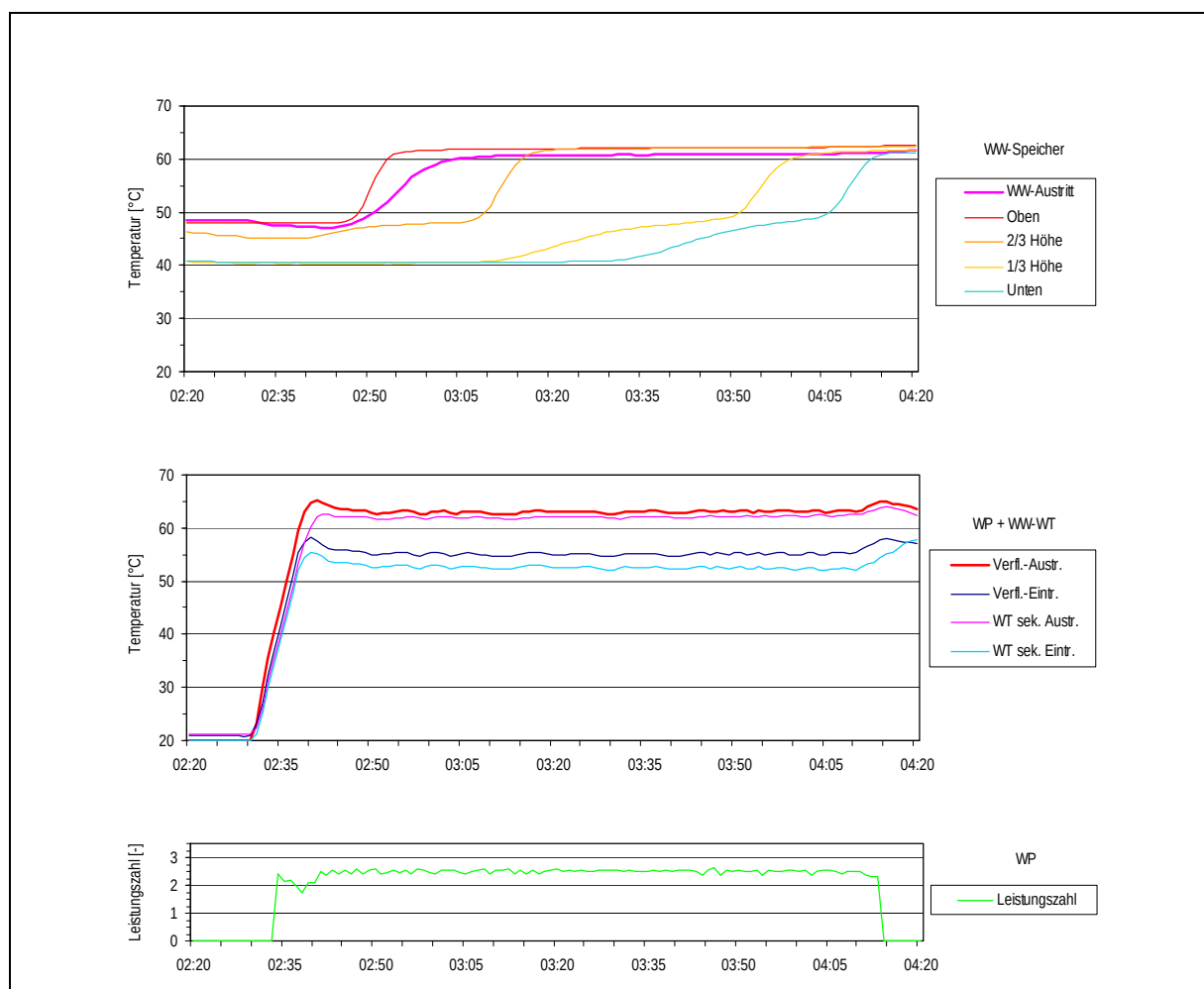


Abbildung 10: Antilegionellen-Ladebetrieb (Hinweis: Warmwasser-Austrittstemperatur tiefer als Speichertemperatur oben, weil Zirkulation hier ausgeschaltet war)

Empfehlungen

Für welche Warmwasserbereitungsanlagen gelten diese Empfehlungen?

- Für alle Wärmepumpenanlagen, bei denen die Raumheizung und die Warmwasserbereitung mit handelsüblichen Wärmepumpen, Wärmetauschern und Speichern geplant und realisiert werden sollen. Es wird davon ausgegangen, dass die Wärmepumpe für Verflüssiger-Austrittstemperaturen bis 65°C geeignet ist und der Betrieb Raumheizung/Warmwasserbereitung alternativ erfolgt (Sommer- und Winterbetrieb).
- Für Warmwasserbereitungsanlagen jeder Grösse, also Anlagen in Einfamilienhäusern, Mehrfamilienhäusern, Schulhäusern, Schwimmbädern, Hotels usw.
- Die Empfehlungen gelten grundsätzlich auch für Pflegeheime und Spitäler. Hier ist jedoch im Einzelfall mit den Hygiene-Verantwortlichen abzuklären, welche zusätzlichen Massnahmen notwendig sind.

Wie soll die Anlage ausgelegt werden?

Es gelten die im Jahre 2007 in [1] [2] aufgestellten Grundsätze:

- Wärmeaustauschfläche mindestens 0,15 m²/kW. Eine grössere Wärmeaustauschfläche lohnt sich. Mit einer doppelt so grossen Wärmeaustauschfläche kann der Speicher mit Stufenladung auf eine 2...4 K höhere Endtemperatur geladen werden; diese wenigen Grade sind oft entscheidend.
- Auf der Primärseite des externen Wärmetauschers ist eine Temperaturdifferenz von 10 K notwendig, damit die maximale Verflüssiger-Austrittstemperatur von 65°C der Wärmepumpe sicher erreicht wird.
- In jedem Falle muss die Temperaturdifferenz auf der Sekundärseite mindestens gleich gross oder grösser sein als auf der Primärseite. Damit ist gewährleistet, dass die Austrittstemperatur auf der Sekundärseite möglichst nahe an die Eintrittstemperatur auf der Primärseite herankommt.
- Bei Stufenladung erfolgt die Einschaltung über einen Fühler im Speicher auf 2/3 Speicherhöhe und die Ausschaltung über die Verflüssiger-Austrittstemperatur, damit sich eine möglichst hohe Warmwassertemperatur ergibt.

Was muss bei der sekundärseitigen Laderegelung speziell beachtet werden?

■ Für den PID-Regler der Laderegelung kommen zwei Regelgrössen in Frage:

- direkt die Warmwassertemperatur
- indirekt die Verflüssiger-Austrittstemperatur mit dem Vorteil, dass damit schneller einer mögliche Hochdruckstörung entgegengewirkt werden kann (der Sollwert muss um die Temperaturdifferenz über dem Wärmetauscher höher eingestellt werden)

Im Rahmen des Projektes wurden beide Regelgrössen getestet. Die Resultate waren ähnlich. Bei den in Abbildung 7 bis Abbildung 10 dargestellten Messungen wurde die Verflüssiger-Austrittstemperatur als Regelgrösse verwendet.

■ Regelungstechnisch ist es selbstverständlich von Vorteil, wenn die Zeitkonstante des Regelfühlers und die Laufzeit des Regelventils möglichst kurz sind. In der Versuchsanlage wurden in der ganzen Anlage die gleichen handelsüblichen Fühler und Regelventile verwendet, also keine speziell flinken Bauteile für die Laderegelung.

■ Grundsätzlich ist die Einstellung des PID-Reglers anspruchsvoll. Für die Betriebsoptimierung und die Einstellung der Sollwerte und Reglerparameter (P-Band, Nachstellzeit, Vorhaltezeit) ist genügender Sorgfalt und Aufwand einzuplanen.

■ Zu beachten ist, dass die Stellwirkung des Regelventils bei kaltem Wasser unten im Speicher grösser ist als bei warmem. Die optimalen Regelparameter sind immer ein Kompromiss zwischen allen auf der Anlage tatsächlich vorkommenden Betriebsverhältnissen.

■ Damit bei einer Ladetemperatur von beispielsweise 60°C und einem Temperaturhub von 10 K über dem Verflüssiger die Wärmepumpe überhaupt laufen kann, bedingt dies für ein komplettes Durchladen des Speichers, dass im Speicher keine Temperaturschichten von über 50°C vorkommen dürfen. Deshalb müssen vor dem Start des Antilegionellen-Ladebetriebs durch Umwälzung des Speichers Temperaturschichten von über 50°C eliminiert werden.

Wann ist Stufenladung und wann ist Schichtladung sinnvoller?

■ Bei Anlagen mit normalem Warmwasserverbrauch (z. B. Wohnungsbau) ist die Warmwassertemperatur im unteren Teil des Speichers tendenziell tief. Hier ist deshalb eine Stufenladung auf etwa 57°C im Normalbetrieb günstiger. Damit können Arbeitszahlen bis 3,3 erzielt werden (siehe Untersuchungen 2007 [1] [2]).

■ Bei Anlagen mit geringem Warmwasserverbrauch, bei denen die Abkühlung des Speichers vorwiegend durch die Zirkulation erfolgt (typisch für Bürogebäude), ist eine Schichtladung günstiger. Für Warmwassertemperaturen um 57°C ist eine Arbeitszahl um 2,6 und für Warmwassertemperaturen über 60°C eine Arbeitszahl um 2,4 realistisch.

■ Die Schichtladung hat gegenüber der Stufenladung auch wesentliche Vorteile:

- Der gewünschte Sollwert steht mit Beginn der Ladung sofort zur Verfügung (bei der Stufenladung erst am Ende der Ladung)
- Abhängig von der Lage des Ausschaltfühlers kann gezielt nur ein Teil des Speichers geladen werden (bei der Stufenladung muss immer der ganze Speicher durchgeladen werden)
- Die Schichtladung ist ideal um Zirkulationsverluste auszugleichen

Welche der getesteten Betriebsarten erfüllen die Empfehlungen des BAG?

■ Die erste Empfehlung des Bundesamtes für Gesundheit (BAG) [3], «innerhalb 24 Stunden mindestens einmal während einer Stunde auf mindestens 60°», kann nur mit dem Antilegionellen-Ladebetrieb erfüllt werden.

■ Der untere Teil der zweiten Empfehlung des BAG, «Temperatur an der Wasserentnahmestelle nicht unter 50°C», würde eine Stufen- oder Schichtladung auf 57°C unter günstigen Verhältnissen knapp erfüllen.

■ Der obere Teil der zweiten Empfehlung des BAG, «Temperatur im warm gehaltenen Teil des Verteilnetzes immer über 55°C» kann nur erreicht werden, wenn auch im Normalbetrieb das oberste Drittel des Speichers mit einer Schichtladung auf über 60°C erhitzt wird und die Temperaturdifferenz der Zirkulation nicht mehr als 5 K beträgt.

■ Auch wenn die Empfehlungen des BAG nur teilweise erfüllt werden, ist eine Stufenladung (im Wohnungsbau mit normalem Warmwasserverbrauch) oder eine Schichtladung (in Bürogebäuden mit vorwiegend Zirkulationsverlusten) auf etwa 57°C im Normalbetrieb kombiniert mit einem Antilegionellen-Ladebetrieb einmal pro Woche eine Lösung, die in vielen Anwendungsfällen mit geringerem Legionellen-Risiko genügen dürfte.

BAG [3]	Stufenladung 57°C	Schichtladung 57°C	Schichtladung > 60°C	Anti-Legio- nellen > 60°C
Nutzzinhalte tägl. > 60°C	nicht erfüllt	nicht erfüllt	nicht erfüllt	ERFÜLLT
Warmer Teil 55°C	nicht erfüllt	nicht erfüllt	ERFÜLLT	ERFÜLLT
Entnahmestelle 50°C	nur bedingt erfüllbar	nur bedingt erfüllbar	ERFÜLLT	ERFÜLLT

Tabelle 11: Zusammenfassung

Quellen

- [1] Hans Mayer, Hans Rudolf Gabathuler, Thomas Baumgartner: Warmwasserbereitung mit Wärmepumpe. Bern: Bundesamt für Energie, Juli 2007. Download: www.waermepumpe.ch (Forschung & Entwicklung / Berichte / Systemoptimierung) und www.energieforschung.ch
- [2] Hans Rudolf Gabathuler, Hans Mayer: Optimierte Warmwasserbereitung mit Wärmepumpen. In: News aus der Wärmepumpenforschung. 14. Tagung des Forschungsprogramms Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung, Kälte des Bundesamtes für Energie. Hochschule für Technik und Informatik, Burgdorf, 13. Juni 2007.
- [3] Legionellen und Legionellose. Modul 12 Sanitäre Installationen. Bern: Bundesamt für Gesundheit, März 2009. Download: www.bag.admin.ch

Michael Uhlmann, dipl. Ing. FH
Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs, NTB
Institut für Energiesysteme
Werdenbergstrasse 4
CH-9471 Buchs
michael.uhlmann@ntb.ch
www.ntb.ch

Stefan S. Bertsch, Ph.D.
Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs, NTB
Institut für Energiesysteme
Werdenbergstrasse 4
CH-9471 Buchs
stefan.bertsch@ntb.ch
www.ntb.ch

Dynamische Simulation einer Wärmepumpe

Zusammenfassung

Die jährliche Minderleistung von Wärmepumpen im Taktbetrieb liegt im Bereich von 5-10% der produzierten Wärmeenergie. Bei jedem Einschaltvorgang der Wärmepumpe geht Nutzwärme verloren, wobei die elektrische Leistung bereits nach kurzer Zeit ihren Beharrungswert erreicht. Dieser Effekt wirkt sich negativ auf die Jahresarbeitszahl JAZ aus. Um diese Minder-Energieproduktion zu reduzieren, ist es wichtig die Einflussgrössen zu verstehen und zu quantifizieren. Auf diese Weise können dann geeignete Massnahmen getroffen werden.

In der vorliegenden Arbeit geht es nun darum ein dynamisches Modell einer Luft-Wasser Wärmepumpe zu erstellen und zu verifizieren. Der modulare Modellansatz soll direkt auf den physikalischen Vorgängen im Wärmepumpenkreislauf begründet sein und mit Hilfe möglichst weniger Eingabewerte auf jede beliebige Wärmepumpe anpassbar sein. Zudem sollen die Eingabewerte einfach aus den Herstellerdaten der einzelnen Komponenten zu generieren sein. Ziel ist es keine Labormessungen zu benötigen, um die Anpass-Konstanten zu bestimmen.

Das Resultat dieser Studie soll einerseits dazu dienen die Differenz zwischen COP Messungen auf dem Wärmepumpen-Prüfstand und bei Installationen im Feld zu erklären, die zum Teil auch auf den Taktbetrieb zurückgeführt werden können. Auch ein fairerer Vergleich leistungsgeregelter und getakteter Wärmepumpen soll ermöglicht werden. Des weiteren ermöglicht das Berechnungsmodell ein Design neuer Wärmepumpen mit verbesserter Teillast-Effizienz. Durch das verbesserte Verständnis des Anlaufverhaltens ist es möglich die Komponenten und vor allem auch die Regelstrategie anzupassen, um mit geringem finanziellem Aufwand eine höhere Effizienz zu erreichen.

Seit dem Projektstart im Herbst 2008 wurde eine ausführliche Literaturrecherche durchgeführt und das Grundkonzept des Wärmepumpenkreislaufs festgelegt. Momentan werden die einzelnen Detailmodelle für Wärmetauscher und Kompressor erstellt. Bis Herbst

2009 sollen dann die Ergebnisse für Luft-Wasser Wärmepumpen vorliegen. Anschliessend ist geplant das Modell auch auf Sole-Wasser Wärmepumpen zu erweitern.

Abstract

About 5-10% of the annual heat production of heat pumps is lost due to the capacity regulation with on-off cycling. At each startup of the heat pump useful heat is lost whereas the electrical energy consumption reaches its steady state value within a very short time. This effect reduces the seasonal efficiency significantly. In order to decrease the heat reduction it is important to gain a better understanding of the underlying principles and their quantitative effect. Only then it is possible to take appropriate measures.

The aim of the work presented here is to establish a dynamic model of the vapor compression cycle of an air source heat pump and to verify it. The model should be written in a modular fashion and base on first principles of Thermodynamics. The number of input values to adjust the model to a specific heat pump should be kept to a reasonable number. In addition these parameters should be easily obtainable from manufacturer data of each component. It should not be necessary to carry out any measurements in order to find appropriate fitting constants.

The result of this study aims to explain the difference between field measurements and laboratory tests of heat pumps in the heat pump testing center which are partially caused by on-off cycling of heat pumps. In addition the model should help to compare modulating heat pumps with the current technology. Finally, the simulation tool should aid the design of new heat pumps with improved part load efficiency. A better understanding of the startup process gives rise to the possibility of improved heat pump components and control strategies which create a more efficient heat pump with little additional costs.

Since the start of the project in fall 2008, an extended literature review has been carried out as well as the determination of the basic heat pump cycle model. Currently the detail models of heat exchangers and compressor are worked out and programmed. By fall 2009 the results should be presented for air source heat pumps. Subsequently, an adaptation of the model is planned to include the dynamical simulation of geothermal heat pumps.

Einleitung

Die Bewertung der Effizienz und Heizleistung von Wärmepumpen erfolgt üblicherweise auf Basis von Messungen der Dauerleistungen in Abhängigkeit der Quellen- und Senktemperatur. Die Anpassung von Wärmeabgabe und Wärmebedarf erfolgt im Betrieb dann meist durch periodisches Ein- und Ausschalten der Wärmepumpe. Durch dieses Ein- und Ausschalten (Takten) der Wärmepumpe entsteht gegenüber dem Dauerbetrieb eine Minderwärmeproduktion durch die Eigenerwärmung der Wärmepumpe. Erst nach einigen Minuten Laufzeit werden die asymptotischen Betriebstemperaturen erreicht. Frühere Studien zu diesem Thema [1-4] haben gezeigt, dass die Einbussen der Leistungszahl (COP) im Bereich von 5-10% liegen.

Ein besseres Verständnis des Anlauf- und Abstellverhaltens von Wärmepumpen führt zu einer besseren Vergleichbarkeit zwischen leistungsregulierten und getakteten Wärmepumpen. Die Bewertung von Wärmepumpen anhand reiner Volllast-Messungen führt zu einer oft suboptimalen Einstufung drehzahlvariierten Maschinen, die gerade im Teillastbetrieb ihre Vorteile ausspielen. Das Takten der Wärmepumpen ist auch teilweise für die Unterschiede zwischen Labormessungen und Messungen an im Feld installierten Wärmepumpen verantwortlich. Mit Hilfe des vorliegenden Projektes soll dieser Effekt genauer quantifiziert werden. Schlussendlich soll ein Design-Tool entstehen mit dessen Hilfe schon bei der Auslegung einer Wärmepumpe eine Optimierung der Anlage möglich sein wird. Die Autoren versprechen sich vor allem von optimierten Regelalgorithmen ein Verbesserungspotential. Auf diese Weise kann mit geringem Zusatzaufwand eine Erhöhung der Jahresarbeitszahl (JAZ) erreicht werden.

In einer ersten Studie über das Anlauf und Abstellverhalten von Wärmepumpen [1] wurde zuerst eine ausführliche Literaturrecherche zum Thema durchgeführt. Das Resultat der Literaturrecherche hat gezeigt, dass sich nur eine überschaubare Zahl von Forschern mit den instationären Vorgängen während des Anlaufens und Abstellens einer Wärmepumpe auseinandergesetzt hat. In einem Folgeprojekt [2,3] wurden dann die zugrunde liegenden Gesetzmässigkeiten der Verluste im Taktbetrieb untersucht und mit einem ersten Modell quantifiziert. Numerische Schwierigkeiten der Simulation führten zu Ungenauigkeiten in der Quantifizierung der Minderwärmeproduktion. Daraus resultierend wurde das Projekt in einer zweiten Projektphase [4] weitergeführt in dem das Modell verbessert und dann messtechnisch validiert wurde. Des Weiteren wurde ein Ansatz zur Berechnung der Minderwärmeproduktion durch das An- und Abstellen einer Wärmepumpe erstellt. Um diesen Modellansatz auf beliebige Luft-Wasser Wärmepumpen übertragen zu können wurde auch eine Prüfprozedur erstellt. Mittels dieser dynamischen Wärmepumpentests ist es möglich die fünf maschinenabhängigen Anpasskonstanten des Modellansatzes zu bestimmen. Nachteil dieser Methode ist die Dauer der dynamischen Wärmepumpentests, die eine Durchführung kostspielig und zeitraubend macht. Des Weiteren kann dieses Modell nicht im Design neuer Wärmepumpen eingesetzt werden, da es zu diesem Zeitpunkt noch keine Testresultate gibt.

In der vorliegenden Arbeit geht es darum, den Modellansatz aus den Projekten „Dynamischer Wärmepumpentest, Phase 1 und Phase 2“ [1-4] zu überprüfen und weiterzuentwickeln. Während Phase 3 des Projektes sich mit Luft-Wasser Wärmepumpen beschäftigt, wird Phase 4 verwendet, um den Ansatz auf Sole-Wasser Wärmepumpen zu übertragen. Ziel ist es die zeitraubende Bestimmung der Anpasskonstanten zu umgehen und einen einfacheren Weg zur Bestimmung der Maschinenparameter zu finden. Alle Eingabewerte sollen aus Datenblättern der verwendeten Komponenten bestimmt werden können. Auf diese Weise kann die Simulation schon im Designprozess verwendet werden. Durch eine mehrjährige Pause seit dem Projekt Dynamischer Wärmepumpentest, Phase 1 und 2 [1-4] wurde erneute eine Literaturrecherche durchgeführt. Wie sich zeigt, gibt es inzwischen mehrere Ansätze zur dynamischen Simulation von Wärmetauschern und Verdichtern. Vor allem im Bezug auf industrielle Kühlsätze gibt es bereits einige Ansätze für dynamische Modelle [5-7]. Des Weiteren wurde auch ein dynamisches Modell für Kleinwärmepumpen gefunden [8], das sich jedoch nicht für die hochdynamischen Prozesse des Anlaufverhaltens eignet. Im Allgemeinen beziehen sich die meisten publizierten dynamischen Modelle vor allem auf die dynamische Einbindung von statisch berechneten Wärmepumpen. Hier werden nur die dynamischen Effekte im Speicher berücksichtigt und die Wärmepumpe mit einem statischen Modell berechnet [5, 7, 9]. Dynamische Modelle für einzelne Komponenten konnten vor allem für Wärmetauscher gefunden werden [10-12]. Insgesamt konnte jedoch keine Simulation des Anfahr- und Abstellverhalten einer gesamten Wärmepumpe gefunden werden. Eine direkte Übertragung der einzelnen Teilmodelle auf das Gesamtmodell ist leider nicht möglich, da diese meist sehr rechenintensiv sind und eine Kombination der Modellansätze somit zu sehr langen Simulationszeiten führen würde. Die grundlegenden Überlegungen sind jedoch trotzdem gültig und können zum Teil in vereinfachter Form übernommen werden. Das Programm wird modular aufgebaut, um Veränderungen im Kreislauf zu vereinfachen. Zudem ist es durch den modularen Aufbau möglich mit angemessenem Aufwand auch eine Simulationen von Sole-Wasser und Wasser-Wasser Wärmepumpen zu erstellen.

Bis heute wurde neben der Einarbeitung in die Thematik eine Literaturrecherche durchgeführt und das bestehende Modell untersucht. Des Weiteren wurde ein erstes Konzept für ein überarbeitetes physikalisches Modell auf Basis der Erkenntnisse der Projektphasen 1 und 2 erarbeitet. Die Teilmodelle für Verdichter, Wärmetauscher und Expansionsventil sind momentan in Bearbeitung. Für den weiteren Verlauf ist die Programmierung, Auswertung und Validierung der neuen Modelle für Luft-Wasser Wärmepumpen geplant. Die Messdaten aus [4] können zum Teil zur Validierung des neuen Modellansatzes verwendet werden. Auf diese Weise kann sichergestellt werden, dass das Modell auch quantitativ mit den Messungen übereinstimmt.

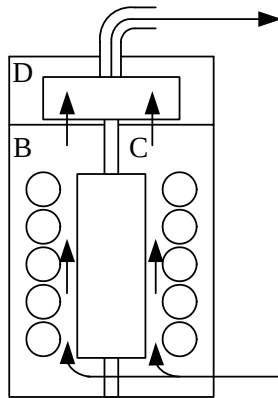
Ferner soll das Modell für Luft-Wasser Wärmepumpen im weiteren Projektverlauf auch auf Sole-Wasser Wärmepumpen ausgeweitet werden. In diesem Anwendungsbereich stehen den Anlaufverlusten der Wärmepumpe Gewinne durch die Regeneration der Erdsonde im Stillstand gegenüber. Das Modell soll mittels der Ergebnisse einer Feldmessung im Winter 2009/2010 verifiziert werden. Endziel des Projektes sind Empfehlungen zur Optimierung von Wärmepumpen, um die Verluste im Taktbetrieb zu reduzieren sowie die Erstellung eines Simulationstools zur Optimierung von Wärmepumpen.

Modellierung

Grundlagen der Modellbildung

Die komplexe Realität wird durch Modelle abgebildet. Diese Modelle sollen einfach sein, aber trotzdem keine wesentlichen Einflüsse unberücksichtigt lassen. Die Schwierigkeit besteht darin, abzuschätzen, welchen Einfluss eine Vernachlässigung auf das Endergebnis hat.

Bild 1 zeigt als Beispiel ein Zweikomponenten-Modell eines Sauggasgekühlten Kompressors, wie er in vielen Wärmepumpen eingesetzt wird. Im hier vorgestellten Modell wird der Kompressor in zwei Teile unterteilt. Der untere Gehäuseteil enthält den Motor, der seine Abwärme an das angesaugte Kältemittel und das Gehäuse abgibt. Im oberen Gehäuseteil mit dem Verdichtungsmechanismus (z.B. Scroll) wird der Kältemitteldampf komprimiert, dabei wird der obere Gehäuseteil und das ausströmende Kältemittel erwärmt. Durch die Aufteilung des Kompressors in zwei Teile wird es möglich, die Temperaturungleichheit zwischen den oberen und den unteren Regionen des Kompressorgehäuses zu beachten. Auch die Übertragung von Wärme vom Motor zum Sauggas wird berücksichtigt. Die Absorption von Kältemittel im Schmieröl des Kompressors wird hingegen vernachlässigt. Auf Grund von Erfahrungen hat diese Vernachlässigung nur einen geringen Einfluss auf das Endergebnis (die Minderwärmeproduktion).



B = Motor und unterer Gehäuseteil

C = Kältemittel im Saugraum

Bild 1: Kompressormodell

Der Grossteil der hier betrachteten Klein-Wärmepumpen verwendet als Kondensator einen Plattenwärmetauscher. Dieser wird vereinfacht als Gebilde aus beidseitig umströmten Platten dargestellt, wie er in Bild 2 dargestellt ist.

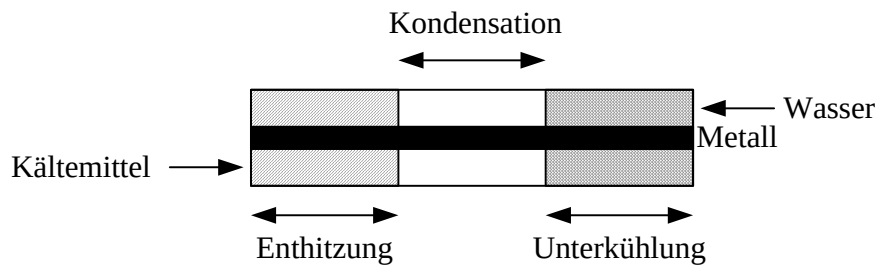


Bild 2: Kondensatormodell

Der Kondensator ist in drei Gebiete aufgeteilt, in denen unterschiedliche Gesetzmässigkeiten gelten. Dies sind die Enthitzung des Kältemitteldampfes, die Kondensation und die Unterkühlung der Kältemittelflüssigkeit.

Die Verdampfer von Luft-Wasser Wärmepumpen bestehen grundsätzlich aus Rohren und Rippen. Vereinfacht wird dieser Wärmetauscher als quer angeströmtes, beripptes Rohr angesehen, wie es in Bild 3 zu sehen ist.

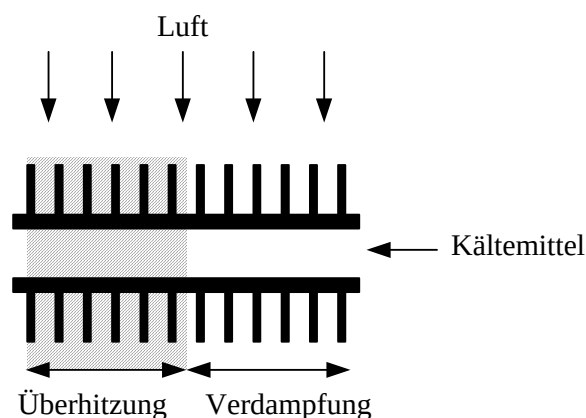


Bild 3: Verdampfermodell

Ein Teil des Rohres dient zur Verdampfung der Flüssigkeit aus dem zugeführten Gas-Flüssigkeitsgemisch. Anschliessend wird im zweiten Teil das Kältemittel überhitzt.

Ist das Abbild der einzelnen Komponenten erstellt, so müssen die Zusammenhänge der verschiedenen Grössen noch mathematisch beschrieben sowie die Eingabeparameter und Ausgabeparameter definiert werden. Hier werden Grundprinzipien wie Massenerhaltung und Energieerhaltung angewendet.

Kompressormodell

Bild 4 zeigt das Detailmodell des Verdichters. Dem Motor wird die elektrische Leistung P_{el} zugeführt. Ein Teil davon wird in mechanische Leistung W_{mech} umgewandelt, der andere Teil geht durch Reibung in der Lagerung und durch elektrische Verluste verloren. Die Verlustenergie vom Motor wird zur Masse B (unterer Gehäuseteil) übertragen, worauf sich diese erwärmt. Von der Masse B aus gehen die Wärmeströme Q_{BC} und $Q_{B,ug}$ zum Sauggas C bzw. zur Umgebung. Die mechanische Leistung des Elektromotors treibt den Verdichter (z.B. Scroll) an, und dieser komprimiert den Kältemitteldampf. Durch das erhitze Gas und durch die Reibleistung des Verdichters wird die Masse D erwärmt. Gleichzeitig wird die Wärmeleistung $Q_{D,ug}$ an die Umgebung abgegeben. Am Austritt verlässt der Enthalpiestrom $H_{D,aus}$ den Kompressor. [2]

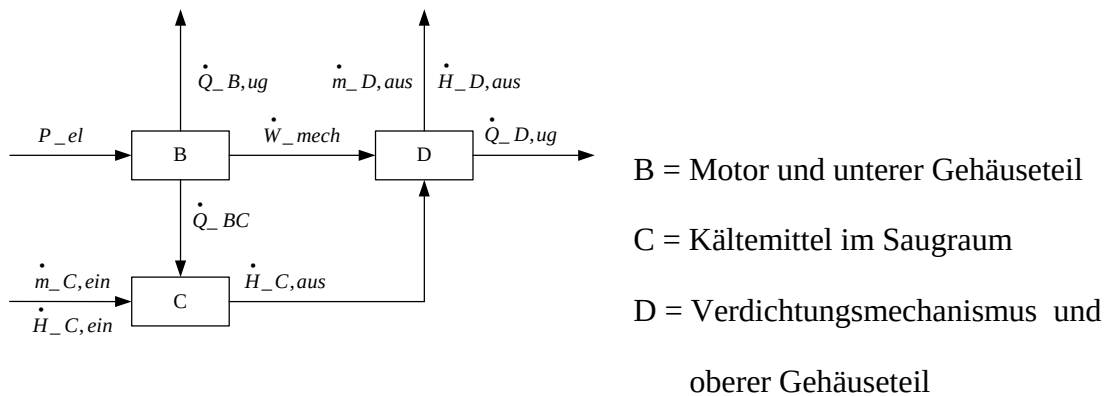
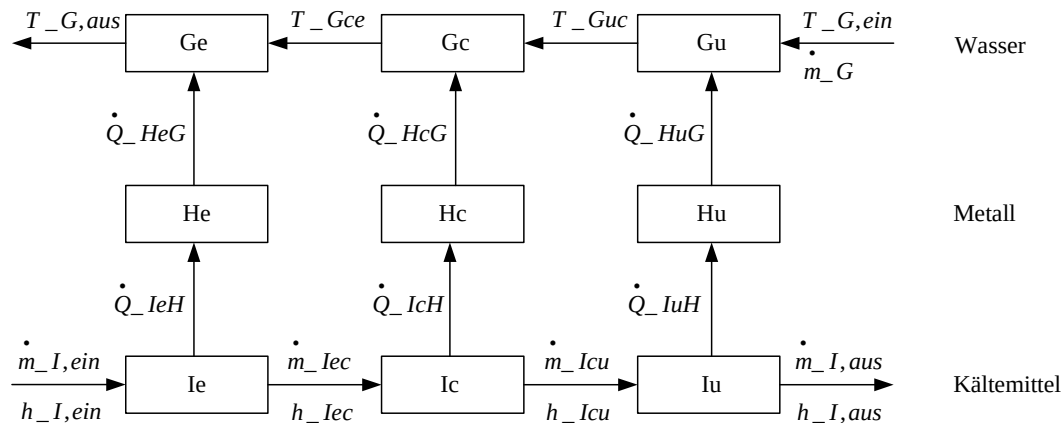


Bild 4: Detailmodell – Kompressor

Kondensator

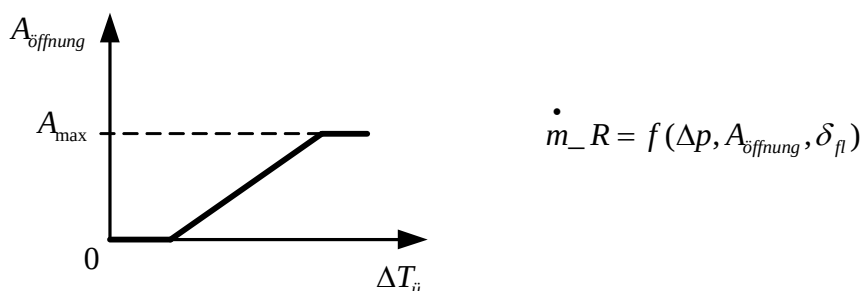
In Bild 5 ist das Modell des Kondensators mit den drei Gebieten Enthitzung, Kondensation und Unterkühlung abgebildet. In jedem Gebiet wird vom Kältemittel Wärme an die Metallstruktur des Kondensators abgegeben. Die Temperatur der Metallmasse wird in jedem dieser drei Gebiete als homogen angenommen. Die Metallmasse erwärmt sich und gibt Wärme an das Senkenmedium (Wasser) ab.

**Bild 5:** Detailmodell Kondensator

Während des instationären Betriebs ändern sich die Volumina und die Kältemittelinhalte der einzelnen Gebiete, und mit den Volumina ändern sich auch die Flächen die zur Wärmeübertragung zur Verfügung stehen, dies muss bei der Berechnung berücksichtigt werden. [10,11]

Expansionsventil

Das thermische Expansionsventil stellt die am einfachsten zu beschreibende Komponente dar. Die Enthalpien am Eintritt und am Austritt werden als gleich angenommen. Der Öffnungsquerschnitt des Ventils wird sich je nach Überhitzung zwischen 0 und $A_{\max}$ bewegen. Die Abhängigkeit zwischen Überhitzung und Öffnungsquerschnitt verläuft in etwa wie in Bild 6 dargestellt.

**Bild 6:** Kennlinie des Expansionsventils

Der Kältemittelmassenstrom, der durch das Ventil fließt ist neben dem Öffnungsquerschnitt auch von der Druckdifferenz zwischen Eintritt und Austritt des Expansionsventils und von der Dichte der Flüssigkeit vor dem Expansionsventil abhängig. [6, 13] Da es sehr schwierig ist an konkrete Herstellerdaten zu gelangen, wird ein vereinfachtes stetiges Modell der Öffnungsfläche als Funktion der Überhitzung verwendet.

Verdampfer

Bild 7 zeigt das Modell des Verdampfers mit den zwei Gebieten für Verdampfung und Überhitzung. In beiden Gebieten wird der Metallstruktur des Verdampfers von der Quellenluft Wärme zugeführt, und von der Metallstruktur wird wiederum Wärme an das Kältemittel abgegeben. Bei instationärem Betrieb der Wärmepumpe verändern sich die Volumen und die Kältemittelinhalte der beiden Gebiete. Die Summe der beiden Volumen bleibt aber konstant. Die Temperatur der Metallmasse wird innerhalb eines Gebietes als homogen angesehen. [11-13]

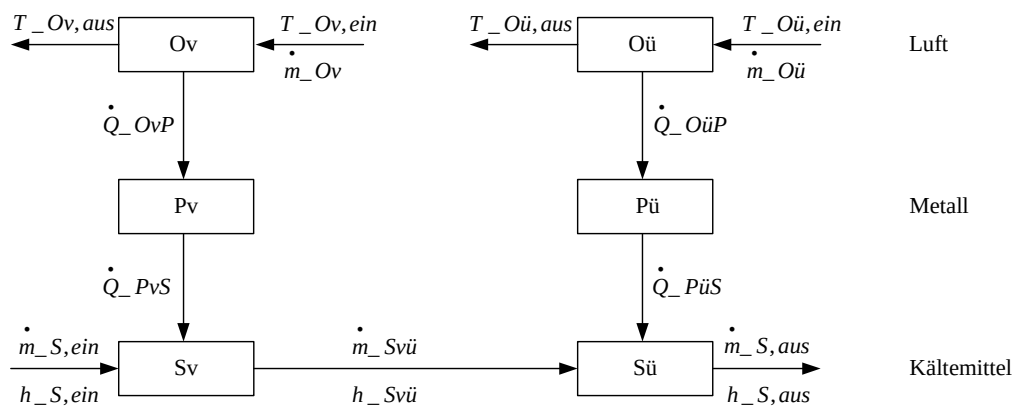


Bild 7: Detailmodell Verdampfer

Programmierung

Aus allen Gleichungen, welche die Modelle beschreiben, wird ein Gleichungssystem mit n Gleichungen und n Unbekannten gebildet. Dieses Gleichungssystem muss mit einem numerischen Solver gelöst werden.

Der Ablauf bei der Berechnung der zeitabhängigen Größen wird im Folgenden beschrieben. Ausgehend vom zur Zeit t_1 vorliegenden Zustand (Startzustand) werden die Veränderungen für das nächste Zeitintervall Δt bestimmt. Für dieses Zeitintervall werden die variablen Größen wie Kältemittelmassenstrom, Kältemitteldrücke, Temperaturen usw. als unveränderlich angesehen. Aus den Startwerten und den Veränderungen werden die neuen Werte der variablen Größen berechnet. Durch die neuen Werte wird somit der Startzustand für den nächsten Berechnungsdurchgang festgelegt. Im Falle eines genügend klein gewählten Zeitintervalls Δt wird der Fehler, der sich durch die statische Berechnung während Δt ergibt, klein gehalten. Mit Hilfe von Konvergenztests kann die optimale Grösse von Δt festgestellt werden.

Eine Solversoftware, die sich zur Lösung besonders gut eignet, ist EES (Engineering Equation Solver) [14]. Mit EES können nicht nur Gleichungen gelöst, sondern auch die Stoffwerte für

die gängigen Kältemittel bestimmt werden. Die Stoffwerte verfügen über eine hohe Genauigkeit, da sie auf der Refprop Datenbank [15] basieren. Dies ist eine grosse Erleichterung, da die Bestimmung der Stoffwerte nicht mit der Implementierung von aufwändigen Ansätzen verbunden ist.

Verifizierung

Nach der Erstellung der Detailmodelle der einzelnen Komponenten müssen diese verifiziert werden. Dazu werden die Eingabeparameter der einzelnen Modelle auf realistische Werte gesetzt und überprüft, ob sich die Ausgabeparameter qualitativ richtig verhalten. Ist dies für alle Teilmodelle der Fall, so werden die Teilmodelle zu einem Gesamtmodell zusammengefügt. Das Gesamtmodell soll dann anhand von Messdaten verifiziert werden. Dafür werden bei verschiedenen Wärmepumpen während Startvorgängen und Taktvorgängen alle relevanten Grössen wie Temperaturen, Drücke, Semkenvolumenstrom und Leistungen gemessen. Mit dem Gesamtmodell werden die Startvorgänge bzw. die Taktvorgänge simuliert, und die Ergebnisse mit den Messungen verglichen.

Ausblick

Nach Abschluss der Modellbildung wird das Modell wie oben erwähnt qualitativ und quantitativ verifiziert werden. Dazu werden am Wärmepumpentestzentrum in Buchs Kurzzeit-Messungen an Luft-Wasser Wärmepumpen durchgeführt und die Ergebnisse mit der Simulation verglichen. Nach erfolgreicher Validierung werden mit dem Modell die Minderwärmeproduktionen von on-off gesteuerten Wärmepumpen mit denen von leistungsvariierten Wärmepumpen verglichen.

In einer weiteren Projektphase soll dann die Erweiterung des Modells für Sole-Wasser Wärmepumpen erstellt werden. Die geplante Vorgehensweise bei der Erstellung und dem Austesten des Modells ist dieselbe wie für Luft-Wasser Wärmepumpen mit dem Unterschied, dass bereits im Winter 09/10 Feldmessungen installiert werden, um die Regeneration der Sonde während des Stillstands der Wärmepumpe zu untersuchen.

Danksagung

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

Quellen

- [1] B. Gubser, M. Ehrbar: Dynamischer Wärmepumpentest Phase 1, Etappe 1: Ergebnisse der Literaturrecherche, Bundesamt für Energiewirtschaft, 1997.
- [2] B. Gubser, L. Wirth, M. Ehrbar: Dynamischer Wärmepumpentest Phase 1, Etappe 2: Modellbildung, Bundesamt für Energiewirtschaft, 1999.
- [3] E. Shafai, D. Zogg, M. Ehrbar, L. Wirth: Dynamischer Wärmepumpentest Phase 1, Etappe 3: Modellansatz für die prüftechnische Charakterisierung der Minderwärmeproduktion, Bundesamt für Energiewirtschaft, 2000.
- [4] B. Hubacher, M. Ehrbar: Dynamischer Wärmepumpentest Validierung des Modellansatzes und Entwicklung einer Prüfprozedur Phase 2, Bundesamt für Energiewirtschaft, 2001.
- [5] Z. Lei, M. Zaheeruddin: Dynamic simulation and analysis of a water chiller refrigeration system, Applied Thermal Engineering 25, 2258-2271, 2005.
- [6] G. Ding, L. Fu, C. Zhang: Dynamic simulation of air-to-water dual-mode heat pump with screw compressor, Applied Thermal Engineering 23, 1629-1645, 2003.
- [7] I.N. Gace, S.A. Tasson: Dynamic simulation of liquid chillers, 8th International Refrigeration Conference at Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 433-440, 2000.
- [8] A. Dahmani, S.M. Sai: Numerical prediction of dynamic performance of vapour-compression heat pump using new HFC alternatives to HCFC-22, Applied Thermal Engineering 16, 691-705, 1995.
- [9] K. Min Soo, K. Minsung, D.C. Jae: Transient thermal behavior of a water heater system driven by a heat pump, International Journal of Refrigeration 27, 415-421, 2004.
- [10] R. Cabello, R. Llopis, E. Torrella: A dynamic model of a shell-and-tube condenser operating in a vapour compression refrigeration plant, International Journal of Thermal Sciences 47, 926-934, 2008.
- [11] V. Aute, R. Radermacher, S. Xuan: Generic Dynamic Model for Heat Exchangers, International Refrigeration and Airconditioning Conference at Purdue, 1-8, 2006.
- [12] J.E. Braun, X. Zhou: Transient modeling of chilled water cooling coils, International Refrigeration and Airconditioning Conference at Purdue, 1-8, 2004.
- [13] L. Gilbong, L. Il Hawn, Y. Keun Joong, K. Min Soo, H. Samchul: Analysis of the operational characteristics of multi system through steady state and dynamic simulation, International Refrigeration and Airconditioning Conference at Purdue, 1-7, 2006.

[14] S.A. Klein, Engineering Equation Solver, *F-Chart Software*, 1992-2007, www.fChart.com,

[15] E.W. Lemmon, M.O. McLinden und M.L. Huber, REFPROP 7, Reference

Fluid Thermodynamic and Transport Properties, *NIST Standard Reference Database* 23, Version 7.0, 2002.

Nomenklatur

$A_{\text{öffnung}}$	Öffnungsquerschnittsfläche des Expansionsventils [m^2]
A_{max}	maximaler Öffnungsquerschnitt des Expansionsventils [m^2]
h	spezifische Enthalpie [kJ/kg]
H	Enthalpiestrom [kW]
m	Massenstrom [kg/s]
P_{el}	elektrische Leistungsaufnahme [kW]
Q	Wärmestrom [kW]
T	Temperatur [$^{\circ}\text{C}$]
W_{mech}	mechanische Leistung [kW]
$\Delta T_{\text{ü}}$	Überhitzung des verdampften Kältemittels [K]
Δp	Druckdifferenz über dem Expansionsventil [kPa]
ρ_{fl}	Dichte der Flüssigkeit vor dem Expansionsventil [kg/m^3]

Indices

aus	Austrittsgrösse
B	Kompressorgehäuse unten (mit Motor)
c	Kondensationsteil des Kondensators
C	Kältemittel im Kompressor Saugraum
D	Kompressorgehäuse oben (mit Verdichter)
e	Enthitzungsteil des Kondensators

ein	Eintrittsgrösse
G	Wasserseite des Kondensators
H	Metallstruktur des Kondensators
I	Kältemittelseite des Kondensators
O	Luftseite des Verdampfers
P	Metallstruktur des Verdampfers
S	Kältemittelseite des Verdampfers
R	Kältemittel
u	Unterkühlungsteil des Kondensators
ug	Umgebung
ü	Überhitzungsteil des Verdampfers
v	Verdampfungsteil des Verdampfers

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

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

Witterungsgeführter Laderegler

Zusammenfassung

Das Projekt FAWA [1] hat gezeigt, dass vor allem bei Luft/Wasser-Wärmepumpen die Vorlauftemperaturen ab Kondensator nicht in jenem Masse sinken, als dies auf Grund des Heizgesetzes möglich wäre. Die Diskrepanz rührt hauptsächlich davon her, dass der Temperaturhub der Wärmepumpe durch die grössere Wärmeleistung bei höheren Umgebungstemperaturen stark ansteigt, statt sinkt. Wenn man den Massenstrom im Kondensatorkreis so steuert, dass durch die variable Temperaturspreizung über den Kondensator die Vorlauftemperatur exakt dem Heizgesetz entspricht, lässt sich dieser Effekt umgehen. Der Speicher wird dann stets so geladen, dass seine Temperatur dem Heizgesetz entspricht. Auf diese Weise kann die Wärmepumpe thermodynamisch optimal arbeiten. Dieses Steuerungskonzept wurde in 2 Heizanlagen untersucht und hat die erwarteten Ergebnisse gebracht.

Bei den beiden Anlagen, mit Luft-Wasser-Wärmepumpen, liegen die Gewinne bei den Jahresarbeitszahlen bei 11% (Anlage A) resp. 8% (Anlage B). Bei Anlage A würde der Gewinn bei etwa 12% liegen, wenn der Speicher genügend gross wäre und einwandfrei schichten würde. Auswertungen von 16 im Feld gemessenen FAWA-Anlagen zeigen ein Verbesserungspotential der Jahresarbeitszahl von etwa 18% bei den Luft-Wasser-Wärmepumpen und 5% bei den Sole-Wasser-Maschinen.

Abstract

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

For both tested Air/Water heat pump systems the Seasonal Performance Factor increased by 11% (installation A) and 8% (installation B). Installation A's improvement was limited by the undersized storage boiler and non optimal temperature profile, 12 % would have been possible. Analysis from 16 installations (FAWA Study) show that in the case of Air/Water installations an average improvement of 18% and for Brine/Water heat pumps 5% can be achieved.

Einführung

Die optimale Regelung der Vorlauftemperatur ab Kondensator einer Wärmepumpe führt immer wieder zu Diskussionen. In der Tat müssen bei on-off-geregelten Maschinen nachstehende Punkte abgestimmt sein, nämlich Energiebedarf des Objekts und Energieabgabe der Wärmepumpe, Massenstrom von Kondensatorkreis und Lastkreis sowie Vorlauftemperatur ab Kondensator und Vorlauftemperatur gemäss Heizgesetz. Das Projekt FAWA [1] hat gezeigt, dass vor allem bei Luft-Wasser-Wärmepumpen oft die Vorlauftemperaturen ab Kondensator bei höheren Temperaturen nicht in dem Masse zurückgehen, wie es gemäss Heizgesetz eigentlich möglich wäre.

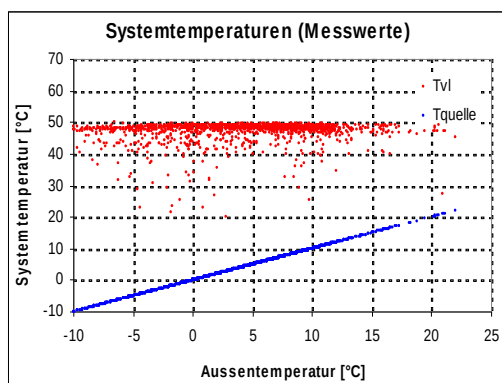


Bild 1a: Beispiel eines Verlaufs der Vorlauftemperaturen ab Kondensator für eine Luft-Wasser-Wärmepumpe

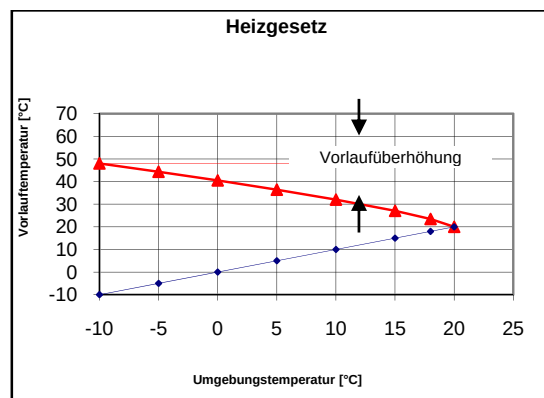


Bild 1b: Idealer Verlauf der Vorlauftemperatur ab Kondensator für den Fall in Bild 1a

Bild 1b zeigt die Vorlaufüberhöhung deutlich. Dieser Effekt reduziert die Jahresarbeitszahlen. Oft bleiben die Vorlauftemperaturen ab Kondensator bei steigenden Umgebungstemperaturen fast konstant oder steigen in Extremfällen sogar an [3].

Die Typenprüfungen am Wärmepumpentestzentrum Buchs [2] zeigen, dass die Leistungszahlen (COP) pro Kelvin geringerem Temperaturhub zwischen Quelle und Senke um etwa 3% ansteigen.

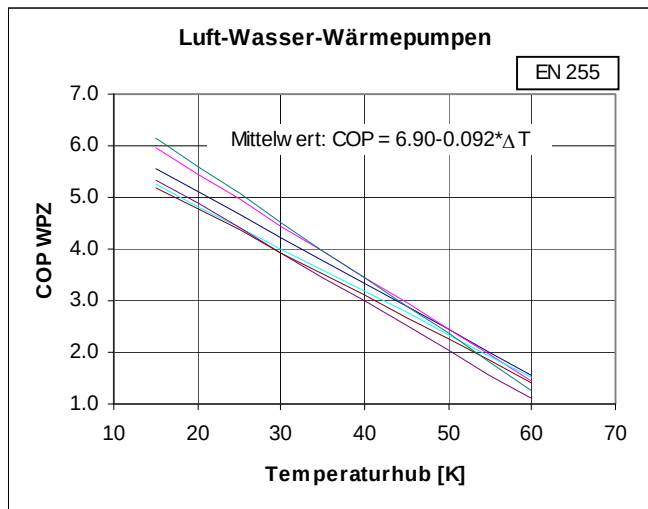


Bild 2: Zusammenhang zwischen Temperaturhub und COP für Luft/Wasser-Wärmepumpen.

Für EN 14511 liegen die Steigungen niedriger. Für Sole-Wasser-WP liegen die Steigungen bei 0.09.

Der vorliegende Bericht befasst sich mit dieser Situation und zeigt einen Lösungsweg auf, wie die Vorlauftemperatur ab Kondensator dem Heizgesetz folgend, geführt werden kann. Das Ziel war, durch die optimale Führung der Vorlauftemperaturen ab Kondensator eine höhere Arbeitszahl zu generieren. Im Projekt wurden 2 Anlagen im Feld untersucht. Anlage A umfasst ein Wärmeverteilsystem mit Radiatoren, während Anlage B eine Bodenheizung aufweist. Die beiden Anlagen haben 12.8 resp. 12.5 kW Heizleistungsbedarf im Auslegepunkt. Da es den Umfang dieses Referates sprengen würde, wird hier nur auf Anlage A eingegangen.

Verlauf der Vorlauftemperaturen ab Kondensator bei Standardschaltungen

Wir betrachten den Verlauf der Vorlauftemperaturen ab Kondensator der Wärmepumpe bei on-off-geregelten Maschinen. Die Darstellung erfolgt anhand der Standardschaltungen gemäss Literaturstelle.

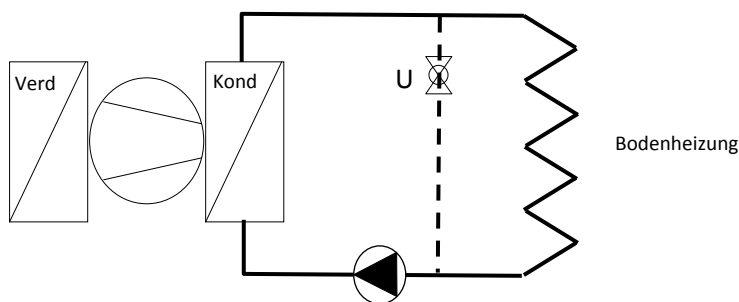


Bild 3: Standardschaltung für ein Heizsystem

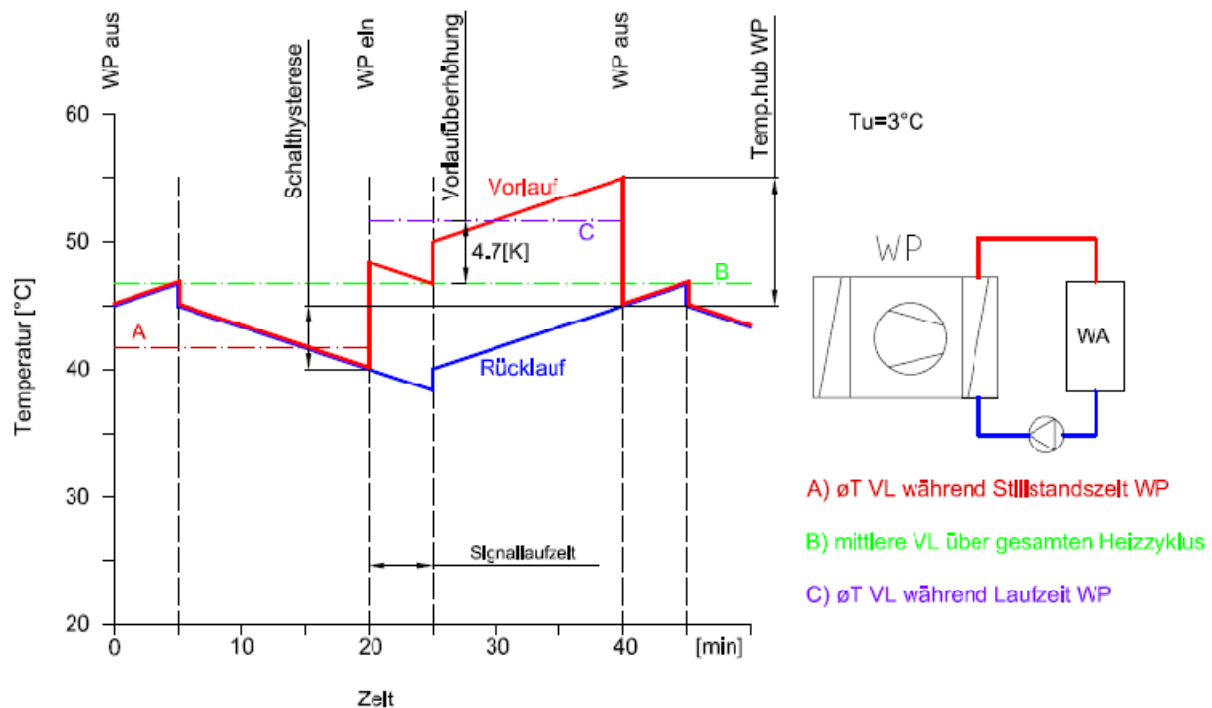


Bild 4: Temperaturverläufe bei einem Heizsystem gemäss Bild 4 ohne Ladekreisregelung

Aus Bild 4 geht deutlich hervor, dass die Vorlauftemperatur ab Kondensator während der Laufzeit der Wärmepumpe höher liegt als die durchschnittliche Vorlauftemperatur zum Heizsystem. Letztere ist für die Wärmeabgabe an die Räume von Belang.

Man beachte in Bild 4, dass die Messung der Vor- und Rücklauftemperaturen am Kondensator Aus- resp. -eingang vorgenommen wurden. Dies ist der Grund, weshalb die beiden Temperaturen ausserhalb der Betriebszeiten der Wärmepumpe zusammenfallen. Würde man die gleichen Temperaturen etwa vor und nach einem Heizkörper erfassen, so liegen diese auseinander. Der zeitliche Mittelwert über einen Ein-Ausschaltzyklus jedoch ist der gleiche wie im ersten Fall.

Lösungsansatz: Witterungsgeführter Massenstrom im Ladekreis

Unser Vorschlag geht nun dahin, regeltechnisch nicht mehr auf die Vorlauftemperatur des Lastkreises einzugreifen, sondern auf den Massenstrom des Ladekreises. Als Ladekreis bezeichnen wir den Kondensatorkreis zwischen Wärmepumpe und Speicher. Für unser Verfahren ist ein Speicher notwendig. Da dieses Verfahren vor allem bei relativ hochtemperaturigen Wärmeverteilsystemen mit Radiatoren am besten abschneidet (z.B. Sanierungen), ist ein Speicher wegen der Sperrzeiten und dem meist zu geringen Wasserinhalt im System ohnehin notwendig, so dass daraus kein finanzieller Nachteil entsteht.

Der Massenstrom des Ladekreises wird so gesteuert, dass er stets der nach Heizgesetz notwendigen Vorlauftemperatur entspricht. Mit anderen Worten wird dem Lastkreis und dem Speicher exakt jene Temperatur zugeführt, die benötigt wird. Die Variation des Massenstroms geschieht entweder durch eine frequenzgesteuerte Umwälzpumpe oder durch ein

Drosselventil oder durch eine Kombination beider Stellglieder. In den beiden von uns untersuchten Anlagen wurde letztere Lösung gewählt. Diese Konzeption ist sehr einfach und transparent in ihrer Funktion. Sie hat auf Anhieb gut funktioniert. Allerdings dauerte das Einschwingen auf den Sollwert der Temperatur lange, da das Drosselventil zu langsam arbeitete. Wir haben später bei einer Anlage das Drosselventil in der voll geöffneten Stellung blockiert und den Massenstrom nur noch mit der Umwälzpumpe variiert. Die Umwälzpumpe reagiert binnen Sekunden auf eine Änderung des Stellsignals. Als Nachteil hat sich herausgestellt, dass der Stellbereich der Umwälzpumpe bei tiefen Aussentemperaturen zu gering ist und damit die erforderliche Ladekreistemperatur erst mit Zeitverzögerung erreicht wird.

Alternativ kann die teure, frequenzgesteuerte Umwälzpumpe weggelassen werden. Dies hat energetisch einen kleinen Nachteil, verbilligt jedoch die Anlage deutlich. Allerdings bedarf es wie oben ausgeführt eines schnellen Ventils, das maximal 5 Sekunden für einen vollen Öffnungs- oder Schliessvorgang benötigt.

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

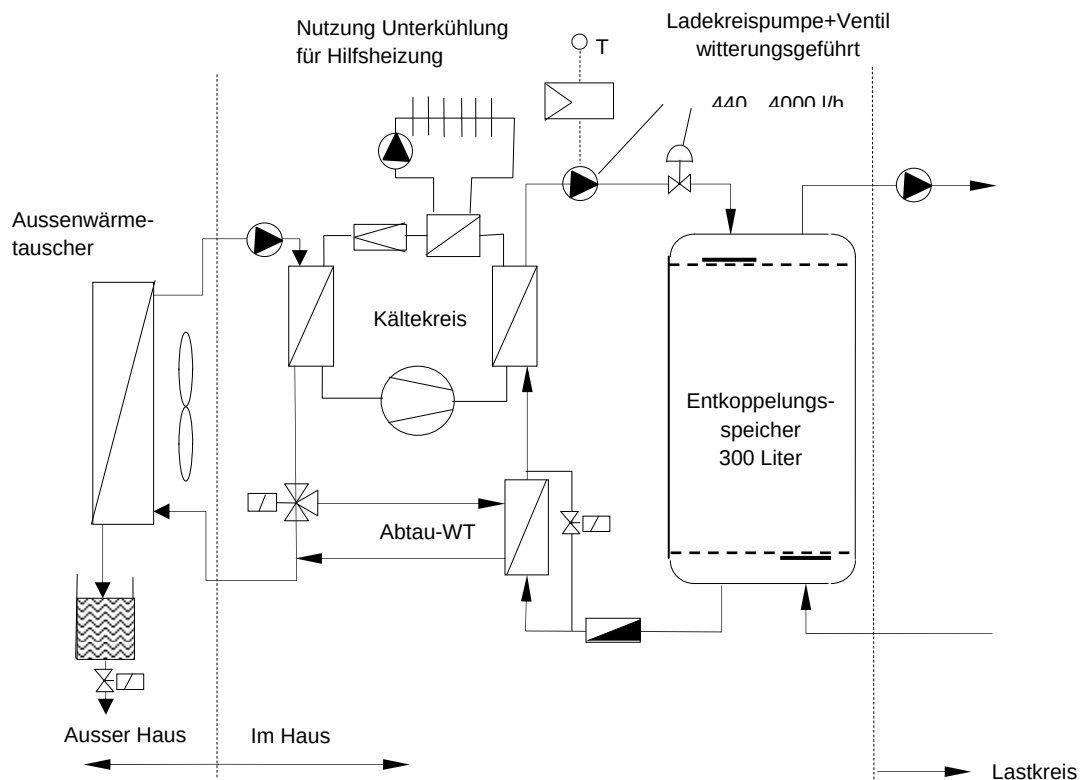


Bild 5: Anlageschema (Anlage A) und Funktionsprinzip der Steuerung

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

Die optimale Umsetzung des Konzepts bedingt zwei Voraussetzungen. Erstens sollte der Kondensator so ausgelegt werden, dass die wasserseitigen Druckverluste bei hohen Massenströmen im Rahmen bleiben und zweitens sollte der Speicher einwandfrei schichten.

Die untersuchte Anlage

Dieses Steuerungsprinzip wurde bei zwei bestehenden Einfamilienhäusern realisiert. Das eine Haus (A) hatte eine Radiatorheizung mit 56°C Vorlauftemperatur im Auslegepunkt und thermostatische Ventile an allen Heizkörpern (mit einer Ausnahme, um einen minimalen Durchfluss zu garantieren). Das zweite Haus (B) ist mit Bodenheizung und niedrigerer Vorlauftemperatur von 42 °C ausgestattet. In beiden Fällen sind Speicher von 300 resp. 750 Liter Inhalt vorhanden.

Der Wasserinhalt des Lastkreises von Anlage A beträgt 290 kg, und liegt damit fast exakt im Bereich des eingebauten Speichers (300 Liter Inhalt). Die Anlage wurde vor dem Umbau mit einer konstanten Vorlauftemperatur von 56 °C, wobei die Leistungsregulierung in den Räumen durch die thermostatischen Ventile erfolgte. Dieses Konzept hat sich Komfort mässig sehr bewährt, da es den Nordräumen auch dann eine genügende Vorlauftemperatur zukommen liess, wenn die Südseite des Hauses durch Sonneneinstrahlung fast keinen Wärmebedarf mehr hatte und somit mit tieferen Vorlauftemperaturen hätte auskommen können. Dieses Steuerungskonzept hat zusammen mit einem Öl- oder Gaskessel hervorragend funktioniert und war auch in der Anschaffung günstig. Allerdings war dieses Steuerungskonzept im Zusammenhang mit Wärmepumpen nicht ideal, da die Vorlauftemperatur in der ganzen Heizsaison auf dem höchsten Wert gehalten wurde.



Bild 6: Messanlage im Haus A



Bild 7: Regulierungsgruppe im Rücklauf des Ladekreises zur Steuerung des Ladekreismassenstroms

Technische Lösung zur Einstellung des Ladekreismassenstroms

Die Veränderung des Massenstroms im Ladekreis ist der Kernpunkt der Idee zur Führung der Vorlauftemperatur ab Wärmepumpenkondensator in Funktion der Umgebungstemperatur. Der gemäss Auslegung notwendige Variationsbereich des Ladekreismassenstroms beträgt 440 – 4000 Liter pro Stunde. Aus energetischen Gründen wurde versucht, dies mit einer drehzahlregelmässigen Umwälzpumpe zu realisieren. Leider ist jedoch der nutzbare Drehzahlbereich handelsüblicher Pumpen zu klein. Er liegt in der Grössenordnung von 40 - 100 % der Nenndrehzahl statt der benötigten 10 - 100 %.

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

Dadurch kann der Durchfluss praktisch bis auf Null reduziert werden. Dies hat zudem den Vorteil, dass im Ruhezustand der Wärmepumpe keine induzierten Rückströmungen durch den Ladekreis stattfinden können, die zu einer zusätzlichen Auskühlung des Speichers führen. Weitere Details zur Pumpenauslegung sind im Tagungsband der BFE-Tagung 2007 zu finden [4].

Ergebnisse

Der Vorteil der witterungsgeführten Vorlaufsteuerung zeigt sich am besten bei einem direkten Vergleich der Ladekreistemperaturen ab Kondensator mit variablem Ladekreismassenstrom und mit konstantem Ladekreismassenstrom. Beim witterungsgeführten Massenstrom liegt die Ladekreistemperatur exakt bei der vom Heizgesetz geforderten Temperatur. Bei konstantem Ladekreismassenstrom hingegen ist der Temperaturhub höher. Bei der untersuchten Heizanlage A lag der Massenstrom im Lastkreis bei 800 bis 1300 l/h. Ohne Speicher müsste der Massenstrom durch den Kondensator gleich gross wie im Lastkreis sein. Vor allem bei höheren Umgebungstemperaturen liefert die Luft/Wasser-Wärmepumpe fast doppelt so hohe Wärmeleistungen wie im Auslegepunkt (-10 °C). Wir haben den Verlauf der Systemtemperaturen bei festgehaltenem Ladekreismassenstrom von 870 und 1080 l/h bei höheren Umgebungstemperaturen gemessen. Es ergaben sich folgende Verläufe:

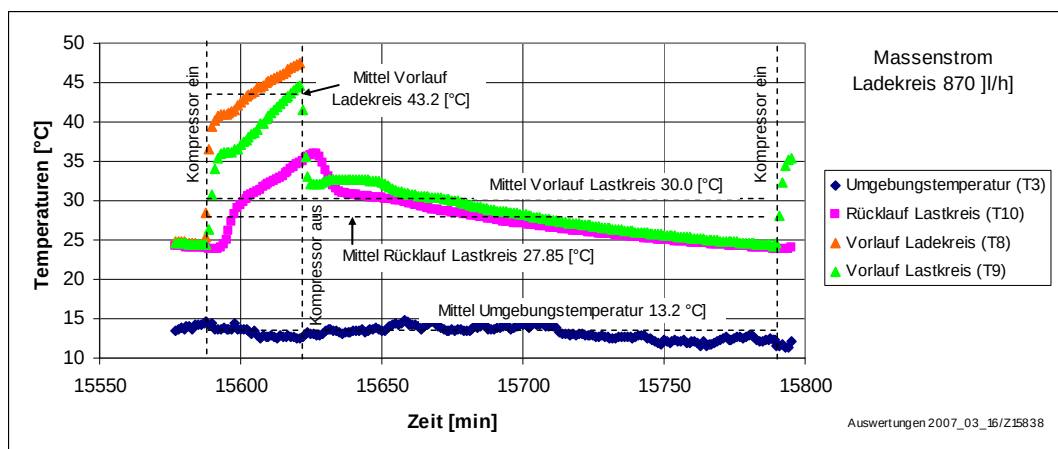


Bild 8a: Systemtemperaturen bei konstantem Ladekreismassenstrom 870 [l/h]

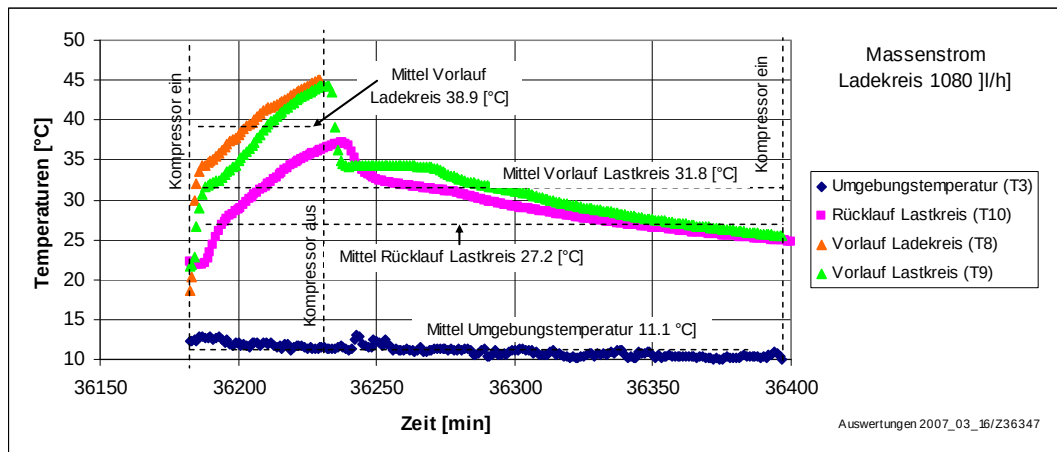


Bild 8b: Systemtemperaturen bei konstantem Ladekreismassenstrom 1080 [l/h]

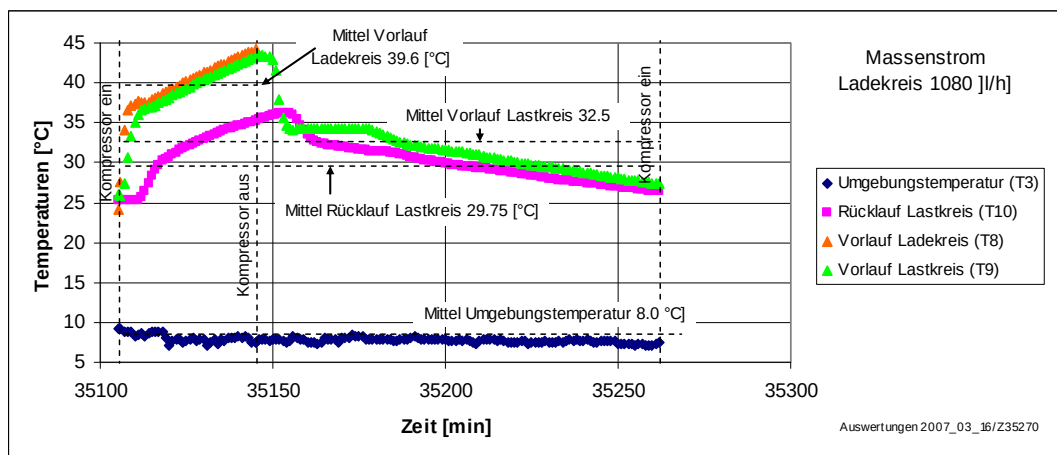


Bild 8c: Systemtemperaturen bei konstantem Ladekreismassenstrom 1080 [l/h]

Man erkennt aus dem in Bild 8a-c gezeigten Beispielen, dass die Vorlauftemperatur im Ladekreis, also jene Temperatur, die die Kondensationstemperatur massgeblich bestimmt, mit 39.6 °C um 7.1 K höher liegt als die durchschnittliche Vorlauftemperatur von 32.5 des Lastkreises. Wir rechnen, dass pro Kelvin höheren Temperaturhub die Leistungszahlen um rund 3.0 % sinken. Damit ergäbe sich für das gezeigte Beispiel ein Unterschied der Leistungszahlen von etwa 21 %.

Zum Vergleich ziehen wir eine Messung mit geregelter Ladekreismassenstrom bei fast identischer Umgebungstemperatur heran (Bild 9).

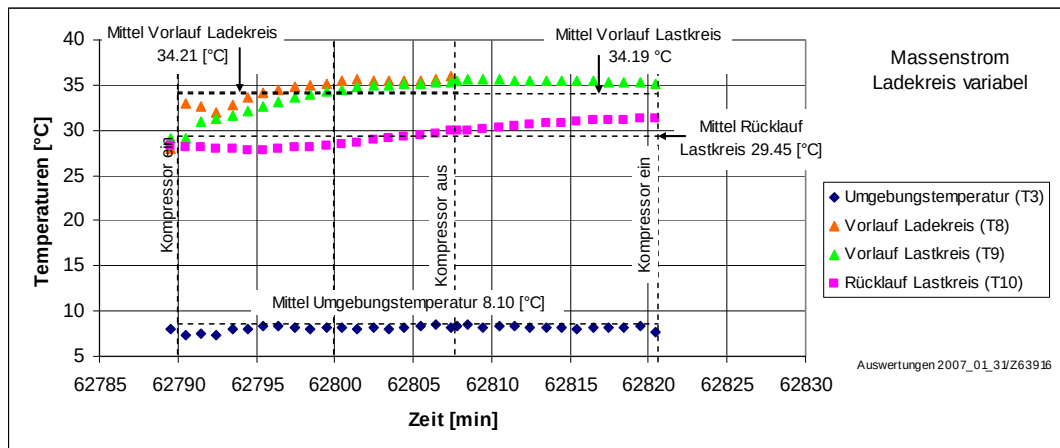


Bild 9: Systemtemperaturen bei geregelter Ladekreismassenstrom (zum Vergleich)

Vergleicht man Bild 9 mit Bild 8c, so liegt die durchschnittliche Vorlauftemperatur des Ladekreises bei fast identischer Umgebungstemperatur von 8.1 °C bei 34.2 statt 39.6 °C. Die Vorlauftemperatur während des Kompressorbetriebs liegt also um 5.4 K tiefer. Daraus resultiert eine um etwa 16% bessere Leistungszahl für den variablen Ladekreismassenstrom. Die mittlere Vorlauftemperatur des Lastkreises liegt mit 34.2 °C um 1.7 K höher als im unregulierten Fall. Dieser Unterschied ergibt teilweise aus dem nicht idealen Verhalten des Speichers (siehe nächster Ansatz) und teilweise aus dem eingestellten Heizgesetz. Der für die Wärmeabgabe wichtige Mittelwert von Vor- und Rücklauftemperatur liegt im zweiten Fall um etwa 1 K höher. Für die gleiche Wärmeabgabe müsste man also den Vorlauf beim Betrieb mit variablem Massenstrom um 1 K senken, was eine weitere Verbesserung der Leistungszahl ergeben würde. Man beachte auch die grosse Differenz in den Zykluszeiten. Beim variablen Ladekreismassenstrom ist die Schalthysterese viel kleiner als beim konstanten Massenstrom.

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

Ein Nachteil des variablen Ladekreismassenstroms sind die mit höheren Umgebungstemperaturen kürzer werdenden Zykluszeiten. Auch aus dieser Sicht ist der Einbau eines Speichers wichtig.

Die Verbesserung der Jahresarbeitszahl durch eine Ladekreissteuerung lässt sich am besten an der Vorlaufüberhöhung messen. Die Vorlaufüberhöhung ist die Differenz zwischen Senkentemperatur ab Kondensator und der Vorlauftemperatur gemäss Heizgesetz. Bild 10 zeigt die Situation für Anlage A.

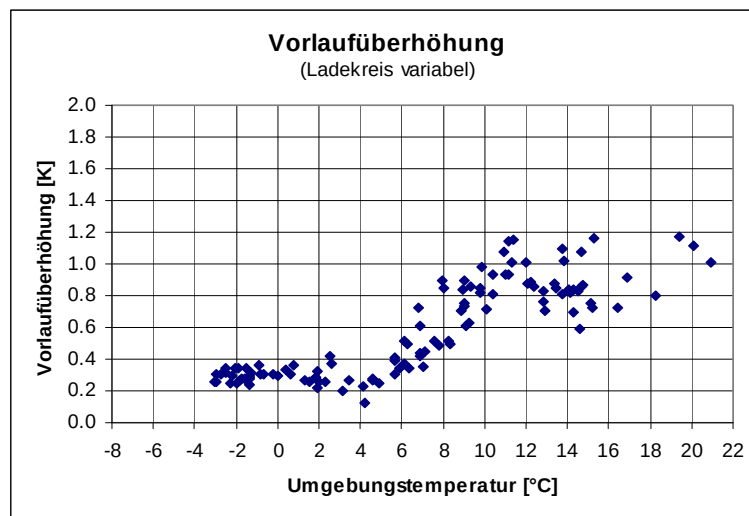


Bild 10: Vorlaufüberhöhung in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur

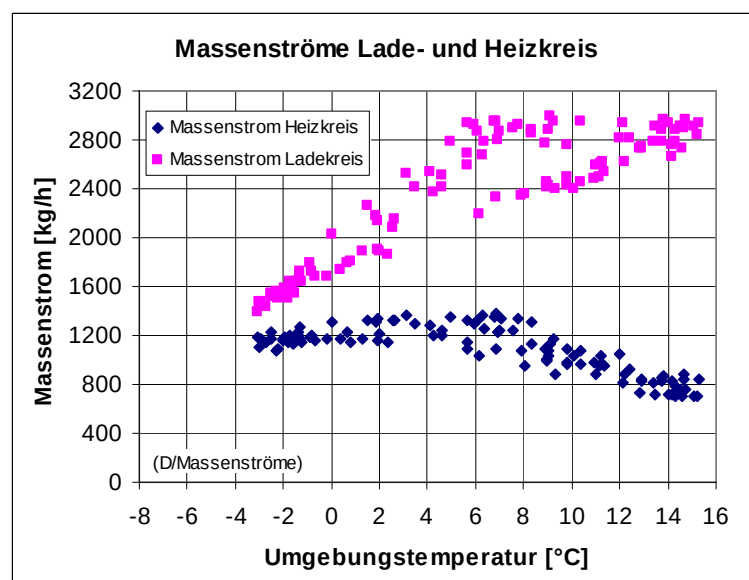


Bild 11: Verlauf des Ladekreis-Massenstroms in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur.

Ab etwa 6 °C Umgebungstemperatur aufwärts steigt die Vorlaufüberhöhung etwas an. Dies hängt mit dem Druckabfall im Ladekreis zusammen. Die Stellglieder sind ab +6°C voll geöffnet und der maximale Durchfluss im Ladekreis ist erreicht. Ab diesem Punkt arbeitet die Anlage mit konstantem Massenstrom. Dies zeigt Bild 11.

Hier ist der Knick im Verlauf des Massenstroms bei etwa +6°C gut erkennbar. Etwas unklar ist der Knick bei den Vorlauftemperaturen zum Wärmeverteilsystem (blaue Punkte). Der Grund dürfte darin liegen, dass das Heizgesetz für höhere Umgebungstemperaturen etwas zu hoch verläuft und/oder Fremdwärme anfällt und daher die Thermostatventile zu schliessen beginnen.

Wir haben Anlage A während zweier Monate mit konstantem Ladekreismassenstrom betrieben. Bild 12 zeigt den Verlauf der Vorlaufüberhöhung für diesen Fall.

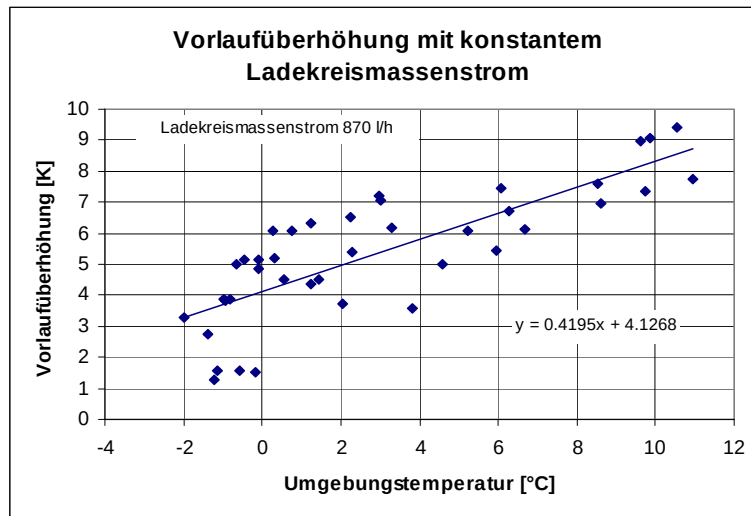


Bild 12: Vorlaufüberhöhung mit konstantem Ladekreisstrom

Den Unterschied der Jahresarbeitszahl zwischen konstantem und variablem Ladekreismassenstrom wurde nicht über eine direkte Wärme- und Stromverbrauchsmessung ermittelt. Erfahrungsgemäss erlaubt dies keine hohe Genauigkeit, weil die Randbedingungen in den zwei Messperioden (einmal mit und einmal ohne Ladekreissteuerung) nicht deckungsgleich sind. Wir haben das Problem methodisch so gelöst, dass wir die Verbesserung der JAZ aus der Reduktion der Vorlaufüberhöhung und der Sensitivität des COP gegenüber dem Temperaturhub (Bild 2) ermittelt haben. Mit dieser Methodik ergibt sich bei Anlage A ein Verbesserungspotential bei der Jahresarbeitszahl von etwa 11 %.

Die Jahresarbeitszahlen mit und ohne Variation des Massenstroms im Ladekreis wurden anhand des Mittellandklimas auf rechnerischem Wege ermittelt. Wir erhielten für die Anlage A:

JAZ mit konstantem Massenstrom im Ladekreis	2.86	100%
JAZ mit variablem Massenstrom im Ladekreis	3.21	111 %

Bei dieser Berechnung wurde die Steigung des COP-Verlaufs (als Funktion de Temperaturhubs) als unabhängig vom Massenstrom angenommen. Dies trifft nicht ganz zu. Bei höheren Massenströmen wird die Steigung kleiner. Der Effekt rührt daher, dass bei festgehaltener Vorlauftemperatur und Wärmeabgabeleistung die Kondensationstemperatur mit steigendem Massenstrom (und damit geringer werdender Spreizung) angehoben wird. Je grosszügiger allerdings der Kondensator ausgelegt ist, desto geringer ist dieser Effekt. Andererseits kann die Vorlauftemperatur bei festgehaltenem Mittel von Vor- und Rücklauftemperatur wegen der geringeren Spreizung etwas gesenkt werden. Die beiden Effekte gleichen sich weitgehend aus.

Die Auswertung von 16 FAWA-Anlagen hat ergeben, dass das JAZ-Verbesserungs-potential durch Absenkung der Vorlaufüberhöhung auf das Heizgesetz bei den Luft-Wasser-Wärmepumpen im Mittel etwa 18 % und bei den Sole-Wasser-Wärmepumpe ebenfalls noch 5 % beträgt.

Das Speicherproblem

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

Beurteilung

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

Dank

Die Autoren danken dem Bundesamt für Energie für die finanzielle Unterstützung bei diesem BFE-Projekt.

Quellen

- [1] Erb Markus, Hubacher Peter, Ehrbar Max, Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen FAWA 1996-2003, Bundesamt für Energie, CH-3003 Bern
- [2] Bulletin des Wärmepumpentestzentrums Buchs SG, Ausgabe jährlich 2-mal
- [3] Hubacher Peter, Ehrbar Max, Verbesserung der Jahresarbeitszahlen durch witterungsgeführten Ladekreis (Schlussbericht 2008), Bundesamt für Energie, CH-3003 Bern
- [4] Hubacher Peter, Ehrbar Max, Tagungsband der Burgdorf-Tagung vom 13.6.07, Beitrag „Witterungsgeführter Laderegler“

Jacques Bony, Stéphane Citherlet
HEIG-VD (LESBAT)
Avenue des Sports 20
CH-1401 Yverdon-les-Bains
jacques.bony@heig-vd.ch
www.lesbat.ch

Analyse des performances du couplage d'une pompe à chaleur avec une installation solaire thermique pour la rénovation

Zusammenfassung

Das Ziel dieser Studie ist es die energetische und wirtschaftliche Leistung von verschiedenen Installationstypen zu analysieren. Die observierten Techniken haben die Eigenheit eine Sole/Wasser-Wärmepumpe ausgestattet mit thermischen Sonnenkollektoren, mit einem Rückkühler zu verbinden. Verschiedene Grössen, wie die Jahresarbeitszahl (JAZ) oder der Stromverbrauch wurden verglichen zwischen den verschiedenen untersuchten Varianten.

Die Optimierung die Regelung (Regelgeräte) und des Energiespeichers wurde erforscht um die Einschaltzeit des Rückkühlers zu verkürzen.

Diese Studie ist durch dynamische Simulation durchgeführt worden in Benutzung von TRNSYS. Im vorgegebenen Zeitraum dieser Studie konnte die Vereisung des Rückkühlers, sowie dessen Abtauzyklen im Rahmen dieses Projekts nicht berücksichtigt werden, da kein numerisches Modell dieses Phänomen zu erfassen erlaubt.

Wie diese Studie zeigt, die billigste Lösung bleibt die Wärmepumpe ohne thermische Sonnenkollektoren zum Zeitpunkt des Strompreises während der Studie. Jedoch, was die Energie betrifft, die globale Jahresarbeitszahl der Installation kann 15% bis 36% je nach Klima verbessert werden.

Résumé

Le but de cette étude est d'analyser les performances énergétiques et économiques de différents types d'installations combinant une pompe à chaleur sol/eau avec un aéro-réchauffeur muni de capteurs solaires thermiques. Différentes grandeurs telles que le coefficient de performance annuel ou la consommation électrique ont été comparées avec les différentes variantes.

L'optimisation de la régulation et du stockage d'énergie a été prospecté afin de réduire le temps d'enclenchement de l'aéro-réchauffeur.

Cette étude a été réalisée par simulation dynamique, en utilisant TRNSYS. Dans le laps de temps imparti à ce projet, le givrage de l'aéro-réchauffeur ainsi que les cycles de dégivrage n'ont pas pu être considérés, car aucun modèle numérique ne permet de prendre en compte ce phénomène.

Au coût de l'énergie lors de cette étude, la solution la plus économique reste la pompe à chaleur sans capteurs solaires thermiques. Toutefois, du point de vue énergétique, le coefficient de performance annuel global de l'installation peut être amélioré de 15% à 36% selon les climats.

Introduction

Actuellement, les installations solaires sont généralement couplées à des pompes à chaleur (PAC) par l'intermédiaire d'une cuve d'eau chaude pour l'ECS ou le chauffage. La partie solaire de l'installation intervient du côté du condenseur de la PAC. Une autre possibilité est d'utiliser l'énergie solaire du côté de l'évaporateur. Certaines études font état de capteurs solaires intégrés au circuit de l'évaporateur [1] à 0. D'autres études ont été réalisées avec des capteurs solaires thermiques traditionnels montés en série avec des sondes géothermiques verticales (SGV) afin de les recharger thermiquement 0. Par contre, il semble que le couplage de capteurs solaires thermiques avec un aéro-réchauffeur pour une PAC saumure/eau ne soit pas pour l'heure un sujet d'étude référencé. Ce type d'installation pourrait être utilisé dans le cadre du remplacement d'une chaudière gaz ou mazout par une PAC. En effet, il n'est pas toujours possible techniquement ou financièrement de proposer une pompe à chaleur avec SGV.

Le but de cette étude est de prospecter le potentiel d'utilisation de capteurs solaires thermiques couplés à une pompe à chaleur sol/eau sans sonde géothermique mais avec un aéro-réchauffeur. Les capteurs solaires thermiques sont utilisés de manière à limiter les cycles de dégivrage et à augmenter la température d'entrée de l'évaporateur, améliorant ainsi le coefficient de performance annuel (COP_a).

Types d'installations étudiées

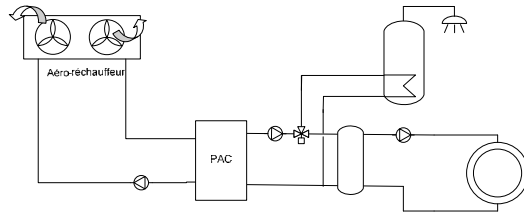
Différents types d'installations ont été étudiés soit en utilisant le solaire exclusivement du côté de l'évaporateur soit en combinant avec une utilisation classique du solaire par une cuve de stockage d'eau chaude sanitaire. Le tableau ci-dessous représente les schémas de principes de ces différentes installations.

Pour les variantes S1 à S3, nous avons utilisé 3 types de capteurs différents : plan non vitré (NV), plan vitré (V) et à tubes sous vide (TSV).

Variante : S0

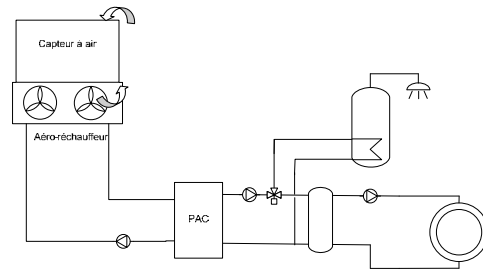
Sans capteur solaire : seul l'aéro-réchauffeur fournit l'énergie à la PAC.

- Permet d'avoir une référence pour estimer le gain avec l'utilisation de capteurs solaires.

**Variante: S1-air**

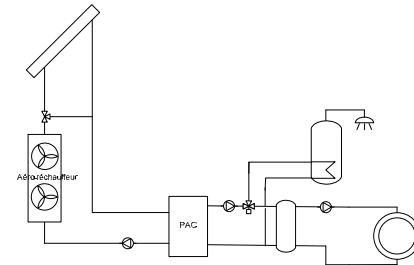
Capteurs solaires à air : Les capteurs à air sont directement reliés à l'entrée d'air de l'aéro-réchauffeur.

- conception simple
- investissement moindre
- régulation simple

**Variante: S1**

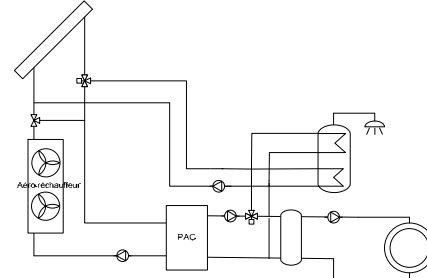
Capteurs solaires en série avec l'aéro-réchauffeur.

- conception simple
- investissement moindre
- régulation simple

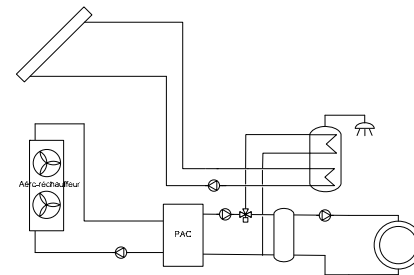
**Variante: S2**

Gestion de l'énergie – Les capteurs solaires sont utilisés soit pour la PAC soit en direct pour l'eau chaude sanitaire :

- utilisation optimale des capteurs solaires
- régulation plus complexe

**Variante: S2bis**

Gestion de l'énergie – utilisation en direct des capteurs solaires pour l'eau chaude sanitaire (en été) sans jamais passer par la PAC:
Equivalent à la version S0 additionnée d'une installation solaire pour l'ECS.

**Variante: S3**

Stockage d'énergie à bas niveau de température (15 à 25 [°C]) pour le circuit primaire :

- augmentation des performances
- coût plus élevé

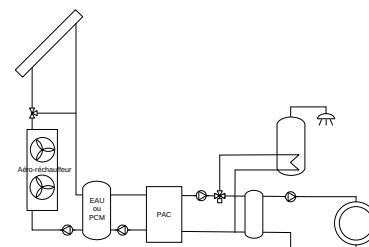


Tableau 1 : Schéma de principe des différents cas étudiés

Paramètres de simulation

Pour cette étude, le logiciel TRNSYS version 16 a été utilisé. Ce dernier est couramment employé pour des installations techniques de chauffage ou de climatisation dans le bâtiment.

Climats de référence

Trois types de climats représentatifs en Suisse ont été choisis. Ils permettent de simuler le comportement des installations pour les climats du plateau, du Tessin et de montagne :

- Berne
- Lugano
- Château-d'Oex

Les données météorologiques proviennent de Météonorm.

Bâtiments de référence

Deux typologies de bâtiments ont été sélectionnées afin de simuler les performances des installations techniques avec des besoins de chaleur de différents ordres de grandeur. Les deux affectations retenues sont les suivantes :

- Habitat individuel
- Bâtiment administratif

Les gains internes ou externes ainsi que les pertes thermiques sont pris en compte dans le modèle du bâtiment.

Maison individuelle

L'architecture de la maison individuelle est identique à celle utilisée durant la Tâche 32 de l'AIE, programme Solar Heating and Cooling 0. La surface de référence énergétique est de 140m². La surface vitrée par façade, représente 25% de la façade Sud, 10% de la façade Est et Ouest et 6% de la façade Nord. Le Tableau 2 résume les principales caractéristiques de l'enveloppe de ce bâtiment.

Elément de l'enveloppe du bâtiment	Valeur U [W/m ² .K]
Mur extérieur	0.49
Plancher	0.56
Toit	0.38
Fenêtre avec cadre	2.70

Tableau 2 : Récapitulatif des coefficients U de la maison individuelle

La demande en chauffage est de 14'300, 10'900 et 18'900 [kWh] pour respectivement Berne, Lugano et Château-d'Oex.

Bâtiment administratif

Les murs sont construits en maçonnerie de moellons d'une épaisseur de 60 cm. La valeur U moyenne est de 1.3 [$\text{W/m}^2\text{K}$]. Les fenêtres ont des vitrages doubles isolants (valeur U = 1.4 $\text{W/m}^2\text{K}$). Les gains internes sont estimés à 20 [W/m^2]. Le Tableau 3 résume les principales caractéristiques de l'enveloppe de ce bâtiment.

Elément de l'enveloppe du bâtiment	Valeur U [$\text{W/m}^2\text{K}$]
Mur extérieur	1.3
Plancher	1.1
Toit	1.1
Fenêtre avec cadre	1.4 à 3

Tableau 3 : Récapitulatif des coefficients U du bâtiment administratif

La SRE est de 911 m^2 avec une demande en chauffage de 119'600, 87'700 et 162'300 [kWh] pour respectivement Berne, Lugano et Château-d'Oex.

Profil de besoins en eau chaude sanitaire

Les horaires de soutirage et la part d'eau soutirée au cours d'une journée sont repris de 0 pour la maison individuelle, soit 200 litres par jour. Pour le bâtiment administratif, la norme SIA 380/1 permet de définir une quantité de 355 litres par jour. Le débit est égal à 600 litres par heure à chaque soutirage. La température d'entrée d'eau froide est de 12 [$^{\circ}\text{C}$] et la température mitigée est de 50 [$^{\circ}\text{C}$]. Ainsi, l'énergie quotidienne est de 8,8 [kWh] et de 15,7[kWh] pour respectivement la villa et l'administratif.

Paramètres généraux des installations simulées

La Figure 1 indique les principaux composants des installations étudiées. Le Tableau 4 et le Tableau 5 précisent les valeurs de paramètres utilisées dans les simulations pour la maison individuelle et le bâtiment administratif.

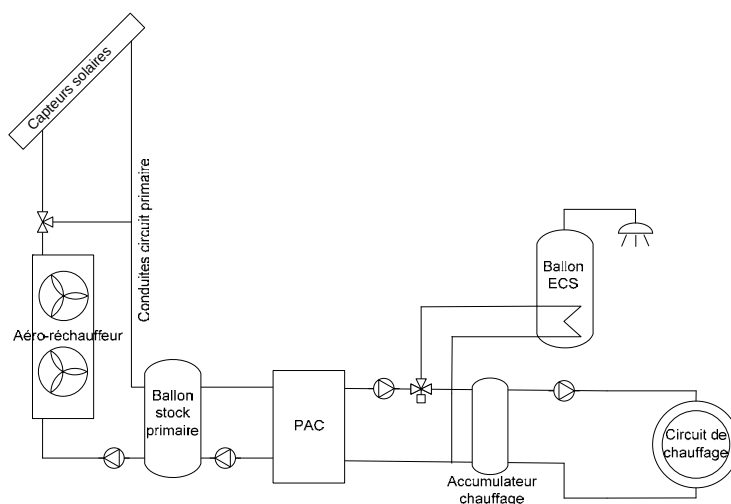


Figure 1 : Schéma de principe d'une installation simulée

Variante de l'installation	Capteurs solaires	Conduites solaires	Stock du circuit primaire	Ballon d'ECS	Accumulateur pour le chauffage 0	Circulateurs
S1air	10 et 20 m ²	-	-	300 [litre]	200 [litre]	50 [W]
S1		L = 2 x 15 [m] Ø = 25 [mm] U = 2,7 [W/m ² .K]	-	300 [litre]		
S2			-	600 [litre]		
S2bis			-	600 [litre]		
S3			500 [litre]	300 [litre]		

Tableau 4 : Paramètres utilisés dans les simulations pour la maison individuelle

Variante de l'installation	Capteurs solaires	Conduites solaires	Stock du circuit primaire	Ballon d'ECS	Accumulateur pour le chauffage 0	Circulateurs
S1air	50 et 100 m ²	-	-	300 [litre]	2'000 [litre]	500 [W]
S1		L = 2 x 40 [m] Ø = 52 [mm] U = 1,1 [W/m ² .K]	-	300 [litre]		
S2			-	1'200 [litre]		
S2bis			-	1'200 [litre]		
S3			5'000 [litre]	300 [litre]		

Tableau 5 : Paramètres utilisés dans les simulations pour le bâtiment administratif

Dans les variantes S2 et S2bis, le volume du ballon d'ECS est plus important que pour les autres variantes. En effet, il y a un stockage solaire directement dans cette cuve pour ces deux types d'installations.

Pompe à chaleur (PAC)

Les performances des pompes à chaleur sont données par le WPZ (Wärmepumpen-Testzentrum) avec des températures de fonctionnement variant de -5 à +5 [°C] pour le circuit primaire (évaporateur) et de 35 à 50 [°C] pour le circuit du condenseur 0 (circuit secondaire). Dans la réalité, il y a une plage de température plus importante. Pour couvrir ces valeurs, une extrapolation linéairement des COP a été effectuée pour des températures de -20 à +30 [°C] et de +20 à +80 [°C] respectivement pour les circuits primaire et secondaire. Cette extrapolation linéaire est effectuée dans un premier temps pour les températures W35 et W50 de B-20 à B30. Ensuite, il y a de nouveau une extrapolation linéaire pour les températures B-20, B-10, B0, B15, B30 de W20 à W80. La Figure 2 représente les différentes courbes du COP pour une PAC. Les parties en traits pleins représentent la zone des mesures réalisées par le WPZ. Les traitsillés représentent les valeurs extrapolées.

Il est à noter que pour la température W80, le COP extrapolé devrait être inférieur à 1. Cette valeur n'étant pas réaliste, le COP a été fixé à 1. Toutefois, le but de ce projet est de comparer plusieurs systèmes avec un même type de PAC et non de comparer les pompes à chaleur entre elles.

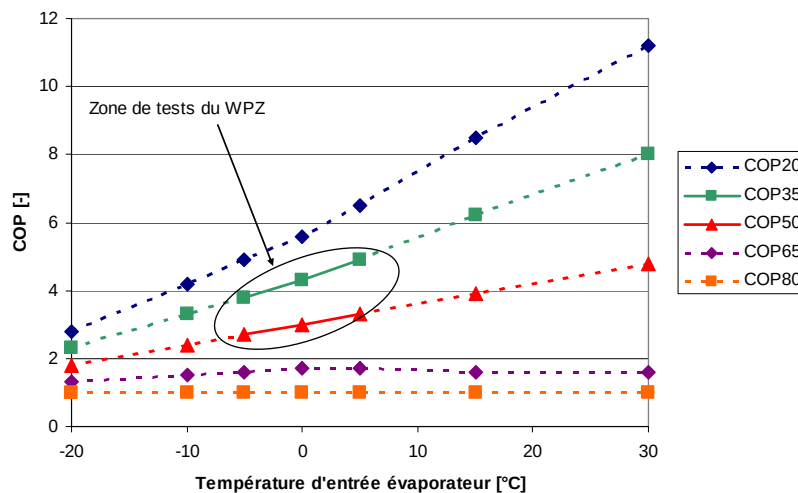


Figure 2 : Interpolation du COP pour différentes températures de fonctionnement pour une PAC type. COP20 = W20 ; CPO80 = W80

Aéro-réchauffeur

La modélisation de l'aéro-réchauffeur a été réalisée dans TRNSYS avec un échangeur de chaleur ayant comme paramètre un coefficient d'échange de chaleur en W/K 0. Dans cette étude, les cycles de dégivrage de l'aéro-réchauffeur n'ont pas été modélisés. Effectivement, il n'existe pas de modèle dans TRNSYS permettant de simuler le phénomène complexe du givrage qui dépend de la température et du taux d'humidité dans l'air. Cette simplification entraîne une augmentation du COP par rapport à la réalité car les cycles de dégivrage engendrent une consommation d'énergie supplémentaire.

Capteurs solaires

Nous avons pris en compte 4 types de capteurs différents :

- à air ($\eta_0 = 0,8$; $a_1 = 16,7$; $a_2 = 0$) 0
- plan vitré (n° SPF C303)
- non vitré (n° SPF C420)
- à tubes sous vide (n° SPF C815)

Définitions du coefficient de performance annuel COP_a

Il est possible de définir les différents coefficients annuels de performance suivants :

- $COP_{a,PAC}$ (coefficient de performance annuel de la PAC). Ce coefficient est calculé uniquement avec l'énergie fournie par le condenseur divisé par l'énergie électrique demandée par le compresseur.

$$COP_{a,PAC} = \frac{Q_{condenseur}}{W_{élect,compresseur}} \quad (1)$$

- $COP_{a,Global}$ (coefficient de performance annuel global). Le calcul de ce coefficient est réalisé en divisant la demande en chaleur ($Q_{ECS} + Q_{chauffage}$) par la consommation totale d'électricité de la PAC, de l'aéro-réchauffeur et des différents circulateurs, hormis celui de la boucle de chauffage qui est de toute façon nécessaire dans une installation avec chaudière.

$$COP_{a,Global} = \frac{Q_{ECS} + Q_{Chauffage}}{W_{élect,compresseur} + W_{élect,aéro-réchauffeur} + W_{élect,circulateurs}} \quad (2)$$

Avec :

$Q_{condenseur}$ = énergie thermique fournie par la PAC pour le chauffage et l'ECS

$Q_{Chauffage}$ = énergie thermique pour le chauffage

Q_{ECS} = énergie thermique pour l'ECS (pertes du ballon ECS comprises)

$W_{élect,compresseur}$ = énergie électrique fournie au compresseur de la PAC

$W_{élect,aéro-réchauffeur}$ = énergie électrique fournie au moteur de l'aéro-réchauffeur

$W_{élect,circulateurs}$ = énergie électrique fournie aux circulateurs

Seul le $COP_{a,Global}$ est représentatif de la performance de l'installation dans sa globalité. Il permet une comparaison entre les différents systèmes et il est directement lié à la consommation totale d'électricité.

Analyse énergétique

La Figure 3 présente les résultats des COP_a pour la maison individuelle et le climat de Berne.

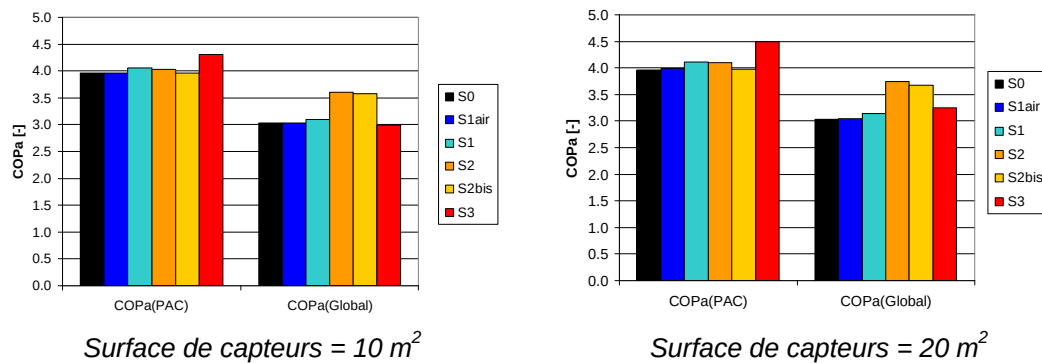


Figure 3 : COP pour le climat de Berne et la maison individuelle avec 10 et 20 m² de capteurs solaires plans vitrés

Le gain constaté sur le $COP_{a,PAC}$ est faible sauf pour la variante S3 qui possède un stock tampon sur le circuit primaire. Sans ce stock tampon, les capteurs solaires sont peu utilisés puisqu'en cas de beau temps, la demande en chauffage est faible. Le $COP_{a,Global}$ montre que les installations avec le solaire direct pour l'eau chaude sanitaire assurent un gain important. Pour les autres climats, Lugano et Château-d'Oex, les résultats sont similaires.

Pour le bâtiment administratif, la faible part de la demande d'énergie pour l'ECS vis-à-vis de la demande en chauffage entraîne un moindre intérêt pour les variantes avec le solaire direct (S2 et S2bis)

Comparaison selon le type de capteurs

La comparaison a été réalisée avec les trois types de capteurs : plan vitré (V), plan non vitré (NV) et à tube sous vide (TSV). Cette analyse a été effectuée pour les installations S2 et S3, car le capteur à air (S1air) et la variante S1 ne semblent pas donner de gain intéressant par rapport à la variante S0.

La Figure 4 présente les COP pour Berne et la maison individuelle. Dans la légende, "10 m² V" signifie 10 m² de capteurs plans vitrés. NV et TSV sont les abréviations pour respectivement non vitré et tube sous vide.

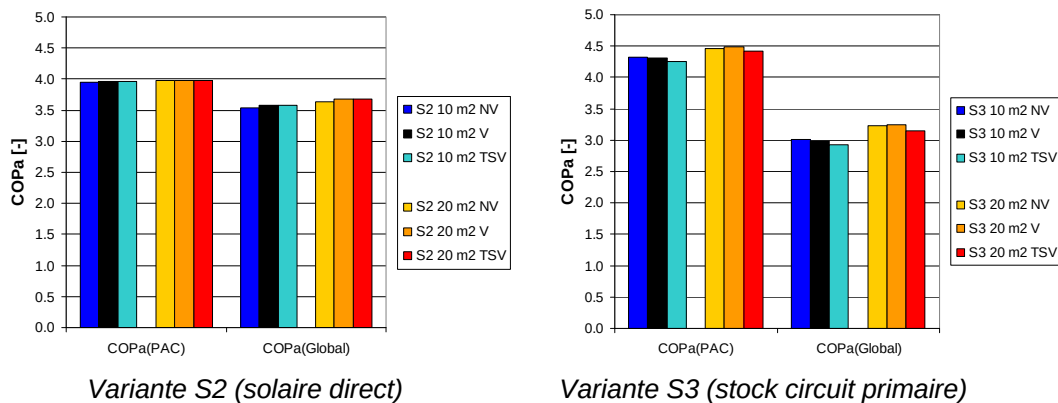


Figure 4 : COP pour le climat de Berne et la maison individuelle avec 10 et 20 m² de capteurs solaires

Que ce soit pour les 3 climats et les deux types de bâtiments, les différences entre les types de capteurs sont similaires et du même ordre de grandeur. Le capteur à tubes sous vide est légèrement moins performant que les capteurs plans vitrés ou non vitrés. En effet, les capteurs plans vitrés ou non ont de bonnes performances pour les basses températures telles que celles rencontrées dans cette étude.

Mix entre les variantes S2 et S3

La variante S2+S3 permet en été de fonctionner directement au solaire et en hiver d'avoir un stock d'énergie sur le circuit primaire (Figure 5).

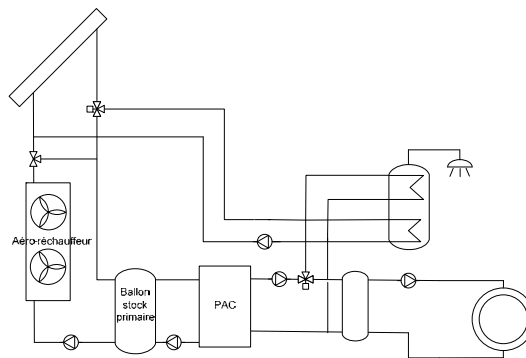
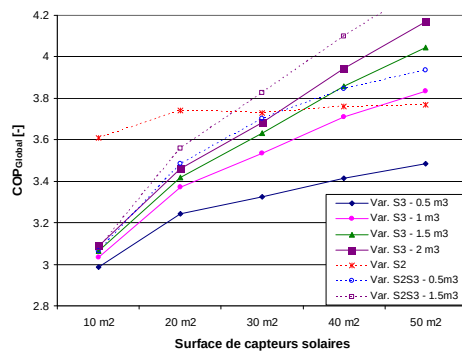
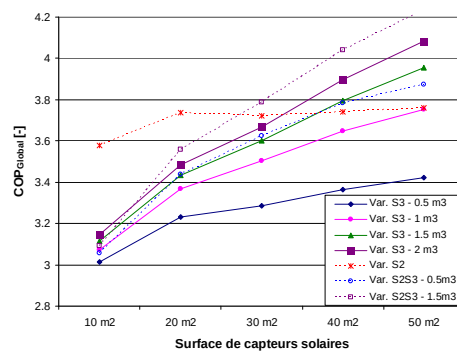


Figure 5 : Schéma de principe de la variante S2+S3

Pour des surfaces de capteurs entre 10 et 20 m², les simulations ont donné des performances comprises entre celles des variantes S2 et S3 avec un faible gain pour 10 m². En effet, avec ces 10 m² il n'y a pas assez de réserve de surface pour fournir de l'énergie au stock primaire et au ballon d'ECS. Pour des petites surfaces de capteurs (10 à 20 m²), la surconsommation de l'aéro-réchauffeur pénalise S2+S3 par rapport à la variante S2. Pour les surfaces de capteurs plus importantes, la diminution du nombre d'heures de fonctionnement de l'aéro-réchauffeur permet d'obtenir des COP_{a,Global} plus élevés que pour la variante S2.



Capteurs plans vitrés



Capteurs plans non vitrés

Figure 6 : Evolution du COP global en fonction de la surface de capteurs et des variantes (climat de Berne)

Analyse économique

Dans cette partie, les variantes S1air et S1 ont pas été prises en considération car ces dernières ne semblent pas offrir de potentiel énergétique intéressant. Les variantes S0, S2, S3 et S2+S3 sont étudiées. Même si la variante S3 n'est pas la plus performante, il semble qu'elle offre un certain potentiel d'optimisation. Ces installations sont comparées également avec une chaudière à mazout.

Les coûts sont relatifs aux prix catalogue de différents fournisseurs 0 à 0. Comme le but de cette étude est de comparer différentes installations pour la rénovation, nous ne tenons pas compte des plus-values dues à la fabrication du canal de cheminée, à la citerne à mazout et au volume supplémentaire nécessaire pour la citerne et le local chaufferie. De plus, nous ne prenons pas en compte les coûts, liés aux parties communes à toutes les installations (par exemple : circuit de chauffage). Les coûts liés à l'exploitation sont comptabilisés (consommations et entretien) ainsi que les coûts de montage des capteurs solaires.

Il est à noter que le prix du mazout au moment de l'étude (122 CHF/100 litres – valeur en mai 2008) a eu une forte influence sur le coût annuel puisqu'il représente environ les 2/3 du coût annuel global alors que pour la pompe à chaleur sans capteurs solaires (variante S0) le prix lié à la consommation électrique totale est équivalent à un tiers. Nous avons choisi comme hypothèse une durée de vie de l'installation de 15 ans avec un taux d'intérêt fixe de 4,87% (UBS juillet 2008).

La Figure 7 présente l'évolution du coût annuel selon les variantes utilisées et la surface de capteurs. Les capteurs plans vitrés sont en trait pleins alors que les non vitrés sont en pointillés. D'un point de vue coût, la variante S0 est celle qui est la plus avantageuse. Dans cette figure, le coût annuel est calculé en additionnant les annuités liées à l'investissement de départ, l'entretien et la consommation d'énergie.

Coût annuel = annuité + entretien + consommation d'énergie

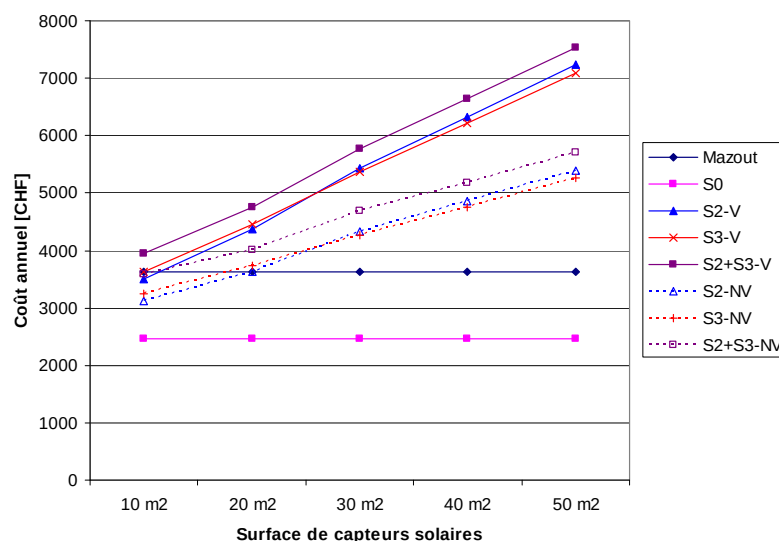


Figure 7 : Evolution du coût annuel en fonction des surfaces de capteurs solaires et des variantes pour la maison individuelle, climat de Berne. V=plan vitré ; NV=plan non vitré

Dans ce graphique, les subventions n'ont pas été prises en compte, qu'elles soient liées aux capteurs solaires ou à la PAC (Genève). En effet, les subventions étant différentes d'un canton à l'autre, il est difficile d'établir une comparaison pour chaque cas. Les capteurs plans vitrés sont énergétiquement légèrement plus performants que les plans non vitrés. D'un autre côté, le bas prix de ces derniers entraîne un coût annuel plus intéressant que pour les capteurs plans vitrés et à fortiori que pour les tubes sous vide.

Il est possible d'analyser le prix du kWh utile pour comparer financièrement les variantes étudiées. Le kWh "utile" est défini par la demande en chauffage additionnée à celle pour l'ECS. Les tableaux 6 et 7 montrent un exemple du prix du kWh utile, pour la variante S0 (PAC sans solaire) et la variante S2 (variante économiquement la plus performante avec une surface de capteurs de 10 m²), pour les différents climats.

	Demande		Coût annuel [CHF]	Prix du kWh "utile" [CHF]
	Chauffage [kWh]	ECS [kWh]		
Berne - Maison individuelle	14'300	3'250	2'390	0.136
Lugano - Maison individuelle	10'900	3'250	2'200	0.155
Château-d'Oex - Maison individuelle	18'900	3'250	2'680	0.121

Tableau 6 : Coût du kWh "utile" pour la variante S0

	Demande		Coût annuel [CHF]	Prix du kWh "utile" [CHF]
	Chauffage [kWh]	ECS [kWh]		
Berne - Maison individuelle	14'300	3'250	3'130	0.178
Lugano - Maison individuelle	10'900	3'250	2'940	0.208
Château-d'Oex - Maison individuelle	18'900	3'250	3'400	0.153

Tableau 7 : Coût du kWh "utile" pour la variante S2 avec 10m² de capteurs plans non vitrés

Conclusion

Dans cette étude, les performances d'une pompe à chaleur standard ont été comparées à celles d'une PAC couplée avec différents types d'installations solaires thermiques.

Il ressort de cette étude que le couplage d'une installation de type S2 avec 20m² de capteurs solaires thermiques améliore les performances globales par rapport à une PAC traditionnelle (S0) de 15% pour le climat de Château-d'Oex à 36% pour le climat de Lugano (COP_{a(Global)}).

Toutefois, ces résultats doivent être relativisés, si on tient compte du coût de l'investissement de l'installation solaire. En effet, la PAC sans solaire thermique (S0) est la plus rentable financièrement puisque le coût du kWh utile est le plus bas. Par exemple, avec une PAC (S0) pour une maison individuelle à Berne, le kWh utile est inférieur de 7 cts/kWh par rapport à la variante S2 avec 10 m² de capteurs solaires thermiques non vitrés (Tableaux 6 et 7).

Il faut rappeler que dans cette étude, l'effet des cycles givrage/dégivrage n'a pas été inclus au niveau de la simulation car il n'existe pas de modèle à disposition. Il est donc délicat de comparer précisément les résultats des variantes entre eux. Cependant, la surconsommation d'électricité pour les cycles de dégivrage ne représente qu'environ 10% de la consommation totale de la PAC.

Pour terminer, il faut rappeler que ces résultats ne sont que le fruit de simulations sans d'aucune mesure expérimentale.

Références

- [1] O. Kara, K. Ulgen, A. Hepbasli : Exergetic assessment of direct-expansion solar-assisted heat pump systems: Review and modelling, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12 (2008), p. 1383-1401.
- Huang, J. P. Lee et al. : *Heat pipe enhanced solar assisted heat pump water*, *Solar energy*, 78 (2005), p. 375-381.
- Anderson, T. N and G. L. Morrison : *Effect of load pattern on solar-booster heat pump water heater performance*, *Solar Energy*, 81(2007), p. 1386-1395.
- V. Trillat-Berdal, B. Souyri, G. Achard : *Coupling of geothermal heat pumps with thermal solar collectors*, *Applied Thermal Engineering*, 27 (2007), p. 1750-1755.
- S Citherlet, J. Bony, B. Nguyen : Analyse des performances du couplage d'une pompe à chaleur avec une installation solaire thermique pour la rénovation, Rapport final OFEN, 2008.
- R. Heimrath M. Haller : *The Reference Heating System, the Template Solar System*, report of IEA SHC task 32, (2007).
- R. Payot : *Projet de rénovation de la Maison des Associations*, travail de diplôme HEIG-VD (2007).
- C. Brunner, N. Herzog : *Conditionnement des locaux : études de cas*, Programme RAVEL.

U. Frei, P. Vogelsanger, D. Homberger : *Domestic hot water systems: testing, development, trends*, Eurosun (2000).

Bulletin du WPZ, édition 02-2007.

TRNSYS, manuel de référence, University of Wisconsin.

<http://www.solarenergy.ch/>

Søren Østergaard Jensen, M. Bosanac : *Connectable solar air collectors*, Solar Energy Centre Denmark, Danish Technological Institute, (février 2002).

Pompe à chaleur, Planification, construction et exploitation des installations de pompes à chaleur électriques, RAVEL (cahier3).

L'énergie thermique dans le bâtiment, norme SIA 380/1.

W. Streicher et al. : *Simulation models of PCM storage units*, Report C5 of Subtask C from IEA SHC Task32, (2007).

S. Citherlet, J. Bony, System Simulation Report C6.1 of Subtask C from IEA SHC Task32, (2007).

J. Bony, S. Citherlet, Rapport Power-PCM, OFEN, (2008).

Catalogue AGENA, Moudon (2007).

Catalogue Güntner, Allemagne (2007).

Offre Viessmann, Chavornay (2008).

Offre Kapag, Zumikon (2008).

Jörg Marti
M.Sc. ET
Vela Solaris AG
Stadthausstr. 125
CH-8400 Winterthur
joerg.marti@velasolaris.com
www.velasolaris.com

Simulation von Wärmepumpensystemen in Polysun

Zusammenfassung

Polysun ist ein Programm zur Simulation von Heizungssystemen. Mittels eines Zeitschrittverfahrens werden in der dynamischen Simulation alle relevanten Systemparameter aufgrund von statistischen Wetterdaten im Verlaufe eines Referenzjahres berechnet. Einerseits zeichnet sich Polysun aus durch seinen physikbasierten und modularen Ansatz, der eine beliebige Anordnung der Systemkomponenten erlaubt, andererseits durch die Komponentenkataloge, welche eine grosse Anzahl kommerziell erhältlicher Komponenten enthält.

Als zusätzliche Heizquellen sind nun auch Luft/Wasser-, Wasser/Wasser- und Sole/Wasser-Wärmepumpen in Polysun integriert worden. Als Wärmequellen sind die Umgebungsluft, das Erdreich und das Grundwasser implementiert. Somit können die verschiedenen Möglichkeiten des Einsatzes von erneuerbaren Energiequellen berechnet und optimiert werden.

Aus Messwerten des COP (gem. EN 255 und 14511) von Wärmepumpen werden durch lineare Interpolation der entsprechende Gütegrade die COP-Werte für beliebige Quellen- und WP-Austrittstemperaturen berechnet und die elektrische Leistungsaufnahme interpoliert. Die dynamische Simulation der Erdwärmesonde wird mit dem Algorithmus aus dem Programm EWS (Berechnungsmodul für Erdwärmesonden 1997) durchgeführt. Die Grundwassersonden werden aufgrund der Erdreichtemperaturen simuliert.

Abstract

Polysun is a software program for the simulation of heating systems. The simulation kernel applies a time stepping algorithm and dynamically calculates all relevant system parameters over a one year period, based on statistical weather data. On the one hand Polysun draws out by physics-based simulation scheme and its modularity, which allows any arrangement of the system components. On the other hand, Polysun offers a unique set of component catalogues which cover a large number of commercially available system components.

Three kinds of heat pumps have been integrated in Polysun, namely the air/water, water/water and brine/water heat pumps. Furthermore, the relevant heat sources have been implemented, namely ambient air, soil and groundwater. In consequence, Polysun now covers a larger, and almost complete, range of renewable energy systems.

Simulation parameters are the measured heat pump COP values (in accordance with EN 255 and 14511). A linear interpolation scheme has been developed in this project in order to simulate systems for arbitrary source and heat pump temperatures and to interpolate the power consumption.

For the dynamic simulation of the ground source heat pump, the numerical algorithm from the Program EWS (calculation module developed in 1997) has been integrated into Polysun. Groundwater probes are calculated with respect to the soil temperatures.

Einleitung

Polysun ist ein etabliertes Programm zur Simulation von hydraulischen Energie-Systemen. Es bietet ein modulares Konzept zum Aufbau von Heizungsanlagen, welches in seiner Flexibilität nur von akademischen Werkzeugen wie TRNSYS erreicht wird. Im Gegensatz zu TRNSYS ist Polysun von seiner Bedienerfreundlichkeit jedoch auf die Beratertätigkeit in der Praxis ausgerichtet. Die Software bietet den Experten grosse Freiheit im Anlagendesign; insbesondere können die hydraulischen Komponenten mittels einer graphischen Benutzeroberfläche platziert und beliebig kombiniert werden [1]. Polysun hat im Bereich Solarthermie bereits einen breiten Benutzerkreis gefunden und wurde nun für um die nötigen Komponenten für Wärmepumpenanwendungen erweitert.

Ausgangslage

Die Grundsteine von Polysun wurden am Institut für Solartechnik SPF in Rapperswil gelegt. Seit 2007 wird das Programm nun von dem Spin-Off Vela Solaris weiterentwickelt und auch in Bereichen ausserhalb der Solarthermie erweitert. Im Jahr 2008 hat Vela Solaris mit der Unterstützung des BFE und in Zusammenarbeit mit Huber Energietechnik ein Projekt [2] zur Integration von Wärmepumpen und Geothermie gestartet. Dabei wurden für die folgenden Komponenten in der Simulation abgebildet:

- Luft/Wasser-Wärmepumpe
- Wasser/Wasser- bzw. Sole/Wasser-Wärmepumpe
- Erdwärmesonde
- Grundwassersonde

Polysun bietet dafür eine ideale Grundlage:

- Dynamische Simulation von Hydrauliken mittels Zeitschrittverfahren
- Datenbanken für Systemkomponenten und Systemvorlagen

- Weltweite Wetterdaten, welche für die Berechnung der Heizlast sowie für die Auslegung von Luft-Wasser Wärmepumpen wichtig sind
- Steuerungen werden in Polysun ebenfalls realitätsnahe abgebildet
- Polysun beinhaltet eine integrierte Gebäudesimulation zur Bestimmung der dynamischen Gebäudelast
- Der Funktionsumfang in Polysun umfasst bereits alle wichtigen Komponenten einer Heizungsanlage (Speicher mit Schichtenmodell, Kessel, Pumpen, Wärmetauscher, Mischventile, Regelungen, Gebäude).
- Im Baukastenprinzip können Anlagenkomponenten zusammengestellt und parametrierbar werden
- Ein breites Spektrum von bewährten Anlagenkonzepten wird ausserdem als Vorlagensammlung mitgeliefert
- In einer ansprechenden graphischen Benutzeroberfläche wird eine vielfältige Palette von Resultaten zur Visualisierung angeboten

Methodik

Integration in Polysun

Die Wärmepumpen, Erdwärme- und Grundwassersonden sind als eigenständige Komponente für die Simulation implementiert. Diese lassen sich auf der Zeichenfläche platzieren und frei mit anderen hydraulischen Komponenten verbinden.

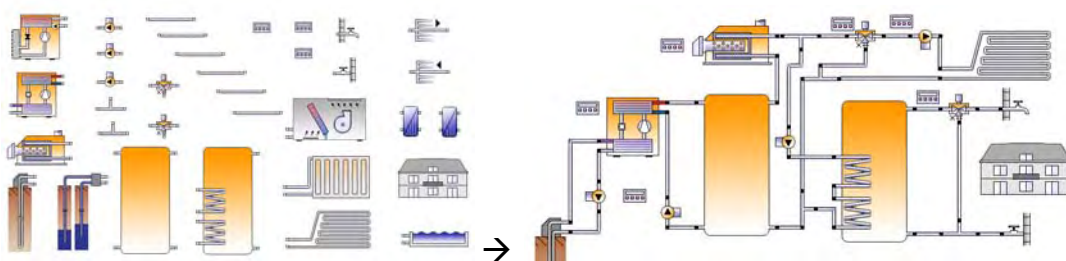


Bild 1: Modularer Aufbau der Komponente mit dem Polysun Designer

In der Simulation wird für jeden Zeitschritt aufgrund der Aussen- bzw. Soletemperatur und der Vorlauftemperatur die elektrische Leistungsaufnahme und die Wärmeabgabe der Wärmepumpe an den Kreislauf berechnet. Die bereits in Polysun vorhandenen statistischen Wetterdaten werden auch für die Berechnung der Heizlast verwendet. Bei der Erdwärmesonde werden die Wärmeleitung im Erdreich und der Wärmetransport aus der Sonde numerisch gelöst. Die Vorlauf- und Rücklauftemperaturen, sowie die Entzugsleistungen von Erdwärmesonden werden auf Minuten Basis gerechnet. Das Erdreich kann vertikal mit bis zu 10 verschiedenen Schichten definiert werden.

In den Resultaten werden elektrische Leistungsaufnahme, Wärmeabgabe an das Fluid, COP, Temperaturen (Minimal, Maximal und Durchschnitt), Entzugsarbeit auf Stunden, Monats und Jahresbasis angezeigt.

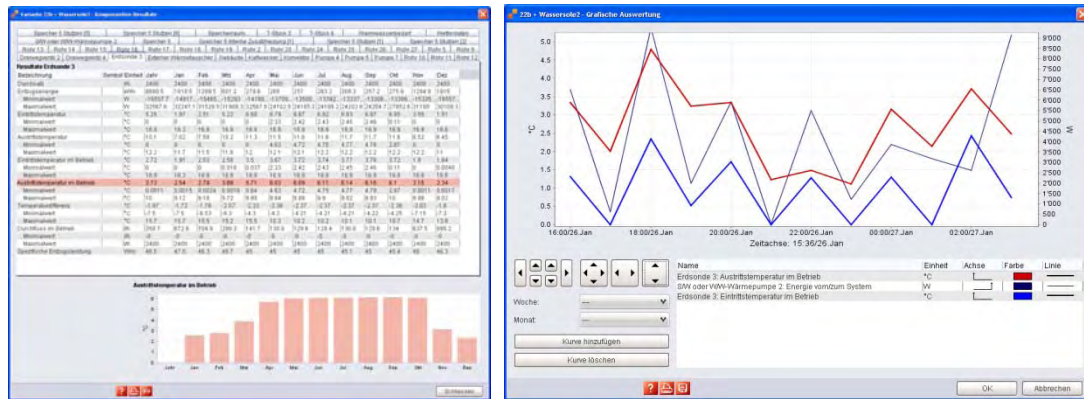


Bild 2: Verschiedene Resultatdarstellungen

Polysun-Komponente Luft/Wasser-Wärmepumpe

Aus Messwerten (EN 255 bzw. 14511) des COP von Luft/Wasser-Wärmepumpen werden durch lineare Interpolation der entsprechenden Gütegrade die COP-Werte für beliebige Aussenluft- und WP-Austrittstemperaturen berechnet. Die von der Wärmepumpe aufgenommene elektrische Leistung wird direkt durch lineare Interpolation der Messwerte in der Aussenluft- und der WP-Austrittstemperatur berechnet.

Als Ausgangswerte für die Interpolation dienen die standardisierten Messungen des WPZ (Wärmepumpen-Testzentrum) an Luft/Wasser-Wärmepumpen. Durch weitere Näherungen können Wärmepumpenkennwerte auch ausserhalb dieses gemessenen Bereichs ausgewertet werden. In Bild 3 ist ein Beispiel der interpolierten Werte zu sehen.

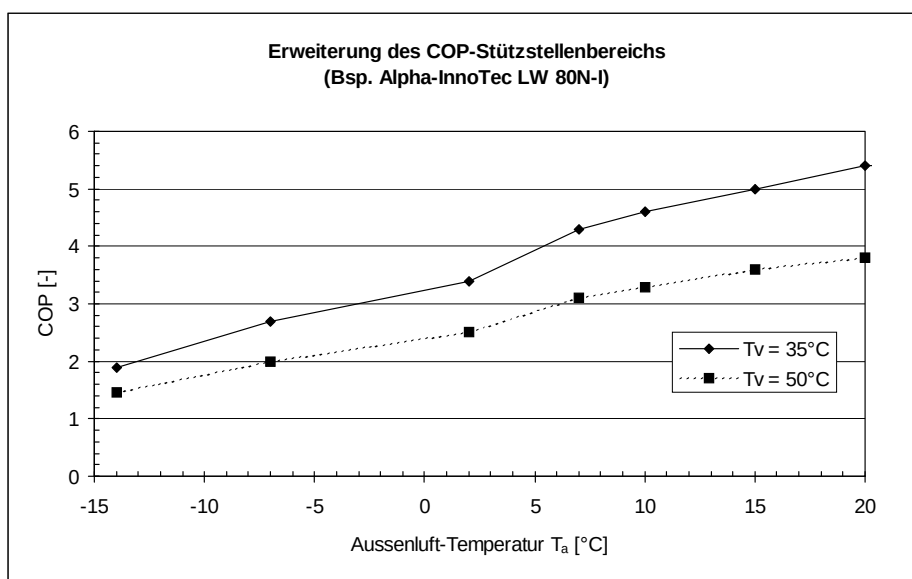


Bild 3: Beispiel für die Berechnung von weiteren Stützwerten in Ergänzung zum Messbereich mittels konservativen Abschätzungsmethoden

Polysun-Komponente Wasser/Wasser- und Sole/Wasser-Wärmepumpe

Als Grundlage für die WP-Datenbank in Polysun dienen wiederum die standardisierten Messungen des WPZ (Wärmepumpen-Testzentrum) an Sole/Wasser- und Wasser/Wasser-Wärmepumpen.

An den angegebenen Betriebspunkten werden die folgenden Messwerte erfasst: COP, abgegebene Heizleistung $\dot{Q}_H$ und elektrische Leistungsaufnahme P_{el} der Wärmepumpe. Diese Messungen werden durchgeführt bei einem konstanten Sole-Volumenstrom und einer konstanten Temperaturdifferenz T_{Nutzer} zwischen der Wärmepumpen Ein- und Austrittstemperatur des Heizkreisfluids.

Im Falle von 2-stufigen Wärmepumpen wird die Umschaltung zwischen den Stufen bereits in den Messungen erfasst. Die COP-Werte werden wieder durch Interpolation der entsprechenden Gütegrade bestimmt

Implementation und Numerik

Interpolation COP

Bei der indirekten Interpolation des COP wird der COP mit Hilfe des Gütegrades η_c berechnet. Der Gütegrad η_c selber wird dann mittels linearer Interpolation in den Variablen T_a und T_v berechnet. Dazu werden die COP-Messwerte umgerechnet in Gütegrade η_c , diese linear interpoliert in T_a und T_v und die Ergebnisse dann zurückgerechnet auf COP-Werte. Die verschiedenen Interpolationsmethoden wurden verglichen mit der Erkenntnis, dass die Interpolation des Gütegrades im Allgemeinen zu genaueren COP-Werten als die direkte lineare Interpolation der COP-Messwerte in T_a und T_v führt (Bild 4). Die elektrische Leistungsaufnahme P_{el} der Wärmepumpe wird aus den Messwerten direkt linear interpoliert als Funktion von Aussenluft-Temperatur T_a und WP-Austritts-Temperatur T_v .

In Bild 4 ist als Beispiel das Ergebnis gezeigt für die Berechnung des COP mittels linearer Interpolation des Gütegrades sowie als Vergleich dazu mittels direkter linearer Interpolation des COP zwischen den beiden eingezeichneten Messwerten. Zusätzlich ist die relative Abweichung der beiden Methoden dargestellt.

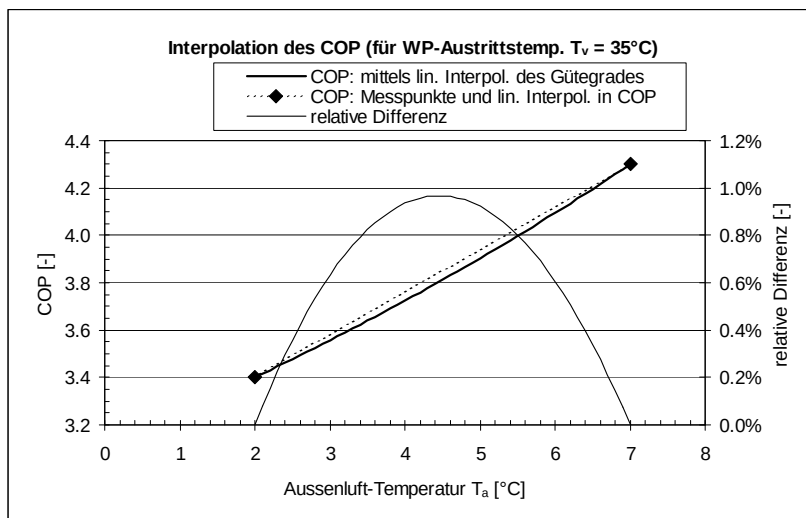


Bild 4: Berechnung des COP mittels linearer Interpolation des Gütegrades und Vergleich mit der linearen Interpolation des COP zwischen den beiden Messwerten sowie Darstellung der relativen Differenz der beiden Methoden.

Detaillierte Angaben zum Rechenmodell sind im Schlussbericht "Simulation von Wärmepumpen in Polysun 4" [2] ersichtlich.

Numerisches Modell für die Erdwärmesonde

Das mathematische Modell für die Erdwärmesonde wurde von dem Programm "EWS" [5] basierend auf den BFE Projekten "Berechnungsmodul für Erdwärmesonden" [3] und "Erweiterung des Programms EWS für Erdwärmesondenfelder" [4] übernommen.

Dieses Modell ist gut validiert und hat sich in der Praxis bestens bewährt. Durch die Kompatibilität mit dem Programm EWS gibt es mit Polysun die Möglichkeit EWS Projekt-Dateien direkt in Polysun einzulesen.

Der Algorithmus bietet die Möglichkeit einfach-U, doppel-U und koaxial Sonden zu berechnen. Es sind sowohl einzelne Sonden wie auch Sondenfelder simulierbar. Das Erdreich kann mit bis zu 10 Erdschichten definiert werden. Das Modell erlaubt auch die Berechnung von Systemen mit Freecooling oder Regeneration.

Polysun ruft den Sondenalgorithmus alle vier Minuten auf, was zu sehr genauen Endresultaten führt.

Eine genaue Beschreibung der Modelle ist in den oben genannten Publikationen ersichtlich.

Numerisches Modell für die Grundwassersonde

Das Modell deckt den Fall der Grundwasserförderung ab. Es wird angenommen, dass das Grundwasser in einer bestimmten Tiefe x die gleiche Temperatur hat wie das Erdreich in der gleichen Tiefe x .

Die Erdreichtemperatur (x,t) in Abhängigkeit der Tiefe x im Erdreich und der Zeit t ändert sich unter dem Einfluss des Jahreszeitverlaufs der Temperatur des Aussenklimas. Es werden folgende Näherungen getroffen:

- Der zeitliche Temperaturverlauf $(x=0,t)$ an der Erdoberfläche sei gegeben durch den Jahresverlauf der Aussenluft-Temperatur, welche in Polysun über die statistischen Wetterdaten bereits weltweit vorhanden sind.
- Das Maximum der Aussenluft-Temperatur werde Mitte Juli erreicht bzw. das Minimum Mitte Januar (dies trifft für europäische Klimazonen bis auf wenige Tage zu) und der Verlauf der Aussenluft-Temperatur sei sinus- bzw. cosinusförmig.

Detaillierte Angaben zum Rechenmodell sind im Schlussbericht *"Simulation von Wärmepumpen in Polysun 4"* [2] ersichtlich.

Beispiele

Um die Möglichkeiten der Simulationsrechnungen mit Polysun aufzuzeigen, sind anbei verschiedene Hydrauliken und Auslegungen gegenübergestellt.

Als Standort ist Winterthur definiert. Alle Varianten weisen denselben Energiebedarf von ca. 10'800kWh pro Jahr auf. Einzig die Wärmequelle und deren Dimensionierung wurden variiert. Die Simulationen wurden mit Polysun 5.0.0.5 durchgeführt.

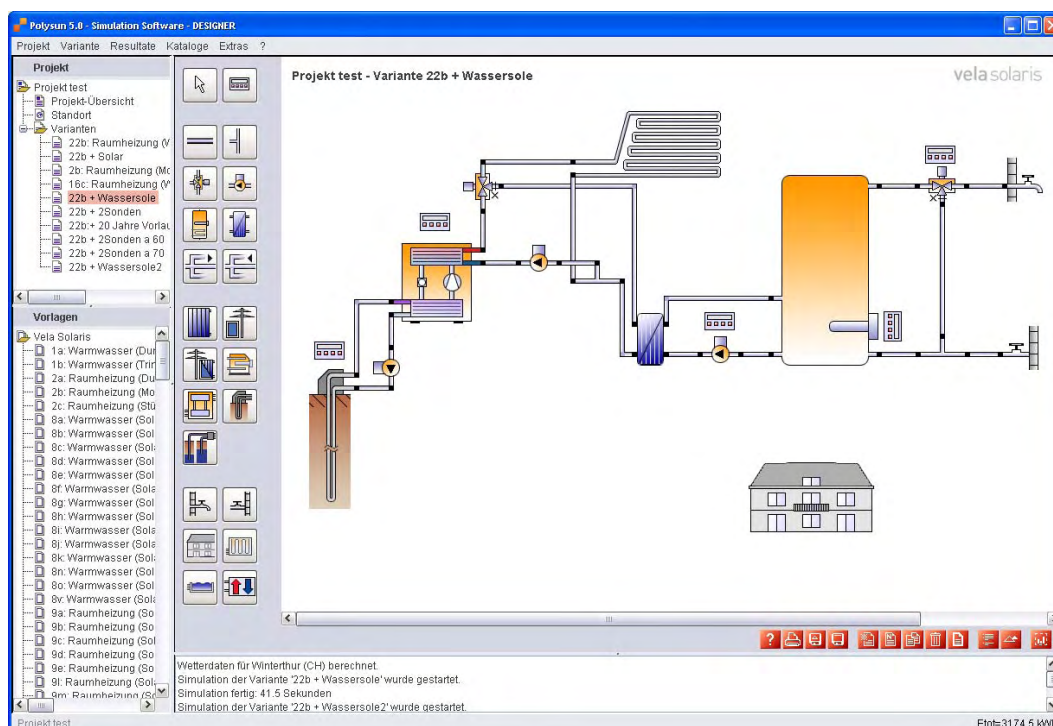


Bild 5: Benutzeroberfläche von Polysun 5.

Folgende Varianten wurden simuliert:

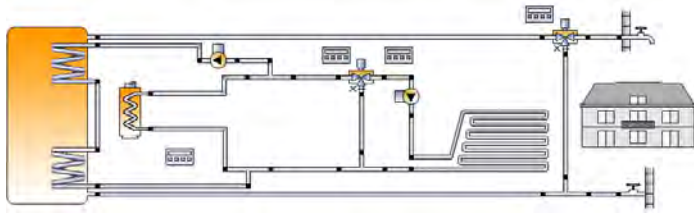


Bild 6: Referenzsystem mit Gastherme

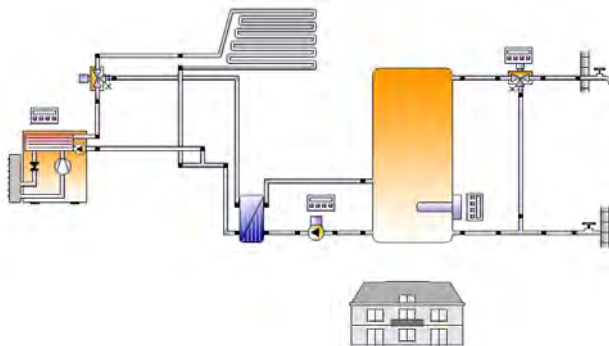


Bild 7: System mit Luft-Wasser Wärmepumpe

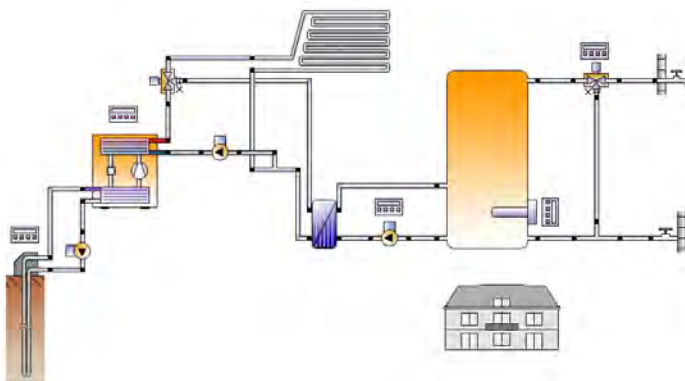


Bild 8: System mit Sole-Wasser Wärmepumpe

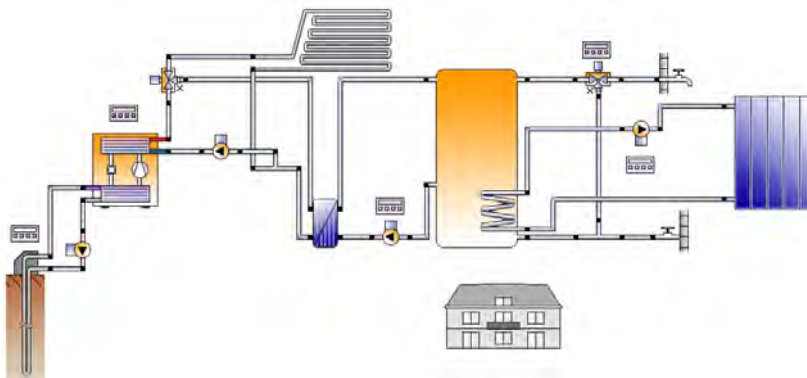


Bild 9: System mit Sole-Wasser Wärmepumpe und Solarkollektoren, siehe auch [6]

Dabei wurden folgende Variationen durchgerechnet:

Variante	Endenergie an das System [kWh]	JAZ der WP	Min. Quellentemp. [°C]
Referenzsystem mit Gastherme	14997		
L/W Wärmepumpe	4858	2.43	-10.4
S/W Wärmepumpe mit 120m Sonde	3208	4.24	-3.17
S/W Wärmepumpe mit 140m Sonde	3094	4.41	-1.60
S/W Wärmepumpe mit 2x60m Sonde	3230	4.22	-2.7
S/W Wärmepumpe mit 120m Sonde und 6 m ² Solarkollektoren	2273	4.48	-2.8
S/W Wärmepumpe mit 120m Sonde Simulation über 20Jahre	3274	4.16	-3.8

Tabelle 1: Vergleich verschiedener Wärmequellen mit Polysun

Das Beispiel zeigt auf, wie verschiedene Systeme verglichen und optimiert werden können. Hier sind nur einfache Systeme aufgeführt, Polysun lässt jedoch auch weitere Variationen zu, z.B. Systeme mit Grundwasserbrunnen, Regeneration von Sondenfeldern oder Freecooling. Mit Simulationen lassen sich die Erträge voraussagen, die Qualität der Systeme verbessern und das Vertrauen im Gespräch mit den Kunden fördern.

Schlussfolgerung

In dieser Arbeit wurde die Erweiterung der Simulationssoftware Polysun auf Anwendungen im Bereich Wärmepumpen präsentiert. Polysun ist im Bereich Solarthermie bereits weit verbreitet und sein Benutzerinterface entspricht auf hohem Niveau den Ansprüchen aus der Praxis.

Für den Einsatz als Planungswerkzeug wird der Validierung der numerischen Berechnungsmethoden zentrale Bedeutung beigemessen. Die Simulationsmodelle für Heizungssysteme wurden mit den Anwendungen aus der Solarthermie bereits breit abgestützt validiert [7, 8], und auch bei den neuen Modellen wurde mit dem Erdsonden-Simulationsmodell „EWS“ auf bewährte Softwarealgorithmen zurückgegriffen.

Diverse Features, welche in den anderen Anwendungsbereichen von Polysun bereits gereift sind, sind für Wärmepumpenanwendungen direkt anwendbar. Beispiele dazu sind die Rohrleitungsberechnung, die Modelle für Radiator- und Fussbodenheizung und das Polysun-Gebäudemodell.

Fazit: mit Polysun steht ein robustes Tool bereit, welches seine Praxistauglichkeit bereits bewiesen hat. Der Einsatz von Simulation von der frühen Planungsphase bis zur Systemanalyse und –optimierung bedeutet einen Gewinn an Professionalität und eine signifikante Zeitersparnis von der Offerte bis zur Ausführung.

Quellen

- [1] A. Mathez, Polysun 4: Simulation von Systemen mit komplexer Hydraulik, Tagungsband der Otti Solarthermie Konferenz, Mai 2007
- [2] J. Marti: Simulation von Wärmepumpen in Polysun 4, BFE Projekt, 2009
- [3] A. Huber, Berechnungsmodul für Erdwärmesonden, BFE Projekt, 1997
- [4] A. Huber, Erweiterung des Programms EWS für Erdwärmesondenfelder, BFE Projekt, 1999
- [5] A. Huber, Programm EWS zur Berechnung von Erdwärmesonden, Huber Energietechnik AG
- [6] A. Witzig, Systemoptimierung der Kombination von Solarkollektoren mit Wärmepumpenanlagen, Tagungsband der Otti-Solarthermie Konferenz, Mai 2008
- [7] M. Haller, Simulation von Öl-, Gas- und Pellet-Kessel in Kombination mit Solaranlagen, Tagungsband der Otti Solarthermie Konferenz, Mai 2008
- [8] S. Geisshüsler, Allgemein programmierbare Wärmequelle/-senke in Polysun 4, Tagungsband der Otti Solarthermie Konferenz, Mai 2008

Abkürzungsverzeichnis

Die im Bereich Wärmepumpe meist gebrauchten Abkürzungen sind nachfolgend alphabetisch aufgelistet

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

Nützliche Adressen

Leiter BFE-Forschungsbereich Wärmepumpen, WKK, Kälte

Andreas Eckmanns
Postfach
CH-3003 Bern
Tel. 031 322 54 61
andreas.eckmanns@bfe.admin.ch

Leiter BFE-Marktbereich Wärmepumpen, WKK, Kälte

Dr. Richard Phillips
Postfach
CH-3003 Bern
Tel. 031 322 47 56
richard.phillips@bfe.admin.ch

www.bfe.admin.ch oder www.energie-schweiz.ch: Alles über das Bundesamt für Energie und EnergieSchweiz (Informationen über Wärmepumpen-Forschung unter > Themen > Energieforschung > Organisation und Kontakte der Energieforschung > Wärmepumpen, WKK, Kälte)

www.waermepumpe.ch: Seiten des Bereiches, Infos über Forschung und Entwicklung, Pilot- und Demonstrationsprojekte

Programmleitung Forschung und Entwicklung

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

Fördergemeinschaft Wärmepumpen Schweiz FWS

Stephan Peterhans, Geschäftsführer, stephan.peterhans@fws.ch
Franz Beyeler, Leiter Informationsstelle, franz.beyeler@fws.ch

- Informationsstelle Wärmepumpen, Steinerstrasse 37, CH-3006 Bern, info@fws.ch
- Centre d'information pour les pompes à chaleur, Rue Saint-Roch 36, 1400 Yverdon-les Bains, info@pac.ch
- Centro d'informazione per le pompe di calore, Trevano, Casella postale 105, CH-6952 Canobbio, milton.generelli@supsi.ch

Internet: www.fws.ch, www.pac.ch, www.gsp-si.ch



Endlich dreht sich mal alles um mich
und Wärmepumpenanlagen

Zum guten Glück setzen immer mehr Menschen auf modernes und umweltschonendes Heizen mit Wärmepumpe und zertifiziertem Ökostrom. Am besten mit 1to1 energy water star. Der entsteht im Wasserkraftwerk Aarberg. **1to1 energy: über 130 regionale Energieversorger aus 12 Kantonen der Schweiz und dem Fürstentum Liechtenstein, die für zuverlässigen und effizienten Energieeinsatz eintreten. Darunter die BKW FMB Energie AG.**

