

# Värmepumpar i vattenburna värmesystem

**- Effektiva lösningar med värme och varmvatten  
vid konvertering av elvärmda småhus**

**Per Fahlén**

Installationsteknik  
Chalmers tekniska högskola AB  
Göteborg

## Förord

Detta arbete har utförts inom eff-Sys, energimyndighetens utvecklingsprogram *Effektivare kyl- och värmepumpssystem*. Programmet har pågått under en treårsperiod och startades i mars 2001 som en fortsättning på de tidigare kollektivforskningsprogrammen *Klimat 21* och *Alternativa köldmedier*. **eff-Sys** är ett samarbete mellan statens energimyndighet, fyra svenska högskolor, ett fyrtiotal företag inom kyl- och värmepumpsindustrin och ett flertal energiföretag. Målet är att programmet på lång sikt ska bidra till en nationell utveckling på kyl- och värmepumpsområdet som karakteriseras av en hög energieffektivitet och liten miljöpåverkan till en låg kostnad.

Projekt H23 ”**Värmepumpar i vattenburna värmesystem - Effektiva lösningar med värme och varmvatten vid konvertering av elvärmda småhus**”, vilket redovisas i denna rapport, har genomförts i nära samverkan med projekt H22 ”*Driftoptimering av värmepumpssystem*” (projektutförare SP Sveriges Provnings- och forskningsinstitut AB) och H24 ”*Spetsvärme för villavärmepumpar*” (projektutförare Vattenfall Utveckling AB). Merparten av de deltagande företagen har medverkat i två eller alla tre av projekten H22, H23 och H24.

Detta projekt, H23, har finansierats av statens energimyndighet, Boröpannan AB, Grundfos AB, IVT AB, Nibe AB, SP Sveriges Provnings- och forskningsinstitut AB, Thermia Värme AB, Thermopanel/Rettig Heating AB, Wilo AB samt av energiföretagen Göteborg Energi AB, Jämtkraft AB, Karlstads Energi AB, Lunds Energi AB, Sydkraft AB, Umeå Energi AB, Vattenfall AB och Öresundskraft via Elforsk (Svenska Elföretagens Forsknings- och Utvecklings AB).

Författaren vill tacka samtliga industrirepresentanter för den goda uppslutningen och det mycket aktiva och kreativa deltagandet vid alla projektmöten samt för allt materiellt understöd vid projektets genomförande.

# Värmepumpar i vattenburna värmesystem - Effektiva lösningar med värme och varmvatten vid konvertering av elvärmda småhus

## Sammanfattning

Ett hus med direktverkande elvärme kompletterades 1996 med en bergvärmepump, som värmer huset via en vattenvärmd fläktkonvektor. Mätningar visar att drifttiderna är korta, ner mot 5 min/start, startfrekvensen är hög, upp till 2,5 starter/h, och som konsekvens av detta blir framledningstemperaturen under drift onödigt hög. Dessutom reducerar parasiteffekter till värmebärarpump och konvektorfläkt värmepumpsystemets verkningsgrad. En uppgradering år 2000 av värmekällan, med återladdning av borrhålet från ett frånluftsbatteri, förvärrade situationen genom att höja köldbärartemperaturen och därmed värmepumpens värmeeffekt. Detta projekt har bedömt den möjliga besparingen genom bättre anpassning mellan avgiven effekt och behov till ca. 10 %. Anpassning nås antingen genom ackumulatortank eller också med kapacitetsreglering. En bättre styrstrategi och val av bästa pumpteknologi kan ytterligare reducera elbehovet med 10-20 %.

## Abstract

A house with direct-acting electric heating was retrofitted in 1996 with a ground-source heat pump, which heats the house via a single hydronic fan-coil. Measurements show that operating times are short, down to 5 min/start, starting frequency is high, up to 2.5 starts/h, and as a consequence the on-time supply temperature is unnecessarily high. Furthermore, parasitic drive powers to pumps and fans reduce the heat pump system efficiency. An upgrade in 2000 with an exhaust-air heat recovery coil aggravated the situation by raising the brine temperature and hence the capacity of the heat pump. The present study estimates possible gains to be around 10 % by better matching capacity and load by means of a buffer tank or capacity control. A different control strategy and state-of-the art pumps could reduce parasitic drive powers to pumps and fans and hence improve efficiency by a further 10-20 %.

*Keywords: control, efficiency, exhaust-air, fan, fan-coil, ground-source, GSHP, heat pump, heating system, hydronic, pump, recharging, sanitary hot water, storage tank, TES, thermal energy storage*

## Publications in English related to this report

Fahlén, P, Karlsson, F, 2003. Improving Efficiency of Hydronic Heat Pump Heating Systems<sup>[22]</sup>.

Karlsson, F, Fahlén, P, 2003. Energy saving potential of capacity controlled brine-to-water heat pumps<sup>[35]</sup>.

# Innehåll

<b>0</b>	<b>Beteckningar</b>	<b>5</b>
<b>1</b>	<b>Bakgrund och motiv för projektet</b>	<b>6</b>
<b>2</b>	<b>Syfte och mål</b>	<b>6</b>
<b>3</b>	<b>Forskare och industrirepresentanter som har deltagit i projektet</b>	<b>7</b>
<b>4</b>	<b>Projektets genomförande</b>	<b>9</b>
4.1	Kunskapsinhämtning	9
4.2	Förbättringspotential med effektivare pumpdrift	9
4.3	Förbättringspotential med ackumulatortank	9
4.4	Indirekt tappvattenvärmning	10
4.5	Erfarenheter från ett delkonverterat direktelvärt småhus	10
4.6	Resultatspridning	10
<b>5</b>	<b>Resultat</b>	<b>11</b>
5.1	Kunskapsläget	11
5.2	Effektivare pump- och fläktdrift	11
5.3	Rumsvärmare och deras reglering	16
5.4	Bufferttankar	24
5.5	Tappvattenvärmning	27
5.6	Systembeskrivning	31
5.7	Erfarenheter från ett delkonverterat direktelvärt hus	34
<b>6</b>	<b>Industriell relevans samt energi- och miljörelevans</b>	<b>42</b>
<b>7</b>	<b>Examina</b>	<b>42</b>
<b>8</b>	<b>Internationell samverkan</b>	<b>42</b>
<b>9</b>	<b>Diskussion och slutsatser</b>	<b>43</b>
9.1	Effektivare pumpar och fläktar	43
9.2	Bufferttank och/eller kapacitetsreglering	43
9.3	Tappvattenvärmning med integrerad värmevattenackumulator	44
9.4	Driftserfarenheter från ett konverterat eluppvärmt småhus	44
9.5	Ekonomi	45
<b>10</b>	<b>Spridning av resultat</b>	<b>47</b>
<b>11</b>	<b>Referenser</b>	<b>48</b>

## 0 Beteckningar

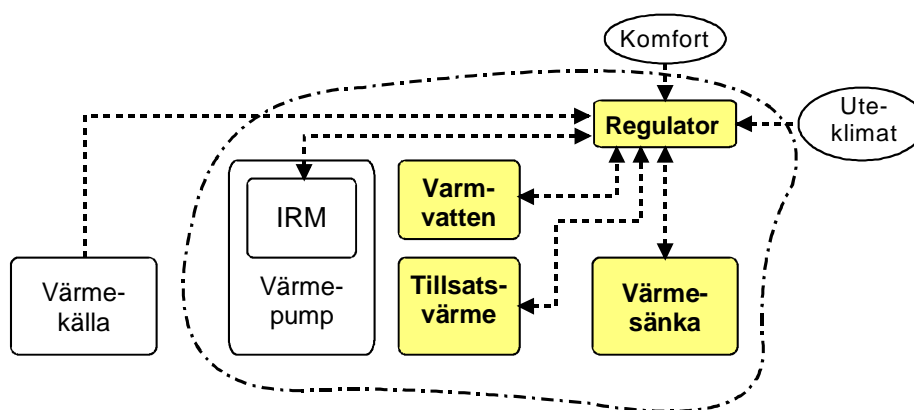
Storhetsbeteckningar ansluter sig till ISO-standard med undantag av flöden och effekter. Dessa betecknas enligt gängse vetenskapligt system med ISO-symbolen för energi, volym, massa etc. men med pricksymbolen för tidsderivata för att ange ”per tidsenhet” (t.ex.  $V$  = volym och  $\dot{V}$  = volymflöde,  $Q$  = värme och  $\dot{Q}$  = värme-flöde, värmeeffekt). I den mån index finns standardiserade används de svenska standarderna SS1897<sup>[55]</sup> och SS2620<sup>[57]</sup>.

Storheter	Enheter	Index
<i>Latinska symboler</i>		
$A$ area	[m <sup>2</sup> ]	$c$ cykel
$c$ specifik värmekapacitet	[J/kg/K]	$C$ Carnot
$C$ värmekapacitet ( $C = M \cdot c$ )	[J/K]	$e$ elektrisk
$\dot{C}$ värmekapacitetsflöde	[W/K]	$F$ frånluft
$COP$ värmefaktor	[-], [W/W]	$fk$ fläktkonvektor
$f$ frekvens	[1/s]	$från$ värmepump frånslagen
$K$ förlustfaktor ( $K = U \cdot A$ )	[W/K]	$hus$ hus
$M$ massa	[kg]	$in$ inlopp (till värmepump)
$N$ antal (”no. of transfer units”)	[-] [(W/K)/(W/K)]	$kb$ köldbärare
$Q$ värme (termisk energi)	[J]	$kv$ kallvatten
$\dot{Q}$ värmeeffekt (termisk effekt)	[W]	$l$ luft
$R$ relativ gångtid	[-], [s/s]	$m$ medel; motor
$t$ temperatur (Celsius)	[°C]	$p$ ”parasit”
$T$ temperatur (absolut)	[K]	$rv$ rumsvärmare
$U$ Värmegenomgångs- koefficient	[W/m <sup>2</sup> /K]	$tank$ ackumulatortank
$W$ arbete (mekanisk, elektrisk)	[J]	$till$ värmepump tillslagen
$\dot{W}$ effekt (mekanisk, elektrisk)	[W]	$tillskott$ tillskott (sol, internlast)
<i>Grekiska symboler</i>		$tu$ överföringsenheter (”transfer units”)
$\varepsilon$ värmeväxlareffektivitet	[-], [W/W]	$ut$ utlopp (till värmepump)
$\theta$ temperaturdifferens	[K]	$ute$ utomhus
$\tau$ tid	[s]	$va$ värmesystem
		$vb$ värmebärare
		$vp$ värmepump
		$vpa$ värmepumpsanläggning
		$vs$ värmesystem
		$vv$ varmvatten
		$1$ inlopp (till konvektor)
		$1$ kondensör
		$2$ utlopp (från konvektor)
		$2$ förångare

Referenser i löpande text anges med referensens ordningsnummer enligt referenslistan i slutet av rapporten satt inom [], t.ex. ... EN255-1<sup>[12]</sup> ...

# 1 Bakgrund och motiv för projektet

När värmepumpar arbetar med till-från reglering av effekten blir värmesystemets temperatur under tillperioden högre än det medelvärde som fordras om effekten tillförs kontinuerligt. Vid dellast med till-från reglering blir drifttiderna korta och startfrekvensen hög, vilket kan medföra en negativ inverkan på driftsäkerheten. Detta innebär också att systemverkningsgraden blir lägre än för ett system där värmepumpens effekt kontinuerligt anpassas till behovet. Problemet accentueras i system med små vattenvolymer, t.ex. så kallade ”minivattensystem” för konvertering av elvärmda småhus, och vid höga täckningsgrader. I övriga Europa har man generellt högre täckningsgrader än i Sverige där ekonomisk dimensionering varit prioriterad. Intresset för hög täckningsgrad, genom val av större värmepump och/eller uppgradering av värmekällan genom återladdning, ökar emellertid i Sverige p.g.a. hotande effektbrist (se projekt H24<sup>[10]</sup>).



Figur 1: Systemgräns och inriktning av forskningsuppgiften.

Problemställningen berör således kopplingen mellan värmepump, värmesystem och tappvattenvärmning samt hur olika styrning och dimensionering påverkar systemverkningsgraden, andelen distributionseffekt samt den erforderliga toppeffekten (jämför figur 1).

## 2 Syfte och mål

Eff-Sys projekt H23 avsåg att undersöka möjliga vinster genom bättre anpassning mellan tillförd effekt från värmepumpen och husets värmebehov med hjälp av ackumulatortank (projekt H23<sup>[21]</sup>) eller kapacitetsreglering (projekt H22<sup>[33]</sup>). Med ackumulatortank finns även möjligheter att på ett effektivt sätt värma tappvatten. Ett annat syfte var att värdera följderna av parasiteffekter till pumpar och fläktar och hur dessa påverkar systemverkningsgraden vid behovsanpassad effektstyrning.

*Delmål 1:* Litteraturoversikt.

*Delmål 2:* Redovisning av förbättringspotential vid användning av effektivare pumpar.

*Delmål 3:* Redovisning av förbättringspotential vid användning av ackumulatortank och jämförelse med kontinuerlig kapacitetsreglering.

*Delmål 4:* Redovisning av praktiska erfarenheter från en provinstallation i ett konverterat direktelvärt hus med minivattensystem.

*Delmål 5:* Resultatspridning: Minst ett konferensbidrag och en tidningsartikel.

Slutmålet var att få fram ett underlag för värdering av eventuella effektivitetsvinster med ackumulatortank och förbättrad pumpteknik samt en jämförelse med kontinuerlig kapacitetsreglering. Syftet med underlaget var att enkelt kunna värdera under vilka förutsättningar det är intressant att komplettera en värmepumpsanläggning med ackumulatortank och att få en sammanfattning av vilka för- och nackdelar detta kan ge. Ett annat syfte var att få praktiska erfarenheter av hur en standardanläggning med ”minivattensystem” kan förbättras genom uppgradering med ackumulatortank, effektivare pumpar och förbättrad behovsstyrning.

### **3 Forskare och industrirepresentanter som har deltagit i projektet**

Forskningsarbetet har genomförts av:

- Chalmers tekniska högskola AB, Installationsteknik, 412 96 GÖTEBORG.  
Per Fahlén: tel. 031-772 11 42, e-post per.fahlen@hvac.chalmers.se

Arbetet har skett i samråd med en projektgrupp bestående av följande organisationer och företag:

- Boröpannan AB, Bangårdsvägen 1, 952 31 Kalix.  
Ingvar Johansson 0923-166 80, e-post ingvar@boroe.com  
Anders Holmberg: tel. 0923-795 37, e-post anders@boroe.com
- Elforsk AB, c/o Carl Bro Energikonsult AB  
Bertil Strandh: tel. 040 - 255 977, e-post bertil.strandh@carlbro.se
- Grundfos AB, Box 63, 424 22 Angered  
Dickie Kristiansson: tel. 0771-32 23 00, e-post dkristiansson@grundfos.com

- IVT AB, Box 1012, 573 28 Tranås.  
Håkan Persson: tel. 0140-38 41 00, e-post hakan.persson@ivt.se
- Nibe AB, Box 14, 285 21 Markaryd.  
Holger Svensson: tel. 0433-730 52, e-post holger.svensson@nibe.se
- SP Sveriges Provnings- och forskningsinstitut AB, Box 857, 501 15 Borås.  
Fredrik Karlsson: tel. 033-16 55 29, e-post fredrik.karlsson@sp.se  
Monica Axell: tel. 033-16 55 19, e-post monica.axell@sp.se
- Thermia Värme AB, Box 950, 671 29 Arvika.  
Mattias Press: tel. 0570-813 00, e-post anders.mattias.press@thermia.se  
Fredrik Svensson: tel. 0570-813 00, e-post fredrik.svensson@thermia.se
- Thermopanel / Rettig Heating AB, Box 220 29, 250 22 Helsingborg  
Jonas Skeppås: tel. 042-153 012, e-post jonas.s@thermopanel.se
- Wilo AB, Box 3024, 350 33 Växjö.  
Göte Karlsson: tel. 0470-727 616, e-post gote.karlsson@wilo.se

**Controller:**

- Mats Fehrm: tel. 0433-730 59, e-post mats.fehrm@nibe.se  
Nibe AB, Box 14, 285 21 Markaryd.

Utöver bidragen från de företag som formellt har medverkat i projektet har höljande företag bidragit med komponenter och råd:

- Cetetherm, Ronneby (plattvärmväxlare för tappvatten),
- Jeff Electronics, Mölndal (diskussion kring tappvattenstyrning),
- TAC, Malmö (reglerenheter för temperaturstyrning).



## 4 Projektets genomförande

Projektarbetet har bestått av både teoretiska och praktiska delmoment. Genomförandet följer den tidigare redovisade strukturen med planerade delmål. Redovisningen i denna rapport är en kortfattad sammanställning av de inledande projektresultaten. En mer omfattande rapport, med detaljerade beskrivningar av lösningar och resultat, är påbörjad.

### 4.1 Kunskapsinhämtning

Kunskapsinhämtningen vilar på egen erfarenhet, diskussioner med övriga projektdeltagare samt litteratursökning i några databaser.

### 4.2 Förbättringspotential med effektivare pumpdrift

Erfarenheter från egna mätningar av verkningsgrader på små cirkulationspumpar samt uppgifter från litteraturen och från medverkande företag i projektet har gett underlag för att bedöma förbättringspotentialen genom effektivare pumpdrift. Effektiviseringen kan nås genom ändrad systemutformning (lägre flöden och/eller tryckfall), bättre pumphydraulik, bättre pumpmotorer och olika typer av motorstyrningar. Det varit svårt att få tag på pumpar med önskade egenskaper i de små storlekar som behövs för villavärmepumpar. Därför har dagens pumpar testats i laboratorium med en enkel form av motorstyrning. Mätningar har också genomförts på pumpar i en befintlig värmepumpsinstallation. Denna installation kommer att byggas om enligt beskrivningen i avsnittet om systemutformning under ”Resultat”.

### 4.3 Förbättringspotential med ackumulatortank

Akkumulatortankens primära uppgift är att svälja värmepumpens överkapacitet vid dellastdrift. Därmed kan värmepumpen få färre antal starter och längre drifttider per start, vilket förbättrar dess sannolika livslängd. Möjligheterna till förbättring har bedömts teoretiskt med ledning av driftserfarenheterna från försökshuset.

Potentialen för att minska energianvändningen och förbättra värmepumpens driftsförhållanden har bedömts med hjälp av underlag från mätningar. Mätningarna har gjorts på ett befintligt, direktelvärt hus som delkonverterats med en bergvärmeinstallation och ett s.k. minivattensystem. Projektet har även omfattat arbetet med att ta fram ett systemkoncept för att utnyttja en bufferttank för värme och varmvatten på ett effektivt sätt. Tanksystemet kommer i en förlängning av projektet först att provas i laboratorium och sedan att installeras i försökshuset. Resultaten kommer att jämföras med kontinuerlig kapacitetsreglering.

## 4.4 Indirekt tappvattenvärmning

Tillverkare av värmepumpar har länge studerat olika alternativ för värmning av tappvatten. I detta projekt utvärderas ett alternativ med indirekt värmning av tappvattnet. Utvärderingen är baserad på projektgruppens erfarenheter, vilka kompletteras med laboratoriemätningar beträffande kapacitet och effektivitet. Slutligen kommer erfarenheter från praktisk drift att dokumenteras i försökshuset.

## 4.5 Erfarenheter från ett delkonverterat direktelvärt småhus

Huvuddelen av projektarbetet har legat i mätningar på en värmepumpsinstallation som gjordes 1996. Installationen består av en liten vätska/vatten värmepump med en kylslangbrunn som värmekälla (bergvärme) och ett ”minivattensystem” (fläktkonvektor) som värmesänka. Anläggningen är utförd enligt vinnarkoncept 1 från den nordiska värmepumpstävlingen<sup>1</sup> 1994-95 och har varit försedd med mätutrustning ända sedan driftsättningen. Det ursprungliga motivet var att validera teoretiska beräkningar som gjordes i samband med tävlingen beträffande borrhåls-temperatur, termisk komfort och energibesparing. I ett senare skede har mätningarna även omfattat en utvärdering av borrhålsåterladdning med hjälp av en frånluftsvärmeväxlare.

Mätningarna har omfattat total användning av el och vatten i huset, drivel till värmepumpen och dess cirkulationspumpar, in- och utgående värmebärartemperaturer, in- och utgående köldbärartemperaturer i värmepumpen och återladdningsbatteriet, temperaturer in och ut ur fläktkonvektorn, frånlufts- och avlufts-temperaturer, antal starter för värmepump och återladdningspump samt drifttider för värmepump och återladdningspump. Resultaten har registrerats som månadsmedelvärden, veckomedelvärden samt, i vissa fall som momentanvärden vid dynamiska mätningar på konvektorn.

## 4.6 Resultatspridning

Delar av projektresultaten har redovisats i form av föredrag, konferensbidrag och tidningsartiklar. Inom projektgruppen har det dessutom varit en omfattande information och diskussion, både i samband med de fyra projektmöten som hållits och dessemellan.

---

<sup>1</sup> I tävlingen utsågs två vinnare: 1) Indirekt markvärmesystem för värmekällan och indirekt, vattenburen lösning med fläktkonvektor/radiator för värmesystemet. 2) Direktexpansion i mark samt en kombination av direktkondensering/underkylning och indirekt vattenburen värme.

## 5 Resultat

Projektet H23 ”Effektiva lösningar med värme och varmvatten vid konvertering av elvärmda småhus” har genererat delresultat beträffande följande punkter:

- Kunskapsläget inom projektets centrala frågeställningar (se övriga punkter nedan),
- Drift av pumpar och fläktar,
- Rumsvärmare och deras reglering,
- Bufferttankar,
- Tappvattenvärmning,
- Systemutformning,
- Driftserfarenheter från en delkonverterat direktelhus.

### 5.1 Kunskapsläget

Projektet har varit begränsat till ett år och huvuddelen av arbetet har lagts på de praktiska delarna i form av systemutformning och mätningar i laboratorium och ett verkligt hus. Kunskapsöversikten bygger därför i huvudsak på projektgruppens egen samlade erfarenhet kompletterad med begränsade sökningar i litteratordatabaser (ByggDok, Compendex och Fridoc). En kommande institutionsrapport kommer att lista samtliga referenser. Varje resultatavsnitt 5.2-5.7 inleds med några kortfattade synpunkter från kunskapssammanställningen.

### 5.2 Effektivare pump- och fläktdrift

Pumpar och fläktar svarar för en betydande andel av den totala energianvändningen i värmesystem med värmepumpar. Därmed finns också en betydande potential för effektivisering.

#### 5.2.1 Kunskapsöversikt för pumpar och fläktar

Det finns gott om litteratur beträffande effektivisering av pump- och fläktdrift i stora byggnadsinstallationer och industritillämpningar. Det finns däremot inte så mycket när det gäller små enheter, som är lämpliga för småhusapplikationer. Fah-lén<sup>[23]</sup> har uppmärksammat den låga verkningsgraden, och därmed onödigt stora andel av driveffekten (10-20 %), som gäller för småhusvärmepumpar. Inom solvärmeområdet har man också uppmärksammat problemet med onödigt stor elanvändning till olika typer av laddningspumpar<sup>[23, 46, 47]</sup>. Tillverkarna av pumpar tillhandahåller detaljerad information om dagens produkter på sina hemsidor, i produktkataloger, i nyhetsbrev<sup>[23, 32, 46, 47]</sup> och olika artiklar i fackpressen<sup>[37, 40]</sup>. Från tillverkarhåll är man intresserad av att sälja effektivare pumpar men efterfrågan är låg.

## 5.2.2 Bakgrundsteori för pump- och fläktenergibehov

Den principiella diskussionen om driftförutsättningar är giltig för både pumpar och fläktar. Därför behandlas i det följande bara pumparna. I värmesystem kyls både pump- och fläktmotorer av värmebäraren (vatten respektive luft) och motorförlusterna kommer därför byggnaden till godo under uppvärmningssäsongen. Drivelbehovet till pumpar (och fläktar) ges av deras antal samt deras individuella effektbehov och drifttider enligt:

$$W_{e,p} = \sum_{i=1}^{i=n} \dot{W}_{e,p}^i \cdot \tau_{iill}^i \quad [\text{J}] \text{ eller } [\text{kWh}] \quad (\text{ekv. 1})$$

där  $W_{e,p}$  = total energi till pumpdrift ([J] eller [kWh]),  $\dot{W}_{e,p}^i$  = effekt till pump nr.  $i$  [W] och  $\tau_{iill}^i$  = drifttiden för pump nr.  $i$  ([s] eller [h]). Pumpens effektbehov bestäms av funktionens krav på flöde, systemets resulterande tryckfall och pumpens totalverkningsgrad enligt

$$\dot{W}_{e,p} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta_p} \quad [\text{W}] \quad (\text{ekv. 2})$$

Ovanstående samband visar att drivenergin kan minskas genom följande åtgärder (var för sig eller i kombinationer):

- minska antalet pumpar
- minska drifttiderna
- minska flöden och tryckfall
- öka verkningsgraden.

De tre första punkterna behandlas genom alternativ systemutformning, komponentval för värmeväxlare och rumsvärmare samt styrstrategier. Beträffande styrstrategierna påverkas möjligheterna starkt av pumparnas styrbarhet och hur styrningen inverkar på pumpen totalverkningsgrad. Det sista alternativet löses genom bättre hydraulisk utformning och effektivare motorer i pumparna.

## 5.2.3 Pumpar och fläktar i konverteringsexemplet

Vid en systematisk behandling av systemets pumpar och fläktar kan det vara lämpligt att klassificera funktionen efter drifttid och transporterad värmeeffekt enligt tabell 1. Tabellen avser värmebärarsidan för en systemlösning med separata värmebärarpumpar för värmepump, värmesystem och tappvattensystem enligt systembeskrivningen i avsnitt 5.6 (figur 7). Tabellvärdena är baserade på tillämpningsexemplet med ett delkonverterat direktelhus (se avsnitt 5.7).

Beroende på funktion kommer kraven att vara olika på de olika pumparna. Värmebäarpumpen för kondensorflödet i värmepumpen får arbeta med det flöde som är optimalt för värmepumpen, vilket är nästan konstant så länge kompressorn inte är kapacitetsreglerad. För denna funktion är en högeffektiv pump utan reglering lämplig. Pumpen bör styras till och från samtidigt som kompressorn. Förhållandet mellan pumpens driveffekt och transporterad värmeeffekt blir relativt konstant och kan teoretiskt bli mycket låg. I den aktuella installationen (se avsnitt 5.7) blir den teoretiska pumpeffekten ca. 2-3 W vilken skall relateras till dagens teknik med 40-50 W och den överförda värmeeffekten på ca. 4200 W. Värmepumpens drifttimmar är bara ca. hälften av värmesystemets drifttimmar.

Värmesystemet har ett kontinuerligt behov under ca. 2/3 av året. Behovet varierar mellan 0 och  $4,2 \cdot 10^3$  W vilket medför att både temperaturnivå och flöde behöver variera. Under långa perioder är den överförda värmeeffekten låg och därmed bör även pumpeffekten sänkas. En reglerbar pump med god verkningsgrad över ett stort område vore lämplig för denna funktion. Konvektorfläkten har ungefär samma förutsättningar som värmesystemets värmebäarpump.

Pumpen för värmebäarpumpflödet genom tappvattenväxlaren (se figur 7) har till skillnad från övriga pumpar korta drifttider och överför emellanåt mycket höga effekter. Eftersom variationsområdet är stort bör pumpen vara reglerbar, i synnerhet för att inte onödigtvis störa skiktningen i tanken vid små tappningsflöden. Däremot är verkningsgraden inte lika väsentlig som vid övriga funktioner. Resultat från egna laboratiemätningar visar att kapaciteten kan anpassas med en motorstyrning av typen ”dimmer” utan att totalverkningsgraden försämras nämnvärt. Därmed kan pumparnas totaleffekt minskas med ganska enkla medel. Mer sofistikerade lösningar kommer att studeras i ett särskilt projekt.

**Tabell 1: Relation mellan drifttid, driveffekt och transporterad värmeeffekt för värme och varmvatten.**

Funktion	Drifttid [h]	Pumpeffekt [W]	Värme [W]	Kommentar
Värmebäarpump i värmepumpen	Ca. 3 000	2-3 (teoretisk) 40-50 (verklig)	Ca. 4 200	Medellång drifttid, medelhög effekt
Värmebäarpump i värmesystemet	Ca. 6 600	2-3 (teoretisk) 40-50 (verklig)	0 – 4 200	Lång drifttid, låg till medel effekt
Konvektorfläkt	Ca. 6 600	3-5 (teoretisk) 60-70 (verklig)	0 – 4 200	Lång drifttid, låg till medel effekt
Värmebäarpump för tappvattenväxlaren	Ca. 600	1-3 (teoretisk)	0 – 25 000	Kort drifttid, låg till hög effekt

#### 5.2.4 Besparingspotential för pump- och fläktdrift i konverteringsexemplet

I den aktuella installationen fanns ursprungligen två pumpar och en fläkt (se systembeskrivningen i figur 6). Genom att frikoppla värmepumpen från värmesystemet kan flödet i värmesystemet sänkas under dellast. Samtidig blir tryckfallet för värmepumpens värmebärarpump mycket lågt när den arbetar direkt mot en tank. Dessutom behöver denna pump bara gå när värmepumpen går och inte kontinuerligt som i dagens systemlösning. Samma pump kommer även att klara laddningsfunktionen för tappvatten men då med ett lägre flöde och därmed lägre pumpeffektbehov. Totalt kommer därför drivenergin till pumpar att minska trots att antalet pumpar ökar. Tabell 2 indikerar att om man dessutom väljer dagens bästa motorteknik och kapacitetsreglering kan drivenergibehovet minska radikalt

Tabell 2 redovisar pumparnas funktion och effektbehov och jämför effekterna med värmepumpens kompressoreffekt vid några driftfall. Som framgår av ovanstående tabell finns det möjlighet att spara knappt 1000 kWh ( $1210 - 242 = 968$  kWh) genom att övergå till dagens bästa pumpteknik med en totalverkningsgrad av ca. 40 %<sup>[46, 47]</sup>. Andelen ”parasiteffekter” i förhållande till kompressoreffekten sjunker därmed från 38 % till 8 % (jämför sambandet i avsnitt 5.7.2, ekv. 20). Om man inte manuellt stänger av värmesystemet under sommarperioden skulle parasitandelen ha varit hela 50 %!

För att nå motsvarande besparing genom en effektivare värmepump skulle motorvärmefaktorn behövt öka från det uppmätta medelvärdet 3,13 till 4,09. Detta är naturligtvis fullt möjligt genom effektivare kompressor och bättre tilltagen värmekälla och värmesystem. Åtgärderna är emellertid komplementära och därmed finns det möjlighet att spara totalt ca. 2000 kWh genom bättre dimensionering och val av effektivare komponenter. Med högeffektiva pumpar ges behovet av motorstyrning inte längre av parasiteffektproblematiken utan framförallt av behovet av bättre kontroll över värmebärartemperaturen och kraven på termisk komfort.

**Tabell 2: Resultat från mätningar och beräkningar för driftåret 2002 (total mätperiod var 8779 h). Uppvärmningsperioden varar mellan januari-maj och september-december.**

<b>Alternativ 1: Utan sommarstopp av återladdning, värmepump och konvektor</b>					
Funktion (hastighetsläge)	Effekt [W]	Drifttid (relativ) [h] [-]	Drivenergi [kWh]	Parasitgrad [-]	
Kompressor	1055	2995	0,34	3159	1,00
Köldbärarpump (IV)	96	2995	0,34	288	0,09
Värmepump (II)	48	8779	1,00	421	0,13
Konvektorfläkt (II)	61	8779	1,00	536	0,17
Återladdningspump (I)	37	8779	1,00	325	0,10
PARASITSUMMA	242			1569	0,50
TOTALSUMMA	1297			4729	

<b>Alternativ 2: Verkligt driftfall</b>					
Funktion (hastighetsläge)	Effekt [W]	Drifttid (relativ) [h] [-]	Drivenergi [kWh]	Parasitgrad [-]	
Kompressor	1055	2995	0,34	3159	1,00
Köldbärarpump (IV)	96	2995	0,34	288	0,09
Värmepump (II)	48	6595	0,75	317	0,10
Konvektorfläkt (II)	61	6595	0,75	402	0,13
Återladdningspump (I)	37	5498	0,63	203	0,06
PARASITSUMMA	242			1210	0,38
TOTALSUMMA	1297			4369	

<b>Alternativ 3: Pumpverkningsgrad 0,40 istället för 0,08</b>					
Funktion (hastighetsläge)	Effekt [W]	Drifttid (relativ) [h] [-]	Drivenergi [kWh]	Parasitgrad [-]	
Kompressor	1055	2995	0,34	3159	1,00
Köldbärarpump (IV)	19	2995	0,34	58	0,02
Värmepump (II)	10	6595	0,75	63	0,02
Konvektorfläkt (II)	12	6595	0,75	80	0,03
Återladdningspump (I)	7	5498	0,63	41	0,01
PARASITSUMMA	48			242	0,08
TOTALSUMMA	1103			3401	

## 5.3 Rumsvärmare och deras reglering

Valet av rumsvärmare och deras dimensionering är avgörande för värmepumpens kondenserings temperatur och dess dynamiska driftförhållanden. Värmesystemets utformning är således mycket viktig för värmepumpsanläggningens funktion. I småhus förekommer i huvudsak tre typer av vattenförsörjda rumsvärmare:

- radiatorer,
- golvvärmesystem,
- fläktkonvektorer.

För direktel finns också tre huvudtyper av rumsvärmare (genomströmningsvärmare, panelradiatorer samt golv- och takelement).

### 5.3.1 Kunskapsöversikt för rumsvärmare

Allmän information om dimensionering och reglering finns t.ex. i ASHRAE-handböckerna<sup>[3,4]</sup> medan tillverkarna ger detaljerad information om specifika komponenter<sup>[60]</sup>. I detta arbete har huvudvikten legat på alternativen vattenförsörjda radiatorer och fläktkonvektorer. Trüschel<sup>[61]</sup> har i detalj belyst injustering och reglering av större radiatorsystem och fläktluftvärmare. Fokus har i detta arbete legat på hur avvikelser och förändringar av förutsättningarna påverkar reglerfunktion och avkylning i värmesystem med enskilda radiatorer och fläktluftvärmare. I mindre omfattning behandlas även dynamiken för fläktluftvärmaren.

Traditionella system förekommer ofta i litteraturen men den dynamiska problematiken i samband med delkonvertering med enstaka rumsvärmare finns sparsamt behandlad. Visserligen beskrivs dynamiken i enskilda fläktkonvektorer i många artiklar men konsekvenserna för en värmepump i ett litet vattenburet värmesystem behandlas inte. Några intressanta artiklar kan vara värda att nämna. Aken<sup>[1]</sup> redogör för dynamiska datormodeller för flänsbatterier medan Ataer<sup>[5]</sup> har utvecklat en analytisk modell. Tassou<sup>[59]</sup> beskriver konsekvenserna av intermittent drift av en värmepump och jämför med kontinuerlig kapacitetsreglering.

Även om golvvärmesystem inte är ett ekonomiskt alternativ för delkonvertering är det intressant för värmepumpapplikationer i nybyggnad och vid genomgripande ombyggnader. Golvvärme är speciellt intressant för värmepumpstillämpningar eftersom det ger en inbyggd ackumulerande volym och har potential att ge låga värmebärartemperaturer. Detta är emellertid inte självklart och Roots och Johansson<sup>[51]</sup> pekar på viktiga skillnader mellan golvvärme i betongbjälklag och träbjälklag och vilka konsekvenser detta får för den dimensionerande värmevattentemperaturen. Reglering av golvvärmesystem har dessutom en hög svårighetsgrad<sup>[27]</sup> på grund av stora döttider.



### 5.3.2 Diskussion kring rumsvärmare

Man kan i allmänna termer klassificera olika typer av värmesystem i hög-, medel- och lågtemperatursystem. Sedan införandet av en högsta dimensionerande framledningstemperatur av 55 °C i SBN80<sup>[50]</sup> kallas värmesystem med denna dimensionering för lågtemperatursystem. Eftersom detta varit standard i snart 25 år är det i dagsläget mer relevant att kalla dessa för medeltemperatursystem och spara benämningen lågtemperatursystem för en dimensionerande framledningstemperatur i området 35-45 °C. Vi får därmed följande, något godtyckliga, dimensioneringskategorier:

- Högtemperatursystem:  $t_{dim} > 55 \text{ °C}$ ,
- Medeltemperatursystem:  $45 \text{ °C} < t_{dim} < 55 \text{ °C}$ ,
- Lågtemperatursystem:  $t_{dim} < 45 \text{ °C}$ ,

Observera att denna klassificering är en dimensioneringsfråga, inte en fråga om typen av rumsvärmare. Inga system är av sig själva av hög- eller lågtemperaturkaraktär. Att vissa typer av system, t.ex. golvvärme, av tradition och nödvändighet ofta dimensioneras för låga temperaturer är en annan sak.

#### 5.3.2.1 Val av rumsvärmare

Valet av värmesystem, vid en given dimensionering, är en kompromiss mellan utseende, driftsäkerhet, underhåll, utrymmeskrav, kostnad och tröghet. Systemets värmetröghet påverkar värmepumpens drifttid och startfrekvens positivt medan regleregenskaper och möjligheterna att utnyttja internlast och sol minskar. Tre typer av rumsvärmare för vattenburen värme är vanliga i värmepumpsinstallationer:

- radiatorer (medelhög effekttäthet, medelstor termisk massa),
- golvvärme (låg effekttäthet, stor till mycket stor termisk massa),
- fläktkonvektorer (hög effekttäthet, liten termisk massa).

Andra aspekter på val av värmesystem är estetik, buller, risk för läckage, möjlighet att upptäcka och åtgärda en skada etc.

#### 5.3.2.2 Möjliga godhetstal och nyckeltal för rumsvärmare

Vid val av värmesystem kan några olika nyckeltal vara av intresse, t.ex.:

- Linjär värmeöverföringskapacitet  $q_L = (U \cdot A)/L \text{ [W/K/m]}$ ,
- Areell värmeöverföringskapacitet  $q_A = (U \cdot A)/A_{golv} \text{ [W/K/m}^2\text{]}$ ,
- Tröghet (en form av tidkonstant)  $\tau_{C/UA} = C/(U \cdot A) \text{ [s]}$ ,
- Värmeöverföring per transportarbete (godhetstal)  $G = Q/W_e \text{ [-]}$ ,
- Värmeöverföring per krona,  $q_I = U \cdot A/I \text{ [W/K/SEK]}$ ,
- Värmekapacitet per krona,  $c_I = C/I \text{ [J/K/SEK]}$ .

där  $A$  = värmeöverförande yta [ $\text{m}^2$ ],  $A_{\text{golv}}$  = golvyta som upptas av rumsvärmaren [ $\text{m}^2$ ],  $C$  = värmekapacitet [ $\text{J/K}$ ] ("termisk massa",  $C = M \cdot c$  [ $\text{J/K}$ ]),  $G$  = godhetstal = värmeöverföring/totalt arbete för medietransporter genom rumsvärmaren (pumpar och fläktar) [ $\text{W}_{\text{värme}}/\text{W}_{\text{el}}$ ],  $I$  = investeringskostnad [SEK],  $L$  = rumsvärmarens längd [m] och  $U$  = värmegenomgångskoefficient [ $\text{W/K}$ ].

Tabell 3 ger exempel på värden för konvektorn respektive radiatoren i det aktuella konverteringshuset. Konvektorn ger en kompakt och investeringsnål lösning. Det är bara en enhet som behöver inköpas och monteras. För att ersätta konvektorn krävs det tio radiatorer av typ TP11 eller sex radiatorer av typ TP22. Å andra sidan betyder värmetrögheten i radiatoralternativet att man klarar en rimlig startfrekvens utan att montera någon bufferttank. Radiatoralternativet, dimensionerat för samma värmebärartemperaturer, blir också eleffektivare beträffande transportarbetet.

**Tabell 3: Linjär effekttäthet, godhetstal vid 45/35 °C och värmetröghet för rumsvärmarna i konverteringshuset.**

Rumsvärmare	Linjär effekttäthet [ $\text{W/K/m}$ ]	Godhetstal [ $\text{W}_{\text{värme}}/\text{W}_{\text{el}}$ ]	Tröghet [min]
Fläktkonvektor	160	40*	1
Radiator (TP11)	15	640**	23
Radiator (TP22)	27	640**	26

\*  $W_{\text{el}}$  är beräknat med rekommenderade flöden, fläktläge II (85 W) och  $\eta_p = 0,1$ .

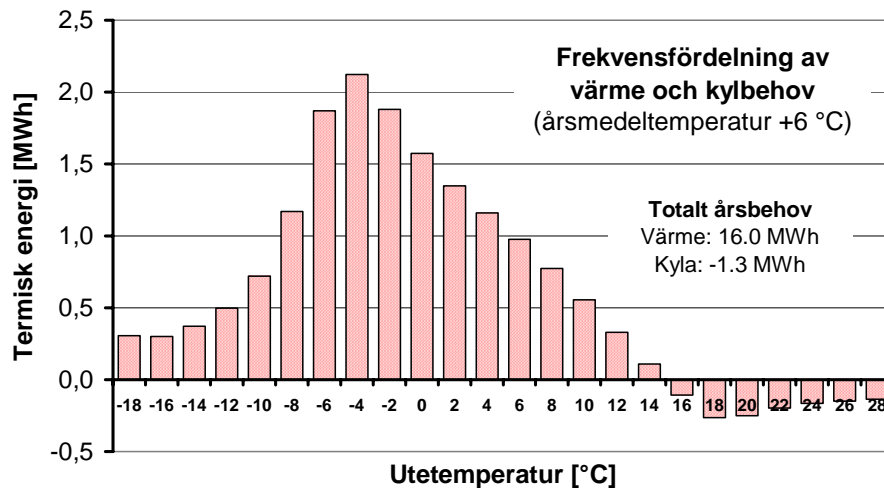
\*\*  $W_{\text{el}}$  är beräknat med rekommenderat flöde,  $\Delta p = 2$  kPa och  $\eta_p = 0,1$ .

### 5.3.3 Värmebehov

Värmebehovet beror av byggnadens förlustfaktor ( $K_{\text{hus}}$ ), den önskade innetemperaturen ( $t_{\text{rum}}$ ), den ekvivalenta temperaturhöjningen genom värmetillskott från andra källor än värmesystemet ( $\theta_{\text{tillskott}}$ ), samt utetemperaturen ( $t_{\text{ute}}$ ), enligt sambandet:

$$\dot{Q}_{\text{hus}} = K_{\text{hus}} \cdot (t_{\text{rum}} - \theta_{\text{tillskott}} - t_{\text{ute}}) \quad [\text{W}] \quad (\text{ekv. 3})$$

I det aktuella huset är  $K_{\text{hus}} \approx 185$  W/K och  $\theta_{\text{tillskott}} \approx 5$  K. För ett normalår med en årsmedeltemperatur av +6 °C medför detta ett värmebehov för uppvärmning av 16 MWh/år. Man bör observera att även om årsmedeltemperaturen är +6 °C är medeltemperaturen under uppvärmningssäsongen ca. +2 °C och det största antalet gradtimmar per temperaturintervall inträffar vid -4 °C (jämför figur 2).



**Figur 2: Beräknad frekvensfördelning för värme- och kylbehovet ett normalår.**

I ett svenskt klimat kan man täcka ca. 80 % av energibehovet med en effekt som är mindre än 50 % av den dimensionerande uppvärmningseffekten. Därför kommer den relativa gångtiden för en heltäckande värmepump att vara mindre än 0,5 nästan hela året (vi förutsätter att medelvärdena  $\bar{Q}_{vp} = \bar{Q}_{hus}$ ). Den relativa gångtiden  $R_{vp}$  ges av:

$$R_{vp} = \frac{\bar{Q}_{hus}}{\bar{Q}_{vp}} \text{ när } \bar{Q}_{vp} \geq \bar{Q}_{hus} \text{ och } R_{vp} = 1 \text{ när } \bar{Q}_{vp} < \bar{Q}_{hus} \quad (\text{ekv. 4})$$

Värmepumpens storlek i förhållande till husets värmebehov är avgörande för  $R_{vp}$ . Drifttiden per start ( $\tau_{till}$ ), driftcykelns periodtid (cykeltid,  $\tau_c$ ), och därmed startfrekvensen ( $f$ ), bestäms av värmesystemets värmekapacitet ("termiska massa"  $C_{vs}$ ) och värmeinnehåll ( $Q_{vs}$ ). Värmeinnehållet består av rumsvärmarens respektive ackumulatortankens värmeinnehåll ( $Q_{rv}$  och  $Q_{tank}$ ) och relateras till innetemperaturen enligt:

$$Q_{vs} = C_{vs} \cdot (t_{vs} - t_{rum}) \text{ med } Q_{vs} = Q_{rv} + Q_{tank} \text{ [J], [kWh]} \quad (\text{ekv. 5})$$

Driftcykeltiden och startfrekvensen ges av:

$$\tau_c = \frac{\tau_{till}}{R_{vp}} \approx \frac{Q_{vs}}{\dot{Q}_{vp} - \dot{Q}_{rv}} \cdot \frac{1}{R_{vp}} \text{ [s]} \text{ och } f = \frac{1}{\tau_c} \text{ [1/s]} \quad (\text{ekv. 6})$$

Värmeinnehållet i ackumulatortanken och värmesystemet beror av värmesystemets temperatur, vilken styrs i relation till utetemperaturen av värmepumpens styrsystem. Denna styrning reducerar  $Q_{vs}$  vid ökande utetemperatur samtidigt som

$\dot{Q}_{vp} - \dot{Q}_{rv}$  minskar och bidrar därmed till den markanta topp som startfrekvensen uppvisar (se figur 15).

### 5.3.4 Rumsvärmarens statiska och dynamiska funktion

I ett extremfall med ett värmesystem helt utan termisk massa och transporttid skulle systemet arbeta med dimensionerande temperatur varje gång värmepumpen startar oberoende av husets värmebehov. I ett system med fläktkonvektor förutsätter detta att luftens inloppstemperatur till fläktkonvektorn är konstant. I verkligheten kommer lufttemperaturen runt konvektorn att börja stiga vid minskande värmebehov och därmed stiger både inkommande lufttemperatur och värmevattentemperaturen. Därmed skulle man få en omvänd temperaturkaraktäristik för värmesystemet (ökande värmebärartemperatur vid minskande last). Med dessa förutsättningar skulle en traditionell värmestyrning, som stoppar värmepumpen vid en värmebärartemperatur som bestäms av utetemperaturen, inte fungera. Däremot skulle man kunna styra den tillförda värmeeffekten med hjälp av den relativa gångtiden, precis som för en elvärmestyrning.

Det motsatta extremfallet är ett system med oändlig termisk massa. Ett sådant system skulle också arbeta med konstant temperatur året runt men på en betydligt lägre nivå. Nivån bestäms av värmebärarens temperaturhöjning i värmepumpen, d.v.s. värmepumpens effekt i förhållande till värmebärarflödet. I ett sådant system krävs också en oändlig värmeavgivande yta eftersom värmepumpen aldrig kommer att lyckas höja temperaturnivån nämnvärt över rumstemperaturen. Man inser därmed att ett verkligt system alltid måste bli en kompromiss så att det råder balans mellan värmepumpens effekt och värmesystemets termiska massa i förhållande till dess värmeöverföringskapacitet.

Med en stor termisk massa kommer startfrekvensen och värmesystemets temperaturvariation att vara små. Med minskande termisk massa får man ökande variationer och stegsvar som liknar resultaten i figur 13. I ett verkligt system kommer emellertid även en rumsvärmare utan termisk massa att ge ett transient svar som liknar en tidkonstant. Detta beror på att rörsystemet har en viss termisk massa samt att det p.g.a. rörsystemet finns en transporttid från värmepumpen till rumsvärmaren. Transporttiden gör att den styrande temperaturdifferensen i rumsvärmaren ökar med tiden. Returvattentemperaturen till värmepumpen ökar successivt, med en viss fördröjning, men man får inte blanda ihop denna transient med inverkan av rumsvärmarens tidkonstant.

Rumsvärmarens tidkonstant  $\tau_{rv}$  kan enligt Ataer<sup>[5]</sup> et al härledas ur en dimensionslös tidkonstant  $\tau^*$ , som ges av ekv. 9. Spoltiden  $\tau_{spol}$  är den tid det tar att omsätta rumsvärmarens interna vattenvolym. Rumsvärmarens tidkonstant ges av

$$\tau_{rv} = \tau^*_{rv} \cdot \tau_{spol} \quad [\text{s}], [\text{min}] \text{ eller } [\text{h}] \quad (\text{ekv. 7})$$

där spoltiden skattas med hjälp av:

$$\tau_{spol} = \frac{C_{vb}}{\dot{C}_{vb}} \quad [\text{s}], [\text{min}] \text{ eller } [\text{h}] \quad (\text{ekv. 8})$$

Den dimensionslösa tidkonstanten kan beräknas analytiskt enligt

$$\tau_{rv}^* = \frac{C_{rv,r} \cdot (N_{tu} + 2 \cdot \dot{C}_r)}{2 \cdot (N_{tu} + 2 \cdot \dot{C}_r + N_{tu} \cdot \dot{C}_r)} \quad [-] \quad (\text{ekv. 9})$$

För denna beräkning behövs antalet värmeöverföringsenheter, vilket ges av

$$N_{tu} = \frac{U \cdot A}{\dot{C}_{vb}} \quad [\text{W/W}] = [-] \quad (\text{ekv. 10})$$

samt det relativa värmekapacitetsflödet

$$\dot{C}_r = \frac{\dot{C}_{luft}}{\dot{C}_{vb}} \quad [(\text{W/K})/(\text{W/K})] = [-] \quad (\text{ekv. 11})$$

och rumsvärmarens relativa värmekapacitet

$$C_{rv,r} = \frac{C_{rv} + C_{vb}}{C_{vb}} \quad [(\text{J/K})/(\text{J/K})] = [-] \quad (\text{ekv. 12})$$

För rumsvärmare av typen fläktkonvektor kan  $\varepsilon$ -NTU metoden användas för att beräkna den stationära effektavgivningen enligt

$$\dot{Q}_{rv} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{\max} = \varepsilon \cdot \dot{C}_{luft} \cdot (t_{vb1} - t_{luft1}) \quad [\text{W}] \quad (\text{ekv. 13})$$

Om man förutsätter att värmedistributionseffektiviteten mellan värmaren och rummet är tillräckligt bra (se avsnitt 5.3.6 om distributionseffektiviteten) kan ekv. 14 approximeras med

$$\dot{Q}_{rv} \approx \varepsilon \cdot \dot{C}_{luft} \cdot (t_{vb1} - t_{rum}) \quad [\text{W}] \quad (\text{ekv. 14})$$

### 5.3.5 Reglering av rumsvärmarens effekt

Värmeavgivningen från en rumsvärmare kan regleras med hjälp av värmeöverföringsytan  $A$ , värmegenomgångskoefficienten  $U$  och temperaturdifferensen  $\theta_{in}$ . Den överförande ytan är normalt konstant och det återstår att arbeta med  $U$  och  $\theta_{in}$ .  $U$  bestäms av värmeövergångskoefficienterna på både värmebäarsidan och luftsidan (vanligtvis relaterar man  $U$  till den värmeöverförande ytan på luftsidan):

$$U \cdot A_{\text{luft}} \approx \left( \frac{1}{\alpha_{\text{vb}} \cdot A_{\text{vb}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{luft}} \cdot A_{\text{luft}}} \right)^{-1} \quad [\text{W/K}] \quad (\text{ekv. 15})$$

Värmeövergångskoefficienten kan man påverka främst genom flödet. I många fall är luftsidan den begränsande faktorn för värmeöverföringen och då har ändringar i vattenflöde ganska liten inverkan på den överförda effekten. Däremot påverkar flödesändringarna medeltemperaturdifferensen och det har en viss inverkan. Den största direkta inverkan har emellertid ändringar av värmebärartemperaturen.

En principiell skillnad mellan radiatorer och fläktkonvektorer är att man i det senare fallet kan påverka flödet även på luftsidan. När det finns behov av ökad värmeeffekt från konvektorn ger en luftflödesökning ett bra utbyte. Som exempel kan nämnas att den avgivna effekten har mätts vid en vattentemperatur av 50 °C in och 45 °C ut från den aktuella konvektorn. Går man från fläkthastighet I till II ökar fläkteffekten från 45 W till 61 W medan värmeeffekten ökar från 3,20 till 3,87 kW, vilket ger ett godhetstal av 42 för ändringen ("G<sub>fläkt</sub>"). Motsvarande värden för läge III är 79 W respektive 4,39 kW vilket ger ett godhetstal av 29. Trots en fläkt med relativt låg verkningsgrad lönar det sig att öka luftflödet i stället för att låta temperaturnivån öka. Lönsamheten förutsätter att flödet kopplas till konvektorns värmeeffekt.

### 5.3.6 Värmedistribution

Värmedistributionen från rumsvärmaren till uppställningsrummet och övriga delar av huset styrs framförallt av temperaturskillnader. Endast i närområdet av en fläktkonvektor dominerar den fläktstyrda distributionen. Temperaturskillnader mellan olika rum alstrar stora, termiskt drivna luftflöden. Enligt Blomqvist och Sandberg<sup>[8]</sup> kan flödets storlek uppskattas enligt:

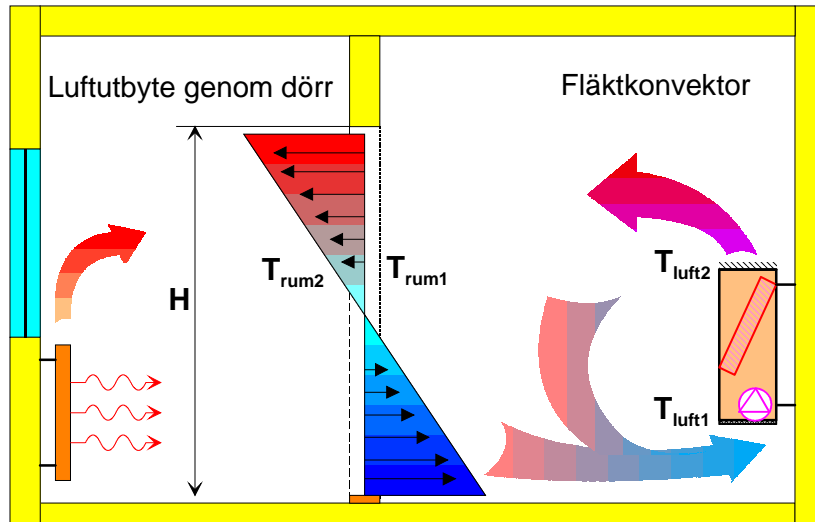
$$\dot{V} = C_1 \cdot A \cdot (g' \cdot H)^{0,5} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (\text{ekv. 16})$$

där  $g' = g \cdot \frac{\Delta T}{T}$  [ $\text{m}^3/\text{s}$ ],  $C_1$  är en konstant med ett värde mellan 0,12 och 0,20,

öppningens area  $A = B \cdot H$  där  $B$  är öppningens bredd och  $H$  dess höjd,  $g$  är tyngdaccelerationen,  $T$  är den absoluta lufttemperaturen och  $\Delta T$  är temperaturskillnaden mellan rummen. Om vi antar att  $T = t + 273,15 \approx 293 \text{ K}$  och  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$  kan ekvationen förenklas till

$$\dot{V} = K_1 \cdot A \cdot (H \cdot \Delta T)^{0,5} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (\text{ekv. 17})$$

där  $K_1$  varierar mellan 0,02 och 0,04. Vid en temperaturskillnad av bara 1 K blir luftutbytet genom en normal dörr ca. 200  $\text{m}^3/\text{h}$ , d.v.s. betydligt mer än hela ventilationsflödet för en normal villa.



**Figur 3: Temperaturskillnader driver stora luftflöden mellan rum. Fläktkonvektorns effekt måste bortföras, annars stiger konvektorns temperatur.**

Den effekt som kan bortföras genom egenkonvektionsflödet ges av:

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T = K_2 \cdot (H \cdot \Delta T)^{1,5} \quad [\text{W}] \quad (\text{ekv. 18})$$

Fahlén<sup>[14, 15]</sup> uttrycker hur väl borttransporten av den varma luften fungerar med hjälp av den s.k. distributionseffektiviteten:

$$\eta_{distribution} = \frac{T_{luft2} - T_{luft1}}{T_{luft2} - T_{rum}} \quad [-] \quad (\text{ekv. 19})$$

Distributionseffektiviteten kan mätas på ett rimligt enkelt sätt med hjälp av tre temperaturer.

## 5.4 Bufferttankar

I diskussionen beträffande inverkan av värmesystemets termiska massa i 5.3.3 ger ekv. 6 en fingervisning om finessen med installation av en bufferttank i värmesystem med litet eget värmeinnehåll.

### 5.4.1 Kunskapsöversikt för bufferttankar

Akkumulatortankar, s.k. bufferttankar, har varit vanligt förekommande i värmesystem med solvärme, värmepumpar och biobränslen. Många studier beträffande bufferttankar har gjorts för kylapplikationer men de grundläggande fysikaliska mekanismerna är desamma för både värme och kyla. Musser<sup>(42, 43)</sup> har studerat betydelsen av inloppets utformning för att inte störa tankens skiktning. Al-Najem<sup>(2)</sup> har undersökt omblandning och skiktning teoretiskt medan Nelson har gjort experimentella undersökningar<sup>(44)</sup>.

Inom projektgruppen fanns en omfattande erfarenhet från olika lösningar med bufferttankar, framförallt i kombination värme - varmvatten. Den vanligaste värmepumpslösningen idag är sannolikt en dubbelmantlad beredartank med ackumulering av uppvärmt tappvatten i en inre tank och överföring av värme från en yttre tank med värmesystemets vatten. Lösningen är enkel men har vissa problem med värmeöverföringen vilket ger korta gångtider vid sommar drift.

En annan vanlig lösning är att ackumulera hela värmemängden i värmebärandevatten ("dött vatten" med lågt syrenehåll) och värma tappvattnet genom direktväxling i slingor med kamflänsrör i tanken. Även denna lösning är enkel och innehåller inga rörliga delar. Lösningen ger dock problem både med värmeöverföring och med dålig skiktning.

### 5.4.2 Teori

Akkumulatortankar, s.k. bufferttankar, förekommer i värmesystem med solvärme, värmepumpar och biobränslen. Tanken har i dessa system delvis olika funktion och förutsättningarna för dimensionering ser därför annorlunda ut.

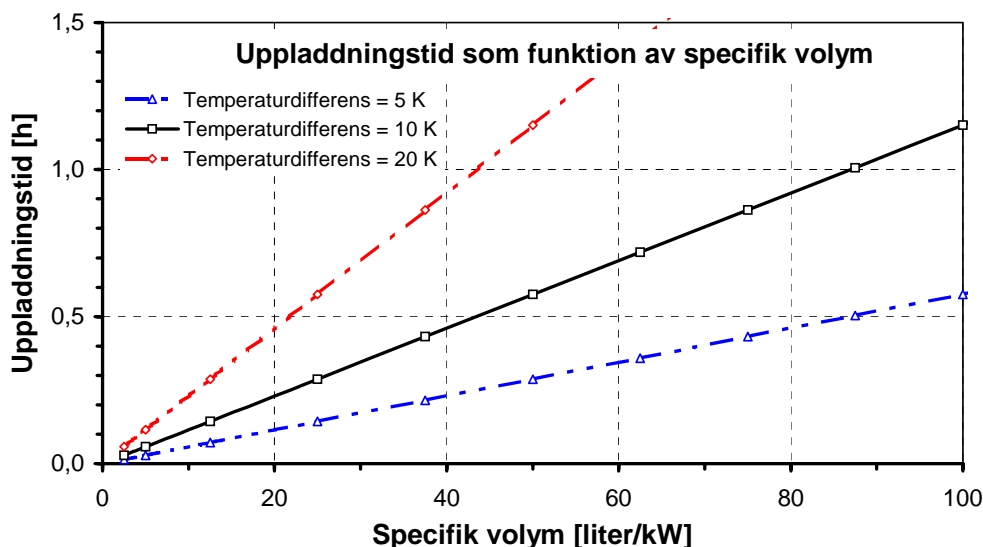
I solvärmesystem har man en osäker tillförsel som dessutom bara finns under dygnets ljusa timmar. Man måste därför kunna lagra åtminstone dygnsbehovet av värme och varmvatten vid temperaturnivå som bara är så hög som användningen kräver. Tanken bör också kunna ta emot den maximala energi som solfångarsystemet samlar in under dagen.

Till en vedpanna finns energin lagrad i form av vedtravar men eldningen sker intermittent. Eftersom vedpannor har en mycket stor övereffekt under nästan hela året måste det finnas en tank som kan ta emot hela energimängden från ett vedinlägg utan att temperaturen blir för hög (tryck och expansionskärl begränsar).



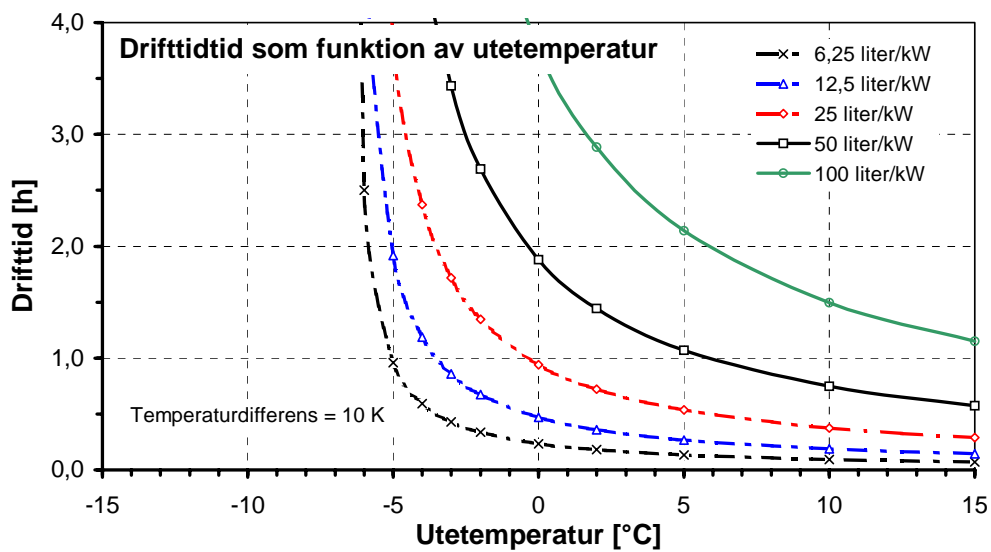
Båda dessa fall resulterar i stora tankar (500-1500 liter) men av delvis olika skäl. Värmepumparna har energin kontinuerligt tillgänglig i form av lagrad solvärme i mark eller luft och drivel via elnätet. Värmepumpar dimensioneras också så att de har tillräcklig effekt under en stor del av året utan att vara för stora. En tank i ett värmepumpssystem behöver därför inte dimensioneras för att klara mycket stora effekter eller energimängder. För värmepumpssystemet är tanken i första hand avsedd för att begränsa startfrekvensen samt för att undvika övertemperaturer i värmesystemet under driftsperioden (se diskussionen om rumsvärmare i 5.3.3).

Figur 4 visar hur lång tid det tar att återladda en tank som urladdats för tre olika temperaturdifferenser. Uppladdningstiden visas som funktion av tankens relativa storlek i förhållande till värmepumpens effekt (den specifika volymen i liter/kW). Om värmepumpen har en effekt av 6 kW så krävs enligt diagrammet en volym av  $6 \cdot 44 = 264$  liter för att få en uppladdningstid av 0,5 h vid en temperaturdifferens av 10 K.



**Figur 4: Uppladdningstid som funktion av tankens relativa storlek (specifik volym = tankens volym/värmepumpens effekt).**

Figur 4 ger uppladdningstiden när värmepumpen bara laddar tanken. Under uppvärmningssäsongen kommer värmepumpen att behöva gå direkt mot värmesystemet under allt längre perioder med sjunkande utetemperatur. Figur 5 visar hur drifttiden varierar med utetemperaturen för några olika specifika buffertvolymmer.



**Figur 5: Drifttid i den aktuella applikationen som funktion av utetemperaturen med bufferttankens specifika volym som parameter.**

## 5.5 Tappvattenvärmning

Mätningar och undersökningar om faktisk varmvattenanvändning gjordes i Sverige på 1970- och 80-talet. Typiskt är den mycket stora individuella spridning som konstaterats. Det finns också stora skillnader mellan länder. T.ex. har man i Sverige haft en dubbelt så hög användning per person som i Danmark. Tendensen har också varit att användningen ökar.

### 5.5.1 Användning

Svensson<sup>[58]</sup> har sammanfattat resultat från mätningar och dimensioneringsregler. Det finns få nya undersökningar men gott om äldre mätningar. Spridningen mellan enskilda hushåll i likadana hus kan vara stor. Björk<sup>[7]</sup> redovisar en variation mellan 1000-3300 kWh urtappat varmvatten per år vid mätningar i åtta hus. Typiskt brukar man räkna med 4000 kWh per år inklusive isoleringsförluster för ett hushåll med fyra personer.

Det är väsentligt att skilja mellan netto och bruttobehoven. Nettobehovet,  $Q_{vv}$ , bestäms av brukaren medan bruttobehovet av köpt energi,  $W_{e,vv}$ , påverkas av den tekniska installationen. T.ex. varierar tomgångsförbrukningen från mindre än 50 W för bra elberedare till över 150 W i vissa värmepumpslösningar trots att dessa lagrar vatten vid en lägre temperatur och har en värmefaktor över 3. Orsakerna till den stora spridningen är dels olika kvalitet av isolering, dels relativt stora ”parasiteffekter” till cirkulationspumpar i vissa värmepumpsalternativ.

Behovet förändras med ändrade vanor och det har funnits en långsiktig ökning av varmvattenanvändningen. Man kan, som nämdes i ingressen, notera att det också finns stora skillnader mellan individer och mellan länder. Undersökningar visar också att användning av snålspolande armaturer kan minska vattenåtgången betydligt.

### 5.5.2 Dimensionering

En grundläggande referens för dimensionering av tappvattenvärmare är Boverkets Byggregler<sup>[6]</sup>. Enligt Boverket ska man kunna tappa varmvatten med temperaturen 50 °C vid tappstället. Dimensionerande flöde för småhus är 70 % av det sannolika sammanlagrade flödet från ett antal installationer. Det största enskilda dimensioneringsflödet är 0,3 liter/s för badkar. Vid genomströmningsvärmning ska värmaren klara att värma 0,35 liter/s från 10 °C till 40 °C. Ett ackumulerande system anses klara kraven om det på 6 h kan värma vatten av 10 °C så att man kan tappa 140 liter vatten vid 40 °C två gånger inom 1 h med flödet 0,2 liter/s.

För värmepumpar provas varmvattenkapacitet och effektivitet enligt europastandard EN255-3<sup>[13]</sup>. EN255 är avsedd för ackumulerande vattenvärmare och relaterar varmvattenuttaget till tankens storlek. Bakgrunden är att spridningen mellan individer och nationer är så stor att det inte går att hitta något europeiskt standarbe-

hov. Har man ett stort behov väljer man ett stort system och det blir missvisande att testa detta med ett litet uttag. För vattenvärmare finns även ett nytt EU-direktiv<sup>[11, 38]</sup> om energideklaration. EU-direktivet föreskriver ett relativt komplicerat urtappningsprogram som ska testas med tre olika nivåer på totalt energiuttag. Provning enligt detta direktiv blir tidsödande och dyr.

Tidigare svenska metoder<sup>[56]</sup> och Nordtestmetoder<sup>[48]</sup> har använt ett tappningsprogram som svarar mot ett ungefärligt uttag av 3300 kWh per år. Erfarenheter<sup>[23, 28, 31]</sup> från provning visar på stor spridning mellan olika fabrikat men även på variationer p.g.a. vald provningsmetod. Allmänt kan man säga att ackumulerande vattenvärmare med bra skiktning inte är särskilt känsliga för valet av provningsmetod. Med sämre skiktning och ökande tomgångsförluster blir resultatet alltmer beroende på totalt energiuttag och antalet tappningar som uttaget delas upp på.

För beräkning av energianvändning i bostäder används ofta programmet Enorm<sup>[41]</sup>, vilket innehåller en schablondimensionering för tappvattenbehov i de fall man saknar ett verklighetsbaserat underlag. Enorm anger varmvattenbehovet till  $Q_{vv} = 5 \cdot N + 0,05 \cdot A_{br}$  där  $N$  = antal lägenheter och  $A_{br}$  = byggnadens bruksarea. För det aktuella konverteringshuset medför det ett beräknat behov av 12 kWh per dygn eller 4380 kWh/år. Om man antar att bostaden inte används 4-5 veckor p.g.a. semester m.m. blir årsbehovet av varmvatten enligt ovan ca. 4000 kWh.

### 5.5.3 Energi, effekt och effektivitet

För vattenvärmare bestäms det möjliga energiuttaget av effekt och eventuell ackumuleringsvolym. Genomströmningsvärmning kräver maxeffekter uppåt 25-30 kW och är därför inte en rimlig lösning utan ackumulering för värmepumpar. Energiföretagen har ett ökande intresse av att undvika höga effekter och därför är ett bra ackumulerande system det som är intressant för framtiden. Det finns tre viktiga faktorer för att göra denna typ av system energieffektiva och effektsnåla:

- Tillräcklig men inte för stor volym,
- Tillräckligt men inte för hög temperatur,
- Bra skiktning,
- Bra isolering,
- Lågt behov av hjälpeffekter.

Av punkterna ovan kan nämnas att skiktningen har betydelse både för mängden lagrad energi i en given volym, hur mycket av energin som kan nyttiggöras i form av användbart varmvatten och medeltemperaturen för värmepumpens kondensering. En bra skiktning är positiv för alla dessa faktorer. Nutek<sup>[16]</sup> utformade en kravspecifikation i samband med en teknikupphandlingstävling för elektriska, ackumulerande vattenvärmare. Specifikationen behandlar i första hand frågor om energi, effekt, effektivitet och ekonomi.

### 5.5.4 Hälsa, säkerhet, tillförlitlighet och komfort

Den medialt viktigaste hälsoaspekten för tappvatten har under den senaste tioårsperioden varit förekomsten av legionella. Boverket<sup>91</sup> ger vissa råd för utformning och skötsel av tappvattensystem för att minska risken för sjukdomsspridning via legionellabakterier. Den enskilt viktigaste faktorn för legionellatillväxt är vattentemperaturen men materialval kan sannolikt också ha en stor betydelse. Det förekommer även synpunkter på risker för legionella i samband med aerosoler från snålspolande installationer i duschar och handfat.

Nuteks kravspecifikation behandlar utöver energifrågorna även aspekter beträffande hälsa, säkerhet, tillförlitlighet och komfort. Bl.a. har korrosionsfrågor haft en framträdande behandling.

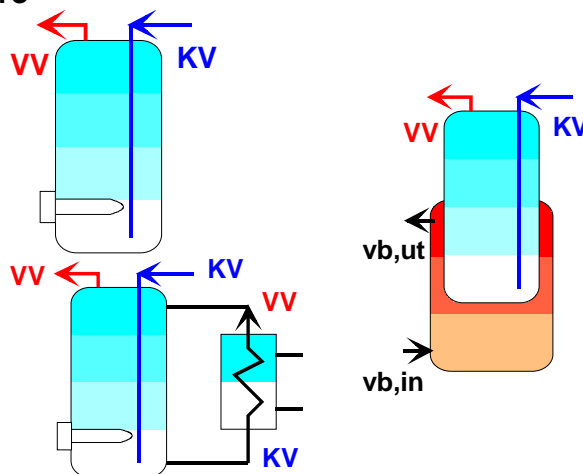
### 5.5.5 Systemlösningar

Beroende på hur vattnet värms på sanitetsvattensidan kan man dela in tappvattenvärmare i huvudgrupperna ackumulerande värmare och genomströmningsvärmare.

#### Akkumulerande vattenvärmare

*Lagring av tappvatten*

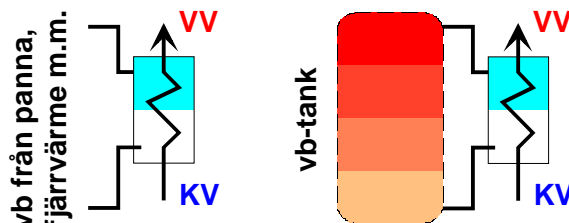
- Direktvärmning av tappvatten i tanken (med kondensator, kamflänsrör, elpatron etc.),
- Direktvärmning av tappvatten i extern värmare (värmepump, panna etc.),
- Indirekt värmning av tanken (dubbelmantel).



#### Genomströmningsvärmare

*Ingen lagring av tappvatten*

- Direktvärmning i tappvattenväxlare (värmebärare från panna, fjärrvärme, gaslåga etc.),
- Direktvärmning i tappvattenväxlare (värmebärare i lagertank).



Ett vanligt värmepumpsalternativ är värmning av tappvattnet i en dubbelmantlad beredare. Shah<sup>[52-54]</sup> har studerat värmeöverföringen i denna typ av system. Lorenz<sup>[39]</sup> har jämfört effektiviteten för olika lösningar i solvärmeanläggningar och visat att

alternativet med lagring i värmebärare och extern tappvattenväxlare, s.k. tappvattenautomat, ger den bästa effektiviteten.

Det finns stora principiella skillnader mellan att lagra tappvattenvärme direkt i tappvattnet eller indirekt i ett värmebärlager. Reglertekniskt är direktvärmning av tappvatten mer komplicerat än uppvärmning och lagring i en tappvattentank. Paulsen<sup>[49]</sup> visar hur man med dynamisk simulering kan studera reglerfunktionen för genomströmningsvärmare. De stora effektskillnaderna mellan stora och små tappflöden och kravet på att snabbt nå önskad tappningstemperatur ställer stora krav på reglerfunktionen.

### 5.5.6 Diskussion av den aktuella systemlösningen

Med utgångspunkt i ovanstående resonemang valdes att satsa på ett system med genomströmningsvärmare och ackumulering av värme i en värmebärartank (se figur 7 i avsnitt 5.6.4). Fördelarna med en genomströmningsvärmare är:

- En liten komponent (tappvattenväxlaren) blir utsatt för korrosionsrisken med syrerikt vatten vid högt tryck. Därmed kan komponenten göras i ädlare material, är lättare att byta samt har lättare att klara tryckkraven.
- Den stora komponenten, ackumuleringstanken, får en lägre tryckklass, mindre korrosionsproblem och mindre inbyggda delar (= billigare tank).
- En externt placerad tappvattenväxlare samt behovsstyrda laddnings- och vattenvärmarflöden ger mindre risk att störa skiktningen än traditionella lösningar med inbyggd växlare eller dubbelmantlad beredare.
- Ackumulering på värmebärarsidan gör det enkelt med förvärmning av tappvattnet via radiatorsystemets temperaturnivå (se figur 7).
- Avsaknad av ackumulerat sanitetsvatten minskar risken för mikrobiell tillväxt.

Till nackdelarna hör ett ökat antal komponenter (pumpar, ventiler, styrning) samt en något mer komplicerad styrning. Direktvärmning av varmvatten med den tänkta lösningen är emellertid lättare reglertekniskt än motsvarande lösningar med fjärrvärme eller bränslepannor eftersom temperaturen i tanken är begränsad till max. 55 °C. Därmed finns inte risken för översvängningar som kan ge skållningsrisk och man får en inbyggd dämpning vid kraftiga pådrag när man närmar sig sluttemperaturen (systemets egenförstärkning avtar snabbt). En detaljerad beskrivning av projektets systemlösning och provningsresultat presenteras i en kommande rapport.

## 5.6 Systembeskrivning

Ett värmepumpssystem driftförhållanden och verkningsgrad beror av växelverkan mellan värmebehovets profil, värmesystemets egenskaper och värmepumpen och inkluderar även styrstrategin och komponenternas verkningsgrad.

### 5.6.1 Kunskapsöversikt för systemlösningar

Det finns en mycket omfattande litteratur om hur man väljer och dimensionerar system för byggnaders klimatisering. Här nämns bara några exempel som utnyttjats i detta projekt. ASHRAE-handböckerna behandlar system för värme och kyla i allmänhet. Handboken "Achieving the desired indoor climate"<sup>[20, 45, 49]</sup> ger grunderna för hur man skapar ett bra inomhusklimat med god energieffektivitet samt ger exempel på tekniska lösningar. Glas<sup>[24-26]</sup> diskuterar viktiga faktorer för att erhålla väl fungerande lösningar med värmepumpar och Fahlén<sup>[15]</sup> behandlar delkonverteringsinstallationer med luft/luftvärmepumpar. Artikelns principresonemang beträffande värmedistribution gäller även i lösningar med vattenvärmda fläktkonvektorer.

### 5.6.2 Systemutformning

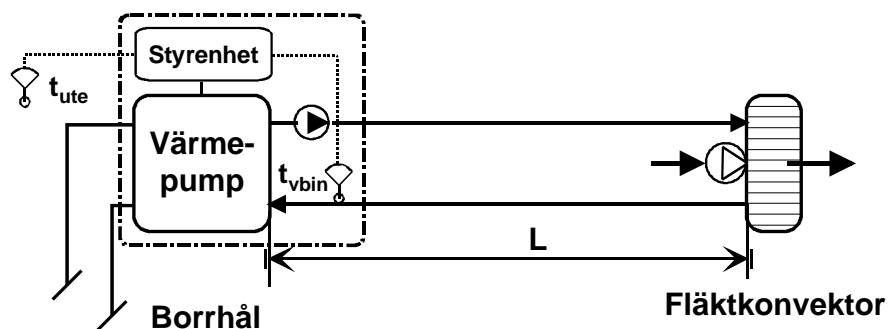
Det värmepumpssystem som studerats har varit i drift i ett direktelvärmtd småhus sedan 1996. Huset fungerade som beräkningshus i samband med ett antal teknikupphandlingstävlingar som Nutek genomförde med avsikten att demonstrera möjliga konverteringsalternativ i direktelvärmtd småhus. Efter den nordiska värmepumpstävlingen installerades vinnarkoncept 1 (se 4.5) i huset och mätningar genomfördes för att jämföra resultaten från laboratorieprov och teoretiska beräkningar med en verklig installation.

### 5.6.3 Byggnad

Huset är ett 1½-plans prefabricerat trähus som byggdes 1977. Uppvärmd area är 140 m<sup>2</sup> boyta plus 10 m<sup>2</sup> uppvärmd förrådsyta. Dimensionerande effektbehov är 6,9 kW vid en utetemperatur av -20 °C (plus 1,5 kW för tappvarmvatten). Typisk årlig total användning av elektrisk energi var 25 MWh innan värmepumpen installerades. Behovet fördelar sig på 5 MWh hushållsel, 4 MWh varmvatten och 16 MWh för rumsuppvärmning. Värmepumpen minskade rumsvärmebehovet från 16 till 7 MWh per år.

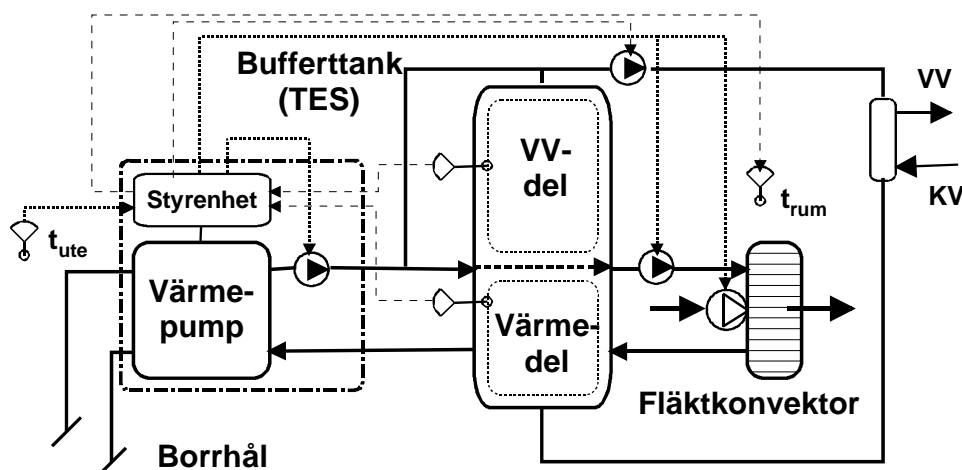
### 5.6.4 Värmesystem

Det ursprungliga värmesystemet bestod av 15 direktverkande elradiatorer med en totalt installerad effekt av 13,2 kW. Individuella termostater av kapillärrörstyp används för individuell reglering av rumstemperaturen. Efter installation av värmepumpen ställdes samtliga termostater ner från +20 till +15 °C för att undvika onödig inkoppling under värmepumpens stilleståndsperioder. Den ursprungliga värmepumpsstyrningen reglerade värmetillförseln enbart genom styrning av returvattentemperaturen i relation till utetemperaturen (en öppen styrning som allmänt kallas "kurvstyrning", se figur 6).



**Figur 6: Det ursprungliga värmepumpssystemet för rumsvärmedrift.**

Den föreslagna modifierade styrningen kommer att reglera värmepumpens drift genom att jämföra laddningstillståndet i ackumulatortanken (temperatur och energimängd) med utetemperatur. Värmetillförseln till byggnaden regleras med hjälp av en varvtalsstyrd pump och återkoppling från en rumstermostat (se figur 7).



**Figur 7: Det modifierade värmesystemet med ackumulatortank och möjlighet till indirekt värmning av tappvatten.**

### 5.6.5 Värmepumpssystemet

Värmepumpssystemet består av en vätska/vatten värmepump, som ger 3,9 kW vid driftpunkten 0/35 °C. Den fysiska storleken är som ett kylskåp och den är ansluten till ett 60 m djupt borrhål. Det ursprungliga systemet var som en följd av tävlingsreglerna i värmepumpstävlingen dimensionerat med låg kostnad och enkel installation som målsättning. Därför har även borrhålet och värmesystemet minimerats ekonomiskt och fysiskt. Beräknade och uppmätta inkommande köldbärartemperaturer till värmepumpen vid dimensionerande förhållanden var -3,0 °C. Efter en fyra år lång utvärderingsperiod uppgraderades markvärmekällan med ett återladdningssystem för borrhålet. Detta planerades och förbereddes redan vid den ur-

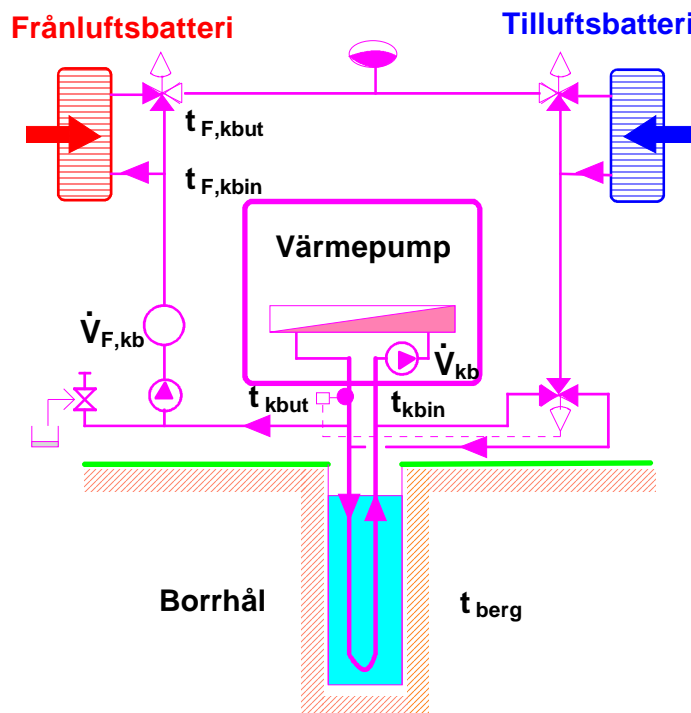


sprungliga installationen för att studera återladdningens effekt på temperaturen i borrhålet. Ett återladdningsalternativ som ofta diskuteras är att utnyttja solfångare. Ett sådant system kan emellertid bara förhindra en långsiktig sänkning av temperaturen i ett underdimensionerat borrhål. Det kan inte förbättra resultatet i jämförelse med det första driftåret. Istället valdes ett system med återladdning via en frånluftsvärmeväxlare<sup>[19]</sup>. Denna lösning har flera positiva sidoeffekter som möjligheten till ”gratis” luftkonditionering och möjligheten till värmeåtervinning med mycket hög verkningsgrad och samtidigt helt utan behov av avfrostning (se figur 8).

Installationen har tre driftslägen, vilka väljs med växelventiler vid från- och tillluftsbatterierna<sup>[19]</sup>:

1. *Återladdning* med köldbärare som värms i frånluftsbatteriet och sedan värmer kollektorn i borrhålet.
2. *Luftkonditionering* med kall köldbärare som går förbi frånluftsbatteriet men kyler tillluftsbatteriet och sedan värmer kollektorn i borrhålet.
3. *Värmeåtervinning* med köldbärare som värms i frånluftsbatteriet och sedan värmer tillluftsbatteriet för att slutligen förvärmas i borrhålskollektorn.

Alternativ 2 och 3 avvaktar resultatet av utvärderingen av alternativ 1.



**Figur 8: Köldbärarkrets med borrhål, frånluftsbatteri och framtida tillluftsbatteri.**

## 5.7 Erfarenheter från ett delkonverterat direktelvärt hus

Erfarenheterna och resultaten kommer huvudsakligen från kontinuerliga mätningar sedan 1996 i samma enfamiljshus, som kortfattat beskrivits i avsnitt 5.6. Några resultat baserar sig emellertid på laboriemätningar i samband med värmepumpstävlingen.

### 5.7.1 Driftserfarenheter från delkonverterade direktelhus

Inom ramen för Byggeforskningsrådets verksamhet gjordes ett antal studier av värmepumpsinstallationer i direktelvärmda småhus. De behandlar emellertid såväl de dynamiska problemställningar som uppstår i samband med delkonvertering. Även inom ramen för Vattenfalls solprogram och Elab gjordes omfattande uppföljningar av installationer med alla vanligt förekommande typer av värmepumpar. Björk<sup>[7]</sup> har både undersökt värmepumpar kopplade till konvektorer och radiatorer. Fahlén<sup>[17, 18]</sup> har tidigare presenterat resultat för den ursprungliga konverteringen av det hus som använts i denna studie.

### 5.7.2 Faktorer som påverkar anläggningens värmefaktor

Om man antar att kompressorverkningsgraden är konstant inom måttliga förändringar av tryckförhållandet så blir den verkliga värmefaktorns temperaturberoende ganska nära beroendet för den teoretiska Carnotverkningsgraden. Förändringar i förångnings- och kondenseringstemperaturerna  $T_2$  och  $T_1$ , vilka bestämmer Carnotvärmefaktorn  $COP_{IC}$ , kommer därmed att följa förändringarna i köld- och värmebärartemperaturerna  $T_{kb}$  och  $T_{vb}$ . Baserad på detta resonemang kan ekvation 20 ge en bild av hur förändringar i köld- och värmebärartemperatur samt förändringar i hjälpeffekter,  $\Delta\dot{W}_{e,p}$ , ("parasiteffekter" till köldbärarpump, återladdningspump, värmebärarpump och konvektorfläkt), påverkar  $COP_{vp}$ :

$$\frac{\Delta COP_{vpa}}{COP_{vp}} = -\frac{\Delta\dot{W}_{e,vpa}}{\dot{W}_{e,vp}} = \left[ \frac{\Delta T_{kb}}{T_1 - T_2} - \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{\Delta T_{vb}}{T_1 - T_2} - \frac{\Delta\dot{W}_{e,p}}{\dot{W}_{e,vp}} \right] \quad (\text{ekv. 20})$$

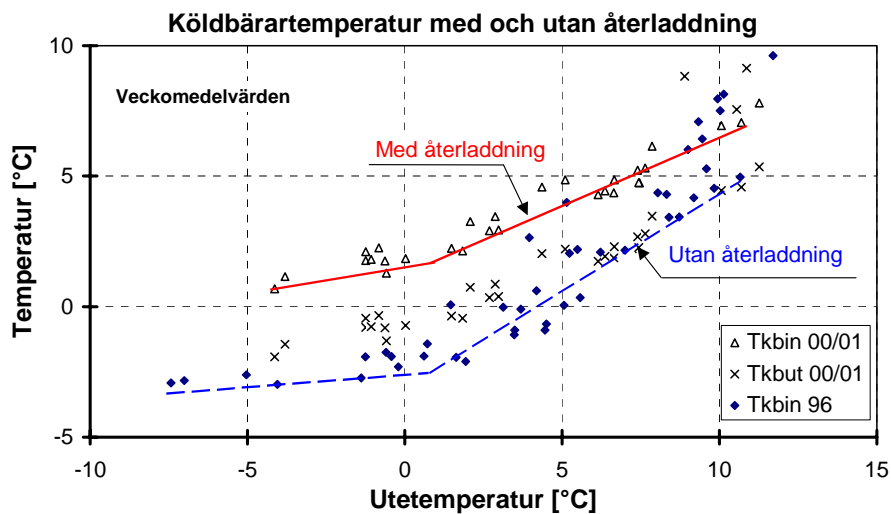
Återladdningen påverkar värmepumpsanläggningens totala  $COP_{vpa}$  positivt genom att den ökar köldbärar- och förångningstemperaturerna  $T_{kb}$  och  $T_2$ . Därmed reduceras kompressorns motoreffekt  $\dot{W}_{em}$  för en given värmeeffekt. Emellertid kommer den ökade köldbärartemperaturen att ge en ökad värmeeffekt, vilket höjer värmebärar- och kondenseringstemperaturerna  $T_{vb}$  och  $T_1$ . Det ökade pump- och fläktarbetet,  $\Delta\dot{W}_{e,p}$ , har ytterligare en negativ inverkan.

Som exempel ger förutsättningarna enligt figur 9 att återladdningen höjer köldbärartemperaturen med 4 K. Detta skulle kunna förbättra värmefaktorn med 10 % vid konstant  $T_{vbut}$ . Den åtföljande kapacitetsökningen höjer emellertid  $T_{vbut}$  så mycket att nästan hela vinsten förloras om inte värmesystemet uppgraderas så att det kan ta emot den ökade effekten. Alternativen är att installera ackumulatortank eller kapacitetsreglering av kompressorn. Med samma förutsättningar kommer

$COP_{vpa}$  istället att minska med 9 % p.g.a. kontinuerlig drift av värmebärarpumpen, med ytterligare 10 % p.g.a. återladdningspumpen och med 24 % p.g.a. konvektorfläkten. Dessutom kommer den onödigt höga tilltemperaturen i värmesystemet när värmepumpen går att minska  $COP_{vpa}$  med 12 %.

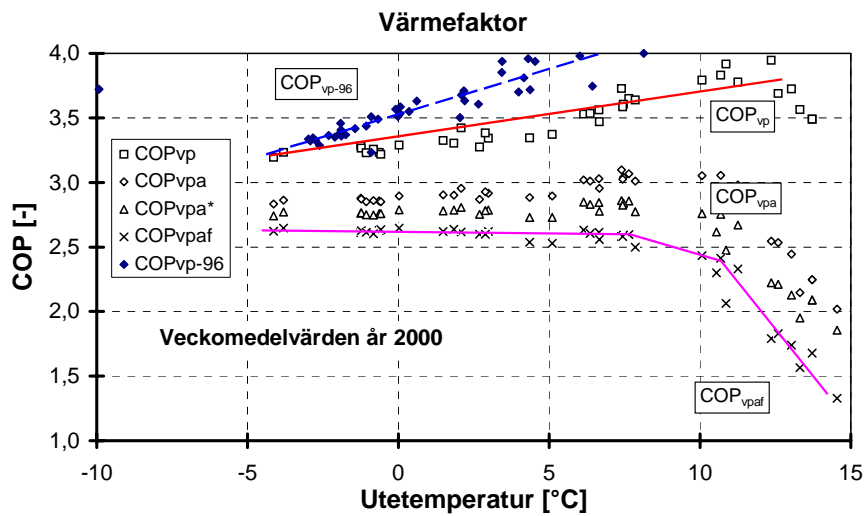
### 5.7.3 Värmefaktorer och driveffekter

Mätresultaten visar tydligt på vikten av anpassning mellan last och tillförd effekt. Resultaten visar också på behovet av att minska ”parasiteffekter” till värme- och köldbärarpumparna, konvektorfläkten och återladdningspumpen. (se figur 10)



**Figur 9: Köldbärarens inloppstemperatur till värmepumpen med och utan återladdning.**

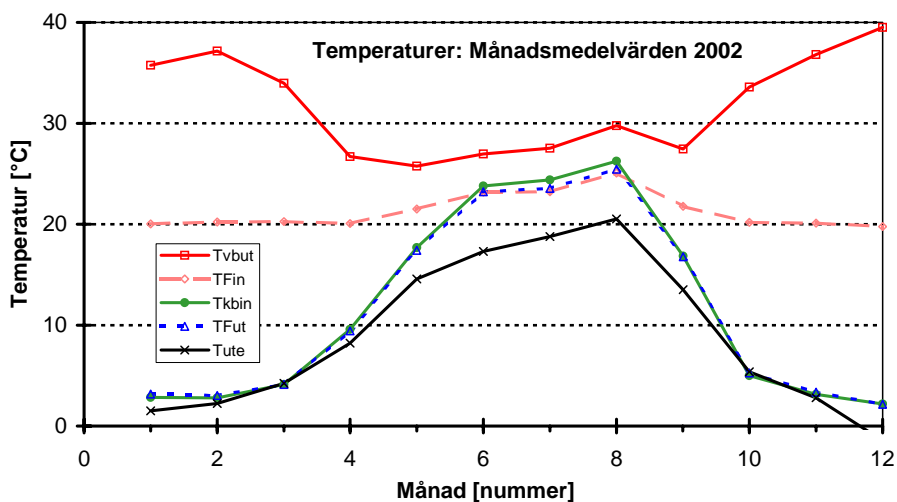
Vid en utetemperatur av exempelvis +5 °C höjer återladdningen  $t_{kbin}$  med 3 K men  $COP_{vp}$  minskar med 11%! Denna minskning är tvärtemot avsikten med återladdning men väntad eftersom den högre köldbärartemperaturen ökar värmepumpens effekt. Effektökningen höjer värmebärartemperaturen under till-tiden genom två mekanismer (se 5.7.5 och 5.7.7). Vid utetemperaturen +5 °C är den inkommande köldbärartemperaturen nära +5 °C. Resultat från laborieprov indikerar att  $COP_{vp}$  vid stationär drift borde vara ca. 4,2 och  $COP_{vpa}$ , som inkluderar köld- och värmebärarpumparna, borde vara ca. 3,6. Således reducerar de interna pumparnas parasiteffekter  $COP$  med 14 % under ideala förhållanden. Om de aktuella pumparna ersattes med dagens bästa teknik, med en pumpverkningsgrad runt 40 % istället för mindre än 10 %, skulle  $COP_{vpa}$  öka från 3,6 till 4,05.



Figur 10:  $COP_{vp}$  med och utan återladdning samt inverkan av pumpar ( $COP_{vpa}$ ) och pumpar plus konvektorfläkt ( $COP_{vpaf}$ ).

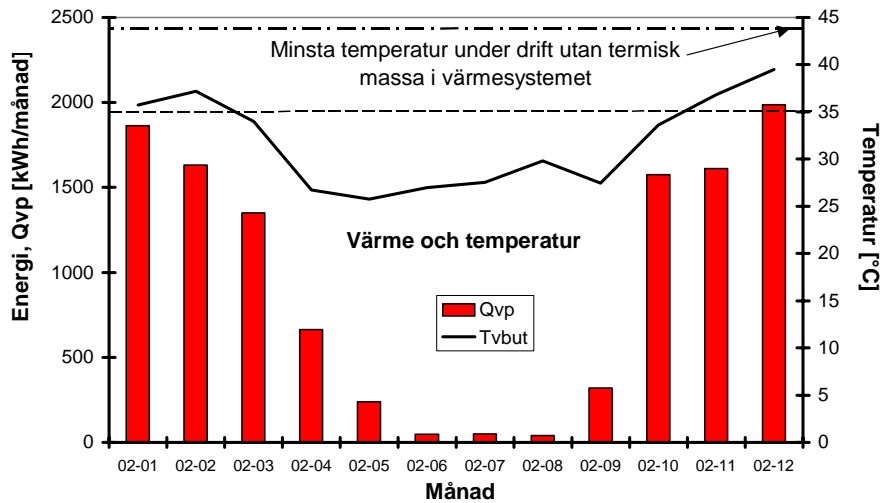
#### 5.7.4 Temperaturer

Figur 11 visar månadsmedelvärden för utgående värmebärartemperatur ( $t_{vbut}$ ), inkommande ( $t_{Fin}$ ) och utgående frånluftstemperatur ( $t_{Fut}$ ) under år 2002. Figur 12 illustrerar vid vilken medeltemperatur på utgående värmebäraren som värmen levereras till värmesystemet. Figuren visar att merparten av värmen levereras vid en medeltemperatur som är mindre än +35 °C. Till-temperaturen, som värmepumpen faktiskt får arbeta med under drift, är emellertid betydligt högre under en stor del av året.



Figur 11: Uppmätta månadsmedelvärden för temperaturerna på värmebäraren, frånluften, köldbäraren och uteluften.

Figur 11 ger också en indikation på frånluftsbatteriets funktion. På vintern kyls frånluften från +20 °C ner till nästan 0 °C kontinuerligt utan någon påfrysning av värmeväxlaren. Frånluften kan kylas till en temperatur strax under den inkommande köldbärartemperaturen till värmepumpen eftersom den utgående, ca. 3 K kallare, köldbäraren går direkt till frånluftsbatteriet (se principskissen i figur 8).

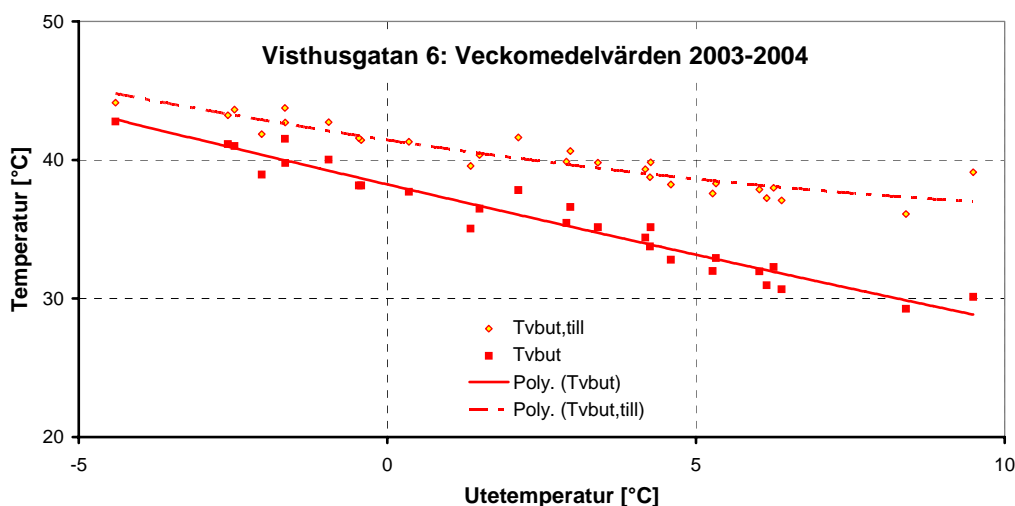


**Figur 12: Månadsmedelvärden för avgiven värme och värmesystemets framledningstemperatur.**

Vid mätningarna registreras värmebärartemperaturens medelvärde. Medelvärdet sammansätts av perioder med högre temperatur, när värmepumpen går ( $t_{vb,till}$ ) och perioder med lägre temperatur, när värmepumpen står stilla ( $t_{vb,från}$ ). Värmebärarflödet är konstant under hela till-från cykeln och under frånperioden antas temperaturen in och ut vara lika, d.v.s.  $t_{vbut} = t_{vbin}$ . Med kännedom om värmepumpens relativa gångtid  $R_{vp}$  och dess temperaturhöjning av värmebäraren  $\theta_{vp}$ , kan medelvärdet under drift skattas från medelvärdet under perioden, enligt:

$$\bar{t}_{vb,till} = \bar{t}_{vb} + (1 - R_{vp}) \cdot \theta_{vp} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (\text{ekv. 21})$$

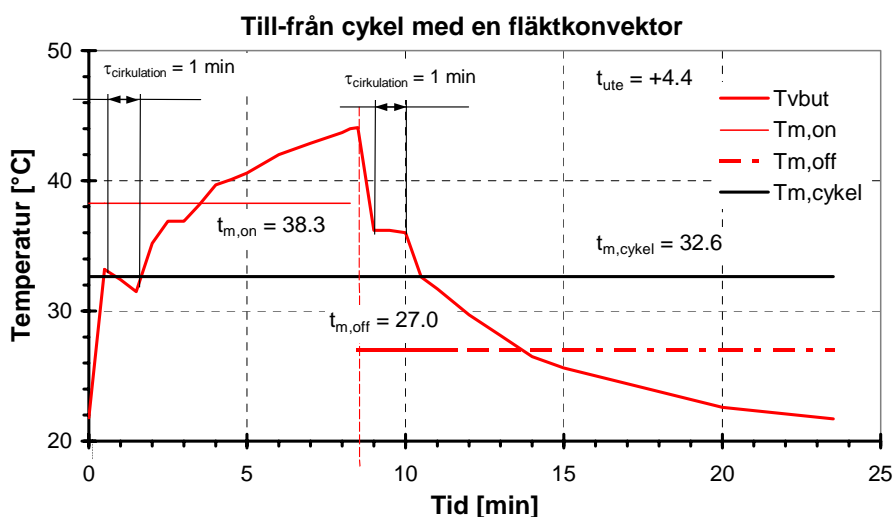
Figur 13 visar hur skillnaden mellan värmebärarens medeltemperatur  $t_{vbut,m}$  och  $t_{vbut,till}$  ökar med minskande last (högre utetemperatur).



**Figur 13: Värmebärartemperaturens veckomedelvärde för hela perioder samt för de delar av perioden som värmepumpen är i drift.**

### 5.7.5 Transient drift av fläktkonvektorn

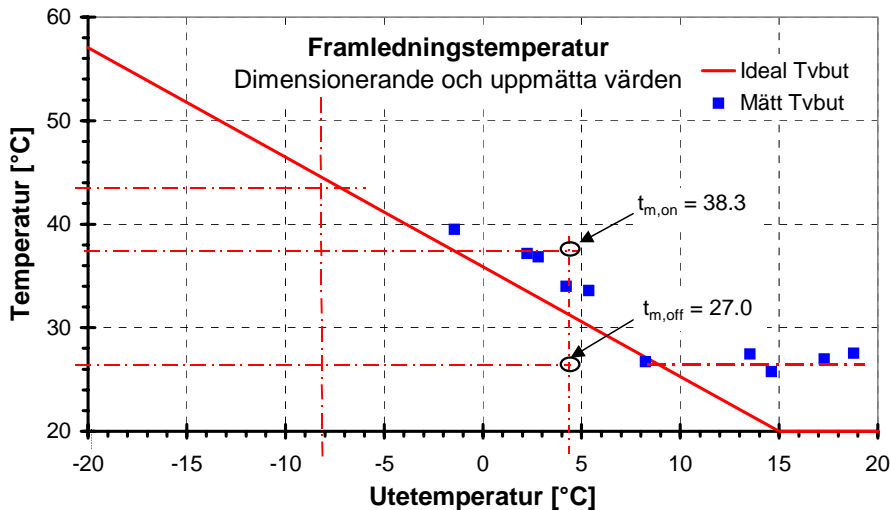
Fläktkonvektorn arbetar kontinuerligt i den meningen att vatten- och luftflödena är konstanta. Vattentemperaturen har emellertid ett cykliskt, transient förlopp på grund av värmepumpens till-från drift. Figur 14 visar variationen över en komplett till-från cykel vid en utetemperatur av +4 °C (mer än 20 % av det årliga energibehovet för uppvärmning av det aktuella huset sker vid en utetemperatur över +4 °C). Efter det att värmepumpen startat eller stoppat kan man observera en dödtid, vilken motsvarar den tid det tar att cirkulera vattnet ett varv i värmesystemet.



**Figur 14: En fullständig till-från cykel med värmepumpen kopplad till fläktkonvektorn.**

Figur 12 indikerar också att värmesystemet är på, men med en lägre avgiven effekt, även under värmepumpens frånperiod. Därmed skulle en avstängning av värmebärarpumpen under värmepumpens frånperiod minska *värmesystemets drift-*

tid och därmed ytterligare höja temperaturnivån under *värmepumpens drifttid*. Medelvärdet för värmebärartemperaturen under värmepumpens drifttid är 5,7 K högre än medelvärdet över en fullständig till-från cykel. Detta antyder också en typisk reduktion av  $COP_{vp}$  med 10-15 % men för denna specifika värmepump är reduktionen till och med över 20 %. Värmebärarpumpen bör därför alltid gå när det finns värmebehov men med minimerad och anpassad effekt.

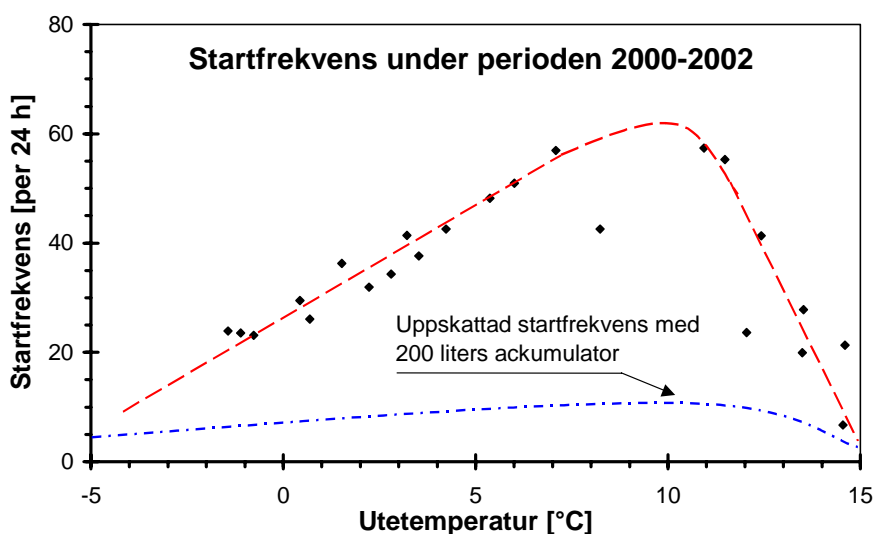


**Figur 15: Verklig värmebärartemperatur jämförd den teoretiska temperaturen vid perfekt lastanpassning.**

Figur 15 jämför den verkliga temperaturen med temperaturen under ideala förhållanden med perfekt lastanpassning. I detta fall är skillnaden mer än 6 K med en motsvarande försämring av den verkliga  $COP_{vp}$  i jämförelse med den teoretiska. Fläktkonvektorns termiska effektivitet beräknades på grundval av laboriemätningar till  $\varepsilon = 0,73$ , vilket sedermera bekräftats vid mätningarna i huset.

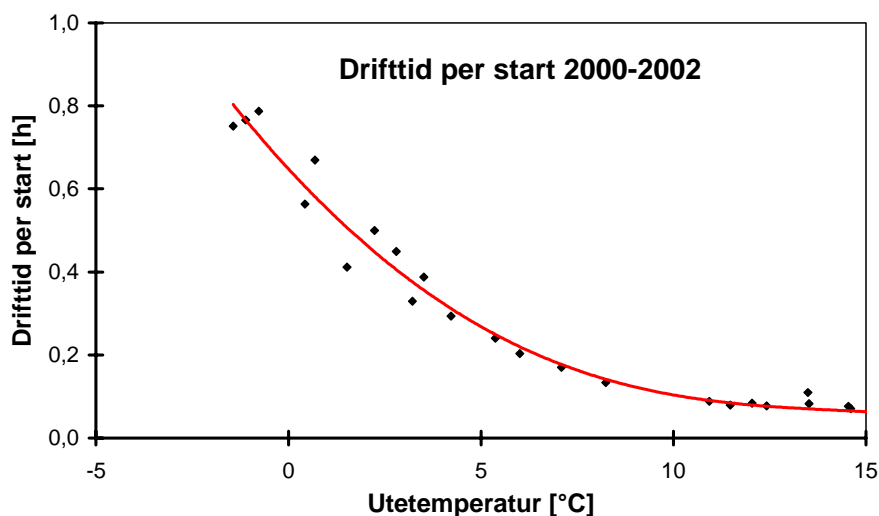
### 5.7.6 Relativ gångtid, startfrekvens och drifttid per start

Värmepumpens relativa gångtid avspeglar värmepumpens storlek i förhållande till husets dimensionerande värmeeffektbehov. Den relativa gångtiden  $R_{vp}$  är en i huvudsak linjär funktion av utetemperaturen tills balanstemperaturen nås (balans-temperaturen = den temperatur då värmepumpens avgivna effekt = husets effektbehov). Vid utetemperaturer under balans-temperaturen blir  $R_{vp} = 1$ . Startfrekvensen och drifttiden per start beror emellertid även på värmesystemets tidkonstant.



**Figur 16: Veckomedelvärden för startfrekvensen (antalet starter per dygn). Den övre kurvan avser uppmätta värden och den under kurvan beräknade värden med ackumulatortanken inkopplad.**

Figur 16 visar att startfrekvensen har en topp. Denna topp blir större och inträffar vid högre utetemperatur om värmesystemets tidkonstant minskar. Utan ackumulatortank blir startfrekvensen mycket hög under vår och höst.



**Figur 17: Veckomedelvärden för drifftiden per start.**

Drifftiden per start avtar monotont med ökande utetemperatur och minskande tidkonstant. Figur 17 visar resultat för det aktuella huset med veckomedelvärden för drifftiden per start som funktion av veckomedelvärdet av utetemperaturen. Tasou<sup>[59]</sup>, Marquand och Wilson har studerat denna frågeställning för en luftvärmepump och redovisat liknande kurvor.



### 5.7.7 Diskussion och slutsatser

I vattenburna värmesystem med liten termisk massa och/eller hög energitäckningsgrad kan tilltemperaturen i värmesystemet bli betydligt högre än det erforderliga medelvärdet. Dessutom blir startfrekvensen hög och drifttiden per start låg vid dellast. Därmed blir lastanpassning särskilt viktig i system med liten termisk massa och hög täckningsgrad. Detta är ett särskilt problem vid konvertering av direktelvärmda småhus till markvärmepumpar. Dessutom finns en betydande potential för effektivitetsförbättringar genom att minska parasiteffekter till pumpar och fläktar genom förbättrade styrstrategier och/eller användning av dagens bästa pump- och fläktteknik.

Lastanpassning genom kapacitetsreglering har även den en stor potential. Tasou<sup>[59]</sup> et al har bedömt potentialen till ca. 10 % för årsvärmefaktorn med hjälp av frekvensstyrd kompressormotor. I den jämförelsen negligeras emellertid värmesystemets begränsningar. Dessutom avsåg studien en luft-vatten värmepump med låg täckningsgrad. Man bör också observera att om man inte använder rätt teknik i kombinationen motorstyrning - elmotor – kompressor kan totalresultatet vid frekvensstyrning bli en besvikelse<sup>[34]</sup>. En förväntad förbättring kan i själva verket bli en försämring i jämförelse med traditionell till-från drift.

I ett system med liten termisk massa och stor effekttäckning bör förbättringspotentialen vara ännu högre. Det finns emellertid en gräns för hur långt man kan reglera ner effekten med dagens teknik. Därmed kommer det alltid att finnas perioder med cyklisk drift och det finns ett behov av en viss termisk massa i värmesystemet. Detta behov är en viktig faktor vid konvertering av direktelvärmda småhus till värmepump med ”minivattensystem”. Detta gäller speciellt när man eftersträvar full effekttäckning. Även om sådan dimensionering inte är ekonomiskt optimal idag blir energibolagen alltmer bekymrade över effektsituationen både för generering och för överföring av elektricitet. Heltäckande värmepumpslösningar sparar mer effekt och är därför intressanta för elföretagen.

## 6 Industriell relevans samt energi- och miljörelevans

Arbetet har varit inriktat mot att ta fram underlag för att minska elanvändningen genom eleffektivare värmepumpsinstallationer. Därmed får arbetet samtidigt en miljörelevans genom den indirekta miljöbelastning som följer av elproduktion. Minskningen sker genom att värmepumpsprocessens verkningsgrad ökar genom minskade temperaturlyft samt minskning av driveffekterna till pumpar och fläktar. Vid kontinuerlig kapacitetsreglering sker en ytterligare vinst genom minskade temperaturdifferenser i förångare och kondensator. Heikkilä<sup>[29, 30]</sup> har visat att vid klimatisering av byggnader är vanligtvis el för driften av byggnadens installationer den i särklass största miljöposten.

Projektresultaten pekar även på systemutformningens betydelse för livslängden för värmepumpen. Livslängden är viktig även ur miljösynpunkt. Med ökande energieffektivitet för installationerna kommer miljökonsekvenserna av ett förtida utbyte att få större relativ betydelse (råvaror, belastning från transport, tillverkning, destruktion m.m.).

Värmepumpar tillverkas i Sverige av små och medelstora företag, vilka har begränsade möjligheter att själva bedriva kvalificerad FoU-verksamhet. Projektet har därmed varit intressant även ur ett SMF-perspektiv (SMF = små och medelstora företag; prioriterad inriktning för tillämpad forskning). Den industriella relevansen har säkrats huvudsakligen genom medverkan av ett antal svenska industriföretag. Bl.a. har tre av de största svenska värmepumpstillverkarna, två av de största leverantörerna av små cirkulationspumpar, en av de största leverantörerna av radiatorer, elföretagens forskningsorganisation samt landets ledande provnings- och certifieringsföretag medverkat i projektet.

## 7 Examina

Projektet har varit ett seniorforskarprojekt som genomförts på ett år med en relativt liten budget. Några examina har därför inte varit aktuella inom projektets ram. Däremot har projektet till viss del kunnat bidra med underlag till eff-Sys projektet H22, som så småningom ska utmyнна i en doktorsavhandling för Fredrik Karlsson på SP.

## 8 Internationell samverkan

På grund av projektets begränsade budget har inget formellt internationellt samarbete bedrivits. Däremot har en del informella kontakter förekommit med Danmark, Finland och USA.

## 9 Diskussion och slutsatser

Projektet har behandlat möjligheterna till effektivisering av värmepumpslösningar med vattenburna system för delkonvertering av elvärmda småhus samt traditionella installationer med hög effekttäckning. I arbetet låg fokus på följande delområden:

- Effektivare pumpar och fläktar,
- Bufferttank och/eller kapacitetsreglering
- Tappvattenvärmning med integrerad värmevatten ackumulator,
- Driftserfarenheter från ett konverterat eluppvärmt småhus

### 9.1 Effektivare pumpar och fläktar

Det finns en stor potential för att öka systemverkningsgraden genom reduktion av ”parasiteffekter” till pumpar och fläktar genom bättre styrstrategier, högeffektiva elmotorer med motorstyrning. Effektiviseringen kan åstadkommas genom hydrauliskt effektivare pumpar och fläktar, effektivare elmotorer samt förbättrad styrning. I den aktuella installationen är det möjligt att spara nästan 1000 kWh per år genom denna typ av åtgärder. Den procentuella minskningen av värmepumpens totala drivenergi blir ca. 22 % om värmepump och fläktkonvektor stängs av manuellt sommartid och 28 % utan manuell avstängning. Med hjälp av modern motorstyrteknik bör man kunna åstadkomma en god reglering av inomhustemperaturen med små tryckfall och små pumpenergier.

### 9.2 Bufferttank och/eller kapacitetsreglering

I vissa vattenburna värmesystem, t.ex. vid delkonvertering av direktelhus med minivattensystem eller heltäckande värmepumpslösningar, blir värmesystemets termiska massa liten i förhållande till den installerade värmeeffekten. I dessa system kan ”tilltemperaturen” vara betydligt högre än den medeltemperatur som värmesystemet behöver för att täcka husets behov. Detta medför dessutom att startfrekvensen blir hög och driftstiderna korta vid dellast. Därmed blir lastanpassning en viktig fråga vid konvertering av direktelhus med markvärmearläggningar med hög energitäckning.

Laststyrning genom kapacitetsreglering av värmepumpen har en stor potential. Tassou, Marquand och Wilson<sup>[59]</sup> har uppskattat att detta kan ge en förbättring av årsvärmefaktorn med 10 %. Jämförelsen underskattar sannolikt potentialen eftersom den förutsätter att värmesystemet vid till/från drift kan svälja hela värmepumpseffekten vid den antagna medeltemperaturen. Dessutom avsåg studien en luftvärmepump med låg energitäckningsgrad. Det kan också noteras att det finns risk för att man blir besviken om man inte använder bästa teknik för motorer och motorstyrningar vid kapacitetsreglering<sup>[66]</sup>. En förväntad förbättring kan annars bli en försämring i jämförelse med en oregrerad kompressor med till/från drift. Pro-

jekt eff-Sys H22<sup>[33]</sup> indikerar effektivitetsvinster mellan 8-22 % med hjälp av frekvensstyrd kompressormotor.

I ett system med liten termisk massa och hög energitäckning bör potentialen för förbättring vara betydligt större. Det finns emellertid en undre gräns för hur långt det går att dra ner kapaciteten med dagens teknologi. Detta betyder att det alltid kommer att finnas perioder med till/från drift. Därför finns också ett behov av en viss termisk massa i värmesystemet även när man använder kapacitetsreglerade värmepumpar. Detta är en viktig faktor vid konvertering av direktelvärmda hus med värmepumpar och ”minivattensystem”, speciellt i fall med hög energi- och effekttäckning. Heltäckande värmepumpar och andra lösningar som diskuterats i detta projekt är oftast inte ekonomiskt lönsamma idag. Emellertid blir elleverantörerna allt mer bekymrade över toppeffekterna på elnätet och sannolikt blir det betydande förändringar av de ekonomiska förutsättningarna i framtiden via nya taxekonstruktioner.

Detta projekt har inte i första hand varit inriktat mot problemställningen med spetsvärmelaster. Det har ändå varit naturligt att beröra denna fråga eftersom den enklaste lösningen av spetsvärmeproblemet i ett värmepumpssystem är att göra anläggningen monovalent. Därmed slipper man kostnader och problem med installation av en separat spetsvärmeanläggning och styrutrustning för denna. Problemet med heltäckande värmepumpsanläggningar är de konsekvenser detta får för dimensioneringen av värmekälla och värmesänka. Det är precis dessa frågeställningar som behandlats i detta projekt. I samverkan med projekt H24 ”spetsvärmekällor” har vi kommit fram till att den monovalenta (heltäckande) värmepumpslösningen sannolikt ändå är det bästa och billigaste alternativet.

### **9.3 Tappvattenvärmning med integrerad värmevattenackumulator**

Erfarenheter av tappvattensystemet kommer att presenteras i en kommande rapport. Den förväntade besparingen jämfört med den tidigare elberedaren är ca. 2,5 MWh. Genom övriga åtgärder i huset, t.ex. återladdning, komplettering av värmesystemet samt byte till treglasfönster, förväntas värmepumpen bli nästintill heltäckande. Effektbehovet för varmvatten minskas med ca. 0,5 kW (elberedaren har använt 1,5 kW medan värmepumpen drar 1 kW och ger 3,5 till 4 kW). Den totalt ackumulerade volymen, inklusive förvärmning i radiatordelen av tanken, ökar till 400 liter i stället för tidigare 300 liter. Ackumulerad värmemängd blir däremot drygt 15 % lägre p.g.a. den lägre temperaturnivån för värmepumpslösningen.

### **9.4 Driftserfarenheter från ett konverterat eluppvärmt småhus**

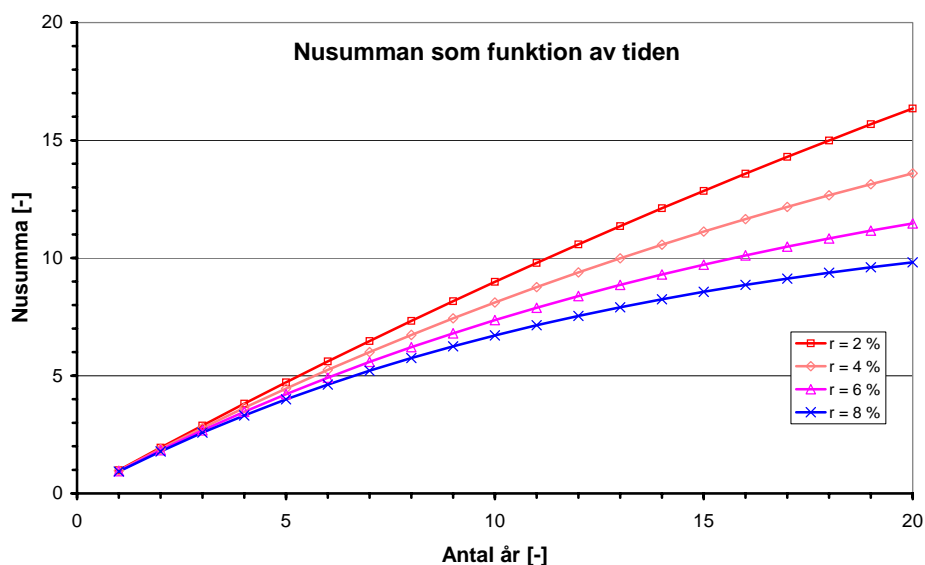
Resultaten från det konverterade elvärmda småhuset visar att det direkt går att minska elanvändningen för uppvärmning med 9 MWh/år med en enkel värmepumpinstallation och ett ”minivattensystem”(från 16 MWh/år till 7 MWh/år). Genom effektivare pump- och fläktdrift kan ytterligare ca. 1 MWh sparas och med

bättre lastanpassning mot värmesystemet kan 0,3-0,5 MWh sparas på drivenergin till kompressorn. Inklusiv besparingen på tappvattenvärmningen bör det vara möjligt att minska den köpta energin för värme och varmvatten från 20 MWh/år till 7 MW/år.

Erfarenheterna beträffande temperaturnivåer och startfrekvens visar på nödvändigheten av lastanpassning mellan värmepump och värmesystem. Den maximala startfrekvensen har hittills varit mycket hög, ca. 60 starter/dygn. Med den nya lösningen är beräknad maximal startfrekvens ca. 10 starter/dygn. Dessutom kan temperaturnivån för värmepumpen under drift sänkas med ca. 5 K under en stor del av året (0-7 K beroende på utetemperatur).

## 9.5 Ekonomi

Det måste finnas en rimlig ekonomi i varje åtgärd som vidtas för att förbättra ett system. Ett sätt att åskådliggöra hur stor investering en förbättring tål är att beräkna nuvärdet av den förväntade vinsten, gärna med några alternativa antaganden för att se hur känsligt resultatet blir för förändrade förutsättningar. Figur 18 visar den s.k. nusummefaktorn som funktion av kalkyltid och kalkylränta.

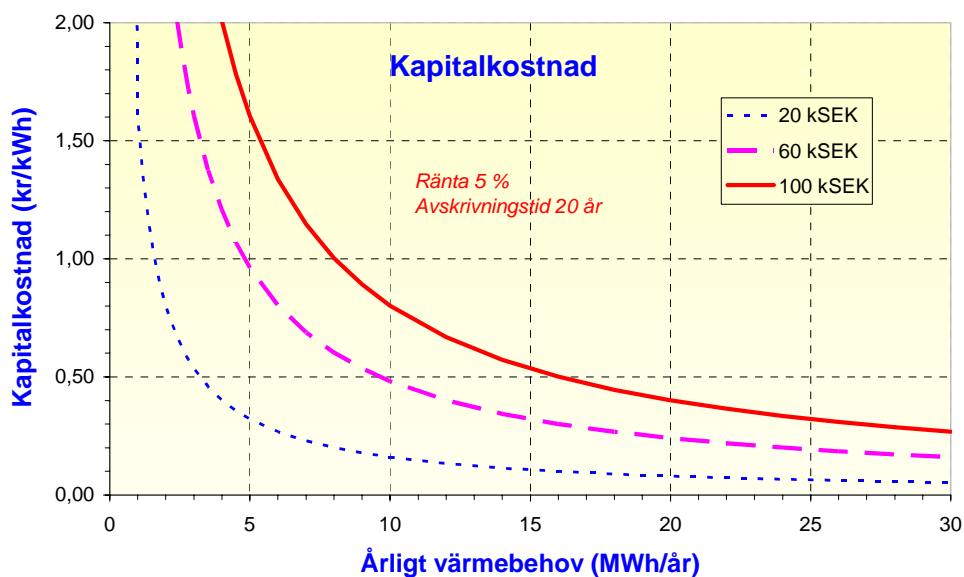


**Figur 18: Nusummefaktorn som funktion av beräkningstid och ränta.**

Antag att vi har en elektrisk varmvattenberedare och förbrukar 4000 kWh varmvatten per år till ett pris av 0,70 SEK/kWh och att vi kan spara hälften genom att ansluta värmepumpen. Besparingen per år blir då  $0,70 \cdot 2000 = 1400$  SEK. Om vi accepterar att skriva av investeringen på varmvattenberedarens tekniska livslängd 20 år blir nuvärdet av besparingen = Nusumman  $\cdot$  den årliga besparingen = ca. 14000-23100 SEK. Summan varierar med tidsperiodens längd och den effektiva räntenivån. Investeringen bör understiga denna summa med god marginal om man ska ha en rimlig utdelning på satsningen. En ekonomisk avskrivningstid på 10 år ger resultatet 12000-14000 SEK. Med dessa förutsättningar blir det svårt att få

ekonomi i åtgärden. Om man står i begrepp att byta en uttjänt beredare kan värmepumpsalternativet tåla en merinvestering motsvarande ovanstående summa. Merkostnaden för en värmepumpstank bör bli klart lägre än den summan och med det utgångsläget blir värmepumpsalternativet lönsamt.

Med motsvarande förutsättningar kan man uppskatta att investeringsutrymmet för att välja dagens bästa teknik för pumpar och pumpstyrningar i den aktuella anläggningen är ca. 10000-17000 SEK (20 år) respektive 6700-9000 SEK (10 år). Figur 19 visar det självklara faktum att byggnader som redan är energieffektiva har svårt att få ekonomi i ytterligare investeringar. Kapitalkostnaden/kWh blir snabbt betydligt högre än själva energikostnaden.



**Figur 18: Investeringens inverkan på energipriset som funktion av värmebehovets storlek (20 år, 5 %).**

## 10 Spridning av resultat

Den mest direkta spridningen av projektresultaten har skett inom projektgruppen. Mycket öppna och givande diskussioner har kunnat föras i gruppen och detta informationsutbyte har haft ett värde som väl matchar värdet av själva projektarbetet. Dessutom har arbetet bidragit till två granskade konferensbidrag, en tidskriftsartikel samt ett par föredrag:

- Fahlén, P, Karlsson, F, 2003. Improving Efficiency of Hydronic Heat Pump Heating Systems. (21st International Congress of Refrigeration, 2003-08-17--22, International Institute of Refrigeration, Proceedings of the 21st International Congress of Refrigeration.) Washington, USA.
- Karlsson, F, Fahlén, P, 2003. Energy saving potential of capacity controlled brine-to-water heat pumps. (21st International Congress of Refrigeration, 2003-08-17--22, International Institute of Refrigeration, Proceedings of the 21st International Congress of Refrigeration.) Washington, USA.
- Fahlén, P, 2003. Bergvärmepump med borrhålsåterladdning. (ScanRef, nr. 6, vol. 32, sid. 28-31.) Danmark.

## 11 Referenser

1. Aken, G J v, 1994. Thermal modelling of cooling and heating coils. AIRAH Journal, nr. 11, vol. 48, sid. 16-18. Australia.
2. Al-Najem, N M and El-Refae, 1997. A numerical study for the prediction of turbulent mixing factor in thermal storage tanks. Applied Thermal Engineering, nr. 1, vol. 17, sid. 1173-1181. Great Britain.
3. ASHRAE, 1995. ASHRAE handbook - HVAC Applications. (ASHRAE.). Atlanta, Georgia, USA.
4. ASHRAE, 1996. ASHRAE handbook - HVAC Systems and Equipment. (ASHRAE.). Atlanta, Georgia, USA.
5. Ataer, Ö E, Ileri, A and Gögüs, Y, 1995. Transient behaviour of finned-tube cross-flow heat exchangers. (Elsevier Science Ltd.) International Journal of Refrigeration, nr. 3, vol. 18, sid. 153-160. Great Britain.
6. BFS2002:19, 2002. BBR Boverkets Byggregler BFS1993:57 med ändringar till och med 2002:19. (Boverket.). Karlskrona.
7. Björk, E and Wiklund, S, 1980. Praktisk provning av vattenburet värmesystem med värmepump och kovektorer/radiatorer. (Statens råd för byggnadsforskning.) BFR-rapport R131:1980. Stockholm, Sweden.
8. Blomqvist, C and Sandberg, M, 2004. Air movements through horizontal openings in buildings - A model study. University of Gävle, Centre for Built Environment.
9. Boverket, 2000. Har du legionellabakterier i dina vattenledningar? (Boverket.), 16 sidor. Karlskrona.
10. Bröms, G, 2003. Spetsvärmelösningar för villavärmepumpar - Toppeffektbehov och elsystemkonsekvenser. (Swedish State Power Board.). Alvkarlaby, Sweden.
11. EEC, 1992. Council Directive 92/75/EEC of 22 September 1992 on the indication by labelling and standard product information of the consumption of energy and other resources by household appliances. EEC Official Journal L 297, 1992-10-13.
12. EN255-1, 1997. Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors - Heating mode - Part 1: Terms, definitions and designations. (CEN.) February, utgåva 2. Brussels, Belgium.



13. EN255-3, 1997. Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors - Heating mode - Part 3: Testing and requirements for marking for sanitary hot water units. (CEN.) February, utgåva 1. Brussels, Belgium.
14. Fahlén, P, 1991. Air-Conditioning Heat Pumps in Retrofit Installations. IEA Heat pump centre Newsletter, nr. 4, sid. 21-25.
15. Fahlén, P, 1991. Komfortvärmepumpar - systemaspekter. ScanRef, nr. 4, sid. 9 - 16.
16. Fahlén, P, 1995. Preliminär kravspecifikation för tappvattenvärmare. (SP Sveriges Provnings- och forskningsinstitut.). Borås.
17. Fahlén, P, 1997. Cost-effective heat pumps for Nordic countries. (Heat pumps in cold climates, 3rd International Conference.) 11-12 August. Acadia University, Wolfville, Canada.
18. Fahlén, P, 1997. Uppföljning av värmepumpstävlingen. VVS-Forum, March, nr. 3.
19. Fahlén, P, 2002. Ground-source heat pumps - Recharging of boreholes by exhaust-air coils. (7th IEA Heat Pump Conference.) 2002-05-19 -- 22, vol. 2, sid. 1027-1040. Beijing, China.
20. Fahlén, P, 2003. Indoor climate control., Achieving the desired indoor climate - Energy efficiency aspects of system design, Studentlitteratur.) sid. 585-623. Lund, Sweden.
21. Fahlén, P, 2003. Värmepumpar i vattenburna värmesystem - Effektiva lösningar för värme och varmvatten vid konvertering av elvärmda småhus. (Chalmers University of Technology.). Gothenburg, Sweden.
22. Fahlén, P and Karlsson, F, 2003. Improving Efficiency of Hydronic Heat Pump Heating Systems. (21st International Congress of Refrigeration, International Institute of Refrigeration.) 2003-08-17--22. Washington, USA.
23. Fahlén, P O, 1991. Laboratory testing of heat pumps - Experience 1984 - 1986. (The Swedish National Testing and Research Institute.) SP Report 1990:19. Borås, Sweden.
24. Glas, L-O, 1990. Inkopplingsprinciper och inregleringsmetoders inverkan på värmepumpsystems prestanda. (Statens råd för byggnadsforskning.) BFR-rapport R49:1990, 19 plus bilagor sidor. Stockholm, Sweden.
25. Glas, L-O, 1992. Värmepumpar för småhus med direkverkande el. (Swedish Council for Building Research.) R28:1992;. Stockholm, Sweden.

26. Glas, L-O and Karlsson G, K H, 1982. Utveckling av värmepumpssystem för bostäder. (Swedish Council for Building Research.) R73:1982. Stockholm, Sweden.
27. Grindal, A, 1989. Garanterad klimatreglering - kombinera dynamisk simulering och relativ svårighetsgrad. VVS & Energi, 1989-09, nr. 9, sid. 71-73.
28. Hadj-Obid, H and Zoller, P, 1983. Warmwasser-Wärmepumpen - Testbetrieb anhand von Entnahmeprogrammen. HLH, 1983-04, nr. 4, vol. 34, sid. 171-182. Germany.
29. Heikkilä, K, 2003. Environmental assessment of air-conditioning systems in offices - Some aspects related to system design. (Chalmers University of Technology, Building Services Engineering.), Chalmers report D2003:05, 48 plus papers sidor. Göteborg.
30. Heikkilä, K and Fahlén, P, 2003. Evaluation of the environmental impacts of air-conditioning systems at the design stage. (21st International Congress of Refrigeration, International Institute of Refrigeration.) 2003-08-17--22. Washington, USA.
31. Hejazi, S A, 1989. Sizing a storage type water heating system. (ASHRAE.) ASHRAE Journal, February, sid. 35-40.
32. Ipach, D, 1999. Future solar thermal pump strategy. (ITW-Wilo.), 2 sidor.
33. Karlsson, F, 2002. Driftoptimering av värmepumpssystem - behovsstyrning av värme och varmvatten. (SP Swedish National Testing and Research institute.). Borås, Sweden.
34. Karlsson, F, 2003. Integrated control of heat pumps. (Chalmers University of Technology, Building Services Engineering.), Chalmers report D2003:03, 82 sidor. Göteborg.
35. Karlsson, F and Fahlén, P, 2003. Energy saving potential of capacity controlled brine-to-water heat pumps. (21st International Congress of Refrigeration, International Institute of Refrigeration.) 2003-08-17--22. Washington, USA.
36. Karlsson, F and Fahlén, P, 2003. Integrerad styrning av kyl- och värmepumpsanläggningar. (2:a eff-Sys-dagen, Statens Energimyndighet.) 2003-01-09, vol. 1, sid. 7. Göteborg.
37. Knudsen, I, 1992. Automatisk styrning af morgendagens pumper. Dansk VVS, 1992-01, nr. 1, vol. 28, sid. 4-10.

38. Lechner, H, Simader, G, Lebot, B, Lopes, C, Le Devehat, P, Hinnells, M, Adnot, J, Riahe, A, Orphelin, M, Mebane, B, Presutto, M, Angel Galan, C, Waide, P, Sakulin, M, Schmutzer, E, Hölbinger, M, Kawann, C and Thomas, S, 1998. Analysis of energy efficiency of domestic electric storage water heaters - Study for the Directorate General for Energy (DG XVII) of the Commission of the European Communities. Contract no. SAVE-4 1031/E/95-013. Druckerei Hafner KEG, Vienna, Austria.
39. Lorenz, K, 2001. Kombisolvärmsystem - Utvärdering av möjliga systemförbättringar. (Chalmers University of Technology, Building Services Engineering.), Chalmers report D59:2001, 98 sidor. Göteborg.
40. Mikkelsen, M, 2000. Low-energy motors are good - but E-motors are often even better. (Grundfos/energiOptima.), 4 sidor.
41. Munther, K, 1991. Nya Enorm. (Karl Munther Energiforskning AB.) Stockholm.
42. Musser, A and Bahnfleth, W P, 2001. Parametric study of charging inlet diffuser performance in stratified chilled water storage tanks with radial diffusers: Part 1 - Dimensional analysis, parametric simulations and simplified model development. (ASHRAE.) HVAC&R Research, January, nr. 1, vol. 7, sid. 51-65.
43. Musser, A and Bahnfleth, W P, 2001. Parametric study of charging inlet diffuser performance in stratified chilled water storage tanks with radial diffusers: Part 1 - Model development and validation. (ASHRAE.) HVAC&R Research, January, nr. 1, vol. 7, sid. 31-50.
44. Nelson, J E B, Balakrishnan, A R and Srinivasa Murthy, S, 1999. Experiments on stratified chilled-water tanks. (Elsevier Science Ltd, IIR.) International Journal of Refrigeration, nr. 3, vol. 22, sid. 216-234.
45. Nilsson, P-E and (editor), 2003. Achieving the desired indoor climate - Energy efficiency aspects of system design. (Studentlitteratur.) 668 plus appendices sidor. Lund, Sweden.
46. Nipkow, J and Meyer, W, 1999. Innovative pump developments in Switzerland. (ITW-Wilo.), 8 sidor.
47. Nipkow, J and Meyer, W, 1999. Praxis-Erprobung einer Stromspar-Umwälzpumpe. (ITW-Wilo.), 8 sidor.
48. NTVVS086, 1990. Exhaust air heat pumps: Performance. (Nordtest.) September, utgåva 1. Esbo, Finland.

49. Paulsen, O, 1996. Dimensionering av vandvarmere - Ett nyt dimensioneringsgrundlag basert på dynamisk simulering. (DTI.), 19 sidor.
50. PFS1980:1, 1980. SBN 1980 Svensk byggnorm. (LiberFörlag.). Stockholm.
51. Roots, P and Johansson, C, 2004. Dimensionering av golvvärme i träbjälklag - Ny standard kan ge skador i golvmaterial. VVS-Forum, 2004-01, nr. 1, sid. 76-79. Stockholm.
52. Shah, L J, 2001. Heat transfer correlations for vertical mantle heat exchangers. (Elsevier Science Ltd.) Solar Energy, 2001, nr. 1-6, vol. 69 (suppl.), sid. 157-171. Great Britain.
53. Shah, L J and Furbo, S, 1998. Correlation of experimental and theoretical heat transfer in mantle tanks used in low flow SDHW systems. (Elsevier Science Ltd.) Solar Energy, 1998, nr. 4-6, vol. 64, sid. 245-256. Great Britain.
54. Shah, L J, Morrison, G L and Behnia, M, 2000. Characteristics of vertical mantle heat exchangers for solar water heaters. (Elsevier Science Ltd.) Solar Energy, 2000, nr. 1-3, vol. 67, sid. 79-91. Great Britain.
55. SS1897, 1984. Kyl- och värmeutrustning - Kylteknik och värmepumpsteknik - Terminologi. (Sveriges Mekanstandardisering.) 25 June, utgåva 1. Stockholm, Sweden.
56. SS2095, 1986. Värmeutrustning - Värmepumpar - Laboratieprovning av prestanda. (Sveriges Mekanstandardisering.) 25 December, utgåva 1. Stockholm, Sweden.
57. SS2620, 1988. Värmeutrustning - Värmepumpar - Fältprovning och prestandaredovisning. (Sveriges Mekanstandardisering.) 25 December, utgåva 1. Stockholm, Sweden.
58. Svensson, G, 1973. Dygnsbehovet av tappvarmvatten. (Statens råd för byggnadsforskning.) BFR-rapport R57:1973, 31 sidor. Stockholm, Sweden.
59. Tassou, S A, Marquand, C J and Wilson, D R, 1983. Comparison of the performance of capacity controlled and conventional on/off controlled heat pumps. Applied Energy, vol. 14, sid. 241-256. Great Britain.
60. Thermopanel, 2003. [www.thermopanel.se/](http://www.thermopanel.se/) Thermopanel radiatorer. (Thermopanel AB.) Helsingborg, Sweden.
61. Trüschel, A, 2002. Hydronic heating systems - The effect of design on system sensitivity. (Chalmers University of Technology, Department of Building Services Engineering.), D62:2002, 226 sidor. Gothenburg.