

Bergvärme för den intresserade

En handbok för dig som äger eller funderar på att köpa en bergvärmepump

Författare:
Erik Björk
Eric Granryd
Palne Mogensen
Jan-Erik Nowacki
Björn Palm
Kenneth Weber



Förord

Intresset för bergvärmepumpar som uppvärmning i småhus och fastigheter är stort i Sverige. Det uppskattas att dessa årligen tillför 11-12 TWh förnybar gratisenergi, vilket kan jämföras med den årliga energiproduktionen från Sveriges samtliga kärnkraftverk som är ca 65-70 TWh. Värmen pumpas upp från mer än 400 000 energibrunnar som under sommarhalvåret laddats med solenergi. Med en värmepump lyfts temperaturen till de två önskvärda temperaturnivåerna i ett hus; en för tappvatten och en för radiatorsystemet.

Som exempel på det stora intresset kan nämnas att besöksfrekvensen på hemsidan *värmepumpsforum.com*, där alla möjliga värmepumpsfrågor diskuteras, är hög. Ja till och med högre än på energimyndighetens egen hemsida. Hur stor ska bergvärmepumpen vara? Lönar det sig att investera i en bergvärmepump? Hur mycket spar jag? Måste jag byta mina radiatorer? Är det bättre att använda pengarna till att isolera huset än att köpa en värmepump? Behöver jag tillsatsvärme på vintern? Ska man återladda sin energibrunn med värme? Frågorna är många.

På annat håll, inom EU startades ett tvåårigt projekt 2010 med målet att främja användandet av geoenergi med syftet att minska användningen av fossil energi. Ett av de deltagande länderna var Sverige genom KTH Energiteknik. Projektet bedrevs som ett kunskapsutbyte där goda exempel från den egna regionen beskrevs och presenterades såväl skriftligt som via studiebesök. För att bistå vid utvärderingen av dessa s.k. *best practices* kontrakterades Sveriges främsta experter inom området. Men expertgruppen fick också ett annat uppdrag. Att skriva en handbok för dig som äger eller funderar på att köpa en bergvärmepump. Avgränsningen är bergvärmepumpar för småhus och mindre fastigheter, t.ex. bostadsrättsföreningar. Materialet är unikt och många gånger frukten av ett långt arbete inom branschen och högskolan. Enkla samband och tumregler presenteras som kan vara värdefulla för att köpet av en bergvärmepump ska bli en lyckad investering, både ekonomiskt och för miljön. Metoder att trimma och underhålla sin befintliga värmepump återges, vilket ger både bättre ekonomi och en längre livslängd. I boken återges också en helt ny metod för att experimentellt finna den optimala storleken på en värmepump. Denna s.k. responstest för hus verifierades experimentellt av en av författarna under loppet av handbokens tillkomst.

Erik Björk

Redaktör för denna handbok och deltagare i projektet Geo.Power

Innehållsförteckning

Förord.....	2
1. Så fungerar värmepumpen.....	6
Lite historia	6
Några begrepp och godhetstal	7
Olika arbetscykler	8
Den vanligaste arbetscykeln	9
Köldmedier och problem	11
Viktiga komponenter i en värmepump.....	14
Värmeväxlare	14
Kompressorer.....	15
Förutsättningar för att spara energi	17
Värmekällor.....	17
Varmvattenvärmning	19
Hur kan värmepumpar förbättras?.....	20
Utveckling i många steg	20
Ekonomiska förutsättningar.....	21
2. Bergvärmepumpar och ekonomi	22
Besparingsdiagram (kräver mer text)	22
Andra energisparåtgärder.....	23
3. Värmepumpens storlek.....	28
En liten värmepump får längre gångtid och investeringen lönar sig bättre	28
En liten värmepumps relativa gångtid blir längre och därför blir värmefaktorn högre	30
Färre starter ger ökad livslängd på kompressorn	30
En mindre kompressor arbetar med lägre kondensering och högre förångning som ger bättre SCOP.....	30
Ekonomi med en större värmepump.....	31
Den allra ”bästa” storleken	33
Slutsatser om värmepumpstorlek.....	34
4. Radiatorer och andra värmeavgivare	35
Grundprinciper.....	35
Radiatorer som värmeavgivare.....	37

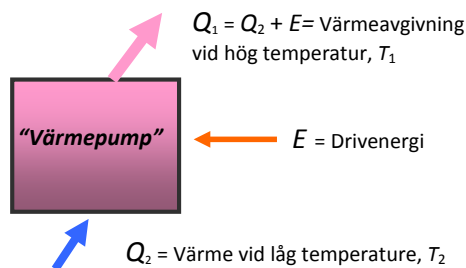
Golvvärme.....	40
Andra värmeavgivare	40
Inkoppling till värmepumpen.....	40
Trimma ditt system	41
Vad gör man när det inte funkar.....	43
Inverkan av flöde i radiatorkrets.....	45
Drift med tillsatsvärme	47
Berg som värmekälla.....	50
Bergets egenskaper.....	50
Beskrivning av borrhålet	51
Aktivt borrhålsdjup	52
Värmeuttag och återladdning.....	52
Dimensionering av borrhål	55
Borrhålsdjup.....	57
Geografiskt läge	58
Bergart/jordart.....	58
Jordtäckning över berg	59
Kollektorn.....	61
Vilken strömningshastighet är lämplig i en kollektorslang?.....	64
5. Strategier för tillsatsvärme	72
6. Upphandling av bergvärmepump	73
Förfrågningsunderlag - behövs konsult?.....	73
Vilka villkor skall gälla – ABT ?	74
Vilka krav skall ställas?	74
Att tänka på vid en offertförfrågan.....	75
Generellt	75
Radiatorsystem och andra vattenburna system.	75
Berg och jord.....	75
Kopplingsschema och styrning.....	75
Andra system som gränsar till värmepumpen.....	77
Ett förenklat kontraktsförslag:.....	78
Val av lämpliga offertgivare	82
Bedömning av lönsamhet	82
Förhandling inför beställning - incitamentsavtal?	82

Energibesparing och mätning – verifikation	82
7. Trimma din värmepump	84
Enkla underhålls åtgärder	84
Rensa filter	84
Kolla synglasen.....	84
Kolla temperaturdifferenser	84
Ställ in radiatorsystemet för värmepump.....	85
Lite större åtgärder	85
Sänka framledningstemperaturen	85
Höja den inkommande köldbärartemperaturen?.....	86
Styra värmepumpen bättre.....	88
Bli av med spetsen	89
8. Responstest av hus	91
Teori	93
Radiatorer	93
Huset	94
Simulering	94
Återvinande av grundantagandena ur temperaturkurvorna.....	95
Praktik	96
Ett litet experiment	96
Resultat	97
9. Checklista vid köp av bergvärmepump	98

1. Så fungerar värmepumpen.

Lite historia

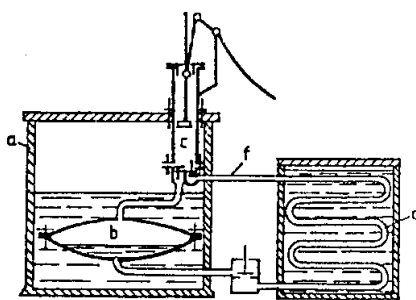
Tanken på att man skulle kunna ”pumpa värme” är inte ny. Den föddes omkring 1850. Professor William Thomson insåg att man skulle kunna utnyttja värmeenergi vid låg temperatur som med viss tillsats av drivenergi kunde transformeras till en högre temperaturnivå. Vid den temperaturen kunde energin t ex användas för att värma hus. I princip enligt följande figur...



Figur 1. Grundidén med en värmepump.

Idén var en direkt följd av att man då fått klarhet i vad vi i dag kallar för Termodynamikens Första och Andra huvudsatser. William Thomson var professor vid universitetet i Glasgow, blev senare (1892) adlad till Lord Kelvin, och det är efter honom som enheten för absoluta temperaturen fått sitt namn, Kelvin (K).

Redan dessförinnan hade engelsmannen *Jacob Perkins* redan år 1834 tagit patent på en process för att ”kyla eller frysa vätskor” – i själva verket patenterade han en kompressorkylprocess, som är just den som fortfarande används. (Han hade problem att välja köldmedium, liksom vi har än idag. Hans första val var eter, som fanns nära till hands men det fanns problem med det ämnet, som man lätt inser.)



- a) Behållare för vätska som ska kylas
 - b) Förångare
 - c) Kompressor
 - d) Kondensor
- I ledningen mellan d och b finns en ventil som styr vätskeflödet mellan kondensor och förångare

Figur 2. Jacob Perkins kylapparat från 1834.

Några begrepp och godhetstal

Innan vi går in i detalj på hur man kan realisera lord Kelvins idé kan det vara på sin plats att ta upp några allmänna begrepp och enkla samband från termodynamiken. Med en värmepump kan alltså lågvärdig värme ges en sådan temperatur att den kan användas för att värma t ex ett hus. Ett godhetstal som ofta används är värmefaktorn, ibland betecknad COP_1 (Coefficient of Performance). Den definieras som nyttiggjord värmeeffekt från värmepumpen, \dot{Q}_1 , dividerad med den driveffekt som fordras för processen, \dot{E}_k

$$\text{Värmefaktor } COP_1 = \dot{Q}_1 / \dot{E}_k$$

En energibalans ger att avgiven värme måste vara summan av tillförd värme (Q_2) vid låg temperatur (t_2) och tillfört arbete (E_k). Detta ger sambandet (som också visas Figur 1):

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + \dot{E}_k$$

Värmepumpens värmepuption i relation till den drivenergi som fordras ges av ”köldfaktorn” COP_2 (efter engelskans Coefficient of Performance) som definieras:

$$\text{Köldfaktor } COP_2 = \dot{Q}_2 / \dot{E}_k$$

där \dot{Q}_2 är värmepuptionen, identisk med kyleffekten och \dot{E}_k är driveffekten

Man inser att värmefaktorn och köldfaktorn hänger ihop (eftersom $\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + \dot{E}_k$):

$$COP_1 = COP_2 + 1$$

Sambandet gäller dock bara gäller under förutsättningen att all värmeavgivning från varma sidan kan nyttiggöras. (I verkligheten förloras i ofta 5 – 7 % genom värmeförluster från varma delar i värmepumpen som inte nyttiggörs.)

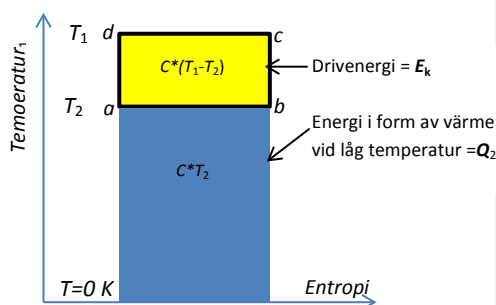
Den teoretiskt högsta köldfaktorn som kan nås är *helt beroende på temperaturerna*. En ideal arbetscykel som arbetar mellan två temperaturer T_2 och T_1 beskrevs första gången av en fransk officer vid namn *Carnot*. Cykeln kan åskådliggöras som en rektangel i ett så kallat temperatur-entropidiagram som visas i Figur 3. Värme tillförs vid en låg temperatur, (a-b) och bortförs vid en högre temperatur (c-d). För att åstadkomma temperaturhöjningen fordras ett arbete. Det märkliga är att detta arbete idealt är direkt proportionellt mot temperaturlyftet. Köldfaktorn för en sådan ideal ”Carnot-cykel” är:

$$COP_{2Carnot} = \frac{Q_2}{E_k} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

där T_2 är temperaturen där värme upptas mätt i absolut temperaturskala, K, ($T_2 = t_2(^{\circ}\text{C}) + 273,15$)

$(T_1 - T_2)$ = temperaturlyftet, skillnaden mellan temperaturerna där värme avges och upptas.

Sambandet är lätt att komma ihåg om man tar stöd av ”staplarna” i Figur 3.

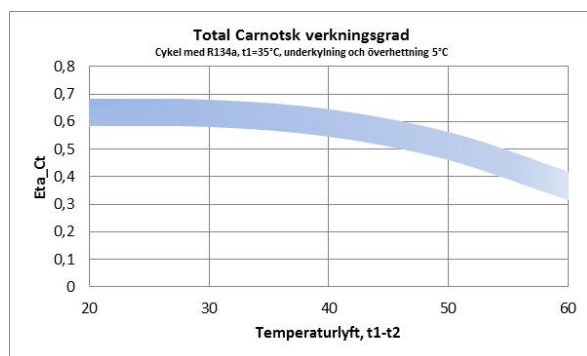


Figur 3 Energiutbyten vid Carnotcykeln

För att överslagsvis få en uppfattning om vilken köldfaktor som kan uppnås i verkligheten kan man utnyttja en total "Carnotsk verkningsgrad", η_{Ct} . Den anger hur nära den ideala cykelns köldfaktor man når i verkligheten. Man kan då uppskatta köldfaktorn för en verklig cykel enligt sambandet:

$$COP_2 = \eta_{Ct} \cdot COP_{2Carnot} = \eta_{Ct} \cdot \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

Figur 4 ger en uppfattning om storleksordningen av den Carnotska verkningsgraden med de arbetscykler och bra kompressorer som används i villavärmepumpar. (Lägg märke till att här finns inga hjälpapparater såsom pumpar eller fläktar medräknade, endast kompressorns effektbehov. Temperaturlyftet gäller för temperaturerna i själva cykeln)



Figur 4. Ungefärlig storlek för den totala Carnotska verkningsgraden för väl fungerande system.

Exempel: Antag att temperaturlyftet är 40°C. Enligt Figur 4 skulle vi då kunna vänta oss en total Carnotsk verkningsgrad för processen (arbetscykel med kompressor och elmotor) som motsvarar ca $\eta_{Ct} = 0,6$. Om värmepumpen hämtar värme vid en temperatur $t_2 = -5^\circ\text{C}$ (268 K) och all värme avges vid temperaturen $t_1 = +35^\circ\text{C}$ får vi:

$$COP_2 = 0,6 \cdot \frac{268}{35 - (-5)} = 4,02$$

vilket alltså motsvarar att värmefaktorn (om all värmeavgivning tillgodogörs) är

$$COP_1 = COP_2 + 1 = 5,02.$$

Eller i ord: Genom att offra 1 kW drivenergi får man ut 5 kW värme vid $+35^\circ\text{C}$ tack vare att man hämtat 4 kW från en värmekälla vid -5°C .

Observera hur viktigt det är att låta cykeln arbeta med litet temperaturlyft ($T_1 - T_2$). Om vi i exemplet hade avgett värme vid temperaturen 25°C (i stället för 35), dvs med temperaturlyftet 30°C skulle vi kunna fått $COP_2 = 0,6 \cdot \frac{268}{30} = 5,36$ och $COP_1 = 6,36$!

Hittills har vi inte tagit ställning till hur detta kan åstadkommas i praktiken. Sambanden gäller oavsett vilken process som man använder för att praktiskt realisera värmepumpningen, men det bör noteras att värden som ges i Figur 4 gäller för en väl fungerande arbetscykel av den typ som används i villavärmepumpar.

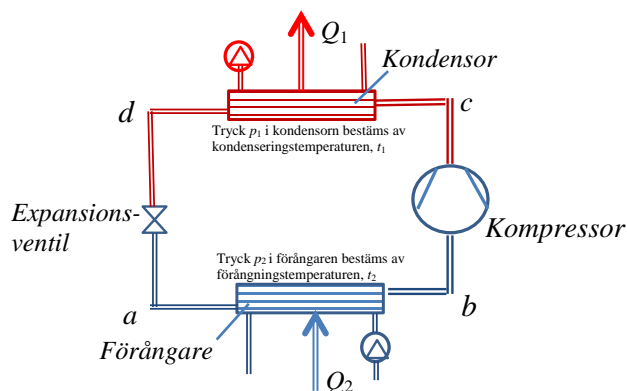
Olika arbetscykler

Ett antal olika cykler kan användas. Den allra mest vanliga cykeln bygger på att utnyttja en vätska som bringas att koka vid ett lågt tryck (viket kräver värmeupptagning) respektive kondensera vid ett högre tryck (som förutsätter värmeavgivning), en förångningsprocess. I själva verket är det just den process som Perkins visade redan 1834!

Flera andra cykler har studerats och studeras fortfarande. Exempel på sådana andra möjligheter är Stirlingcykeln och Joulecykeln (omvänd gasturbincykel). I de två fallen är arbetsmediet i gasfas under hela cykeln. Det finns också exempel på helt andra typer av cykler; det finns elektriska alternativ (så kallade Peltier-element) och magnetiska processer. De senare två möjligheterna är beroende av utveckling av avancerade halvledarmaterial, resp. speciella magnetiska material och magneter för att åstadkomma starka magnetfält. Inom överskådlig tid har emellertid förångningsprocessen en ohotad ställning.

Den vanligaste arbetscykeln

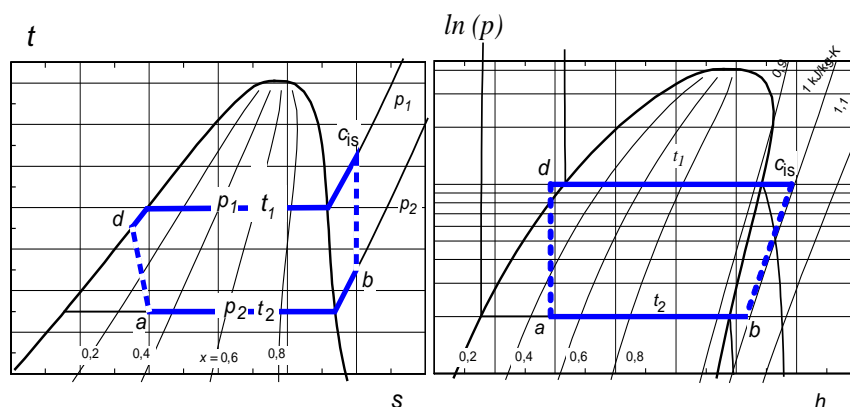
Den utan jämförelse mest använda arbetscykeln är således den så kallade förångningsprocessen. Den visas schematiskt i Figur 5 som helt enkelt är ett annat sätt att visa Perkins cykel. Arbetsmediet i en förångningsprocess kallas i fackkretsar köldmedium. Mediet cirkulerar i ett slutet kretslopp och processen kan illustreras i olika tillståndsdigram för köldmediet, se Figur 6 och 6b.



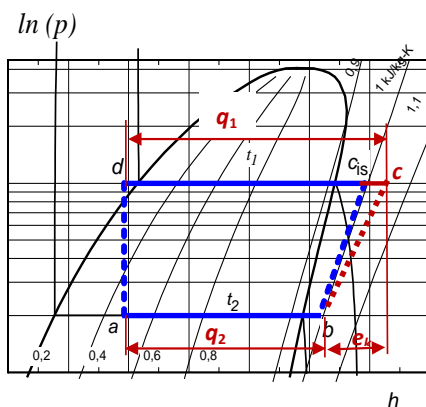
Figur 5. Principschema för den enkla kompressorcykeln. Köldmediets tillstånd i punkterna a , b , c och d finns angivna i diagrammen i Figur 6 och 6b.

Man kan med hjälp av h - $\log(p)$ -diagrammet (diagrammet till höger i Figur 6) enkelt få en bild av energiutbyten i processen och detta visas i Figur 6a. Där har också ett mer verkligt utloppstillstånd från kompressorn markerats, punkten c . Skillnaden mellan c och c_{is} är ett mått på förlustarbetet i kompressorn (minskat med eventuell värmeförlust genom kylning).

I Figur 6a framgår värmetillförseln till förångaren i form av entalpiskillnaden mellan punkterna b och a (markerad q_2). Arbetet som tillförs via kompressorn svarar mot entalpiökningen från b till c (markerad e_k i figuren) och i kondensorn bortförs således summan av dessa, vilket i diagrammet svarar mot entalpiskillnaden c till d , markerad q_1 .



Figur 6. Förångningscykeln representerad i två olika typer av tillståndsdigram för köldmediet. Diagrammet till höger är ett s, T -diagram som visar entropin (s) på x-axeln och temperaturen (T) på y-axeln. En perfekt kompression utan värmeutbyte motsvarar här en vertikal linje ($b-c_{is}$). Till vänster visas samma process i ett $h-\log(p)$ -diagram. På x-axeln finns här entalpin h , (som är ett mått på mediets "värmeinhåll") och på y-axeln trycket. Tillstånden före och efter strypventilen har samma entalpi och därför ligger i det diagrammet punkten "a" vertikalt under "d". På så sätt kan man bestämma tillståndet vid inloppet till förångaren.



Figur 6a. Kompressorkylprocessen i $h-\log(p)$ diagram. Energiutbyten i cykeln visas som sträckor.

Låt oss följa köldmediet då det passerar ett kretslopp i värmepumpen. Köldmediet tillförs förångaren i form av vätska (dock med viss mängd ånga som bildats i och med att den relativt varma vätskan efter kondensorn utsätts för en trycksänkning vid strypförloppet i expansionsventilen). Tillståndet är indikerat med punkt a i diagrammen i Figur 6 och 6a. Eftersom trycket är lågt kokar vätskan och tar upp värme som tillförs förångaren vid en låg temperatur. Värmetillförseln avspeglas som tillståndsförändringen a till b i Figur 6 och 6a. Ångan som bildas komprimeras till det högre tryck som råder i kondensorn. Trycket där bestäms helt av temperaturnivån i kondensorn, dvs. av hur kondensorn kyla.

Vid kompressionen ökar inte bara trycket utan också temperaturen. Hur stor den ökningen är beror till en del på hur effektiv kompressorn är. Om kompressionen vore helt ideal och genomfördes utan värmeutbyte med omgivningen skulle den ske med oförändrad entropi, dvs 'isentropiskt'. Tillståndet efter kompressorn skulle då ha samma entropi som vid inloppet, i Figur 6 och 6a markerat som c_{is} . Sluttemperaturen för det ideala fallet kan därmed avläsas i ett tillståndsdigram. I ett verkligt fall är temperaturen normalt högre än vad som svarar mot punkten c_{is} (angivet som punkt c i Figur 6a).

Från kompressorn leds gasen till kondensorn där värme avges och gasen kondenseras. Det vi är ute efter i en värmepump är just denna värmeavgivning som kan ske till t ex radiatorvattnet. Trycket i kondensorn bestäms i det fallet av temperaturen på radiatorvattnet samt av hur effektiv värmeövergången är. Av digrammen kan vi se att temperaturen på gasen efter kompressorn är högre än kondenseringstemperaturen. Det ger möjligheten att ta ut en viss andel värme (ofta 70 till 80% av kompressoreffekten) vid högre temperatur än kondensorns t_1 . I vissa värmepumpar utnyttjas detta för att generera (extra) varmt tappvarmvatten.

Det är fördelaktigt om vätskan som lämnar kondensorn har så låg temperatur som möjligt (helst till den lägsta temperatur som man kan nyttiggöra eftersom det ökar utbytet). Vätskan får då en viss underkylning som i diagrammen i Figur 6 och 6a syns genom att punkt d har lägre temperatur än t_1 . Underkylning kan alltså ge möjlighet att "gratis" få ut värme som har lägre temperatur än kondensortemperaturen.

Den i kondensorn bildade vätskan återförs till förångaren via en strypventil, ofta kallad expansionsventil. Denna kontrollerar flödet av köldmedievätska till förångaren. Detta kan ske med olika styrstrategier. Vid mindre anläggningar, som i en villavärmepump, används vanligen en så kallad termostatisk expansionsventil. En sådan är konstruerad att tillföra förångaren ett vätskeflöde som är just så stort att köldmediet har en viss (liten) överhettning vid utloppet ur förångaren (eller inloppet till kompressorn). Skälet till detta är man vill undvika att vätskedroppar förs till kompressorn (oförångad vätska representerar ju en förlust i värmeupptagning i förångaren och dessutom kan vätska skada kompressorn). Eftersom överhettningen av ångan "kostar yta" i förångaren och därmed riskerar sänka förångningstemperaturen, eftersträvar man en så liten överhettning som möjligt. Detta är ett intrikat styrproblem vilket kompliceras ytterligare av att en alltför liten överhettning ofta ger upphov till pendlingar och instabil drift.

Köldmedier och problem

Man använder ett identifieringssystem för köldmedier bestående av R (för Refrigerant) och en sifferkombination som det skulle föra för långt att här gå igenom. Även om det finns många medier som kan användas visar det sig att urvalet är mycket begränsat, eftersom man vid sidan av bra termodynamiska egenskaper också önskar att medierna:

- Inte är giftiga
- Inte är korrosiva eller på annat sätt skadliga för omgivningen
- Inte påverkar miljön, lokalt eller globalt
- Inte är brännbara

En belgisk kemist vid namn Swartz hade redan på 1890-talet visat att man kunde ersätta väteatomerna i kolväte (typ metan, CH_4) med atomer ur halogengruppen, dvs. klor, fluor, brom, så kallade halogensubstituerade kolväten, vad vi idag kallar CFC, HCFC och HFC-medier. Thomas Midgley, forskare på Du Pont, insåg i början på 1930-talet att just den gruppen av ämnen var intressanta. De visade sig vara inerta, mycket kemiskt stabila och vissa har kokpunkter som passar för kyltekniska tillämpningar. Du Pont marknadsförde CFC- och senare HCFC-medier som ”säkerhetsköldmedier”, det första var R12 (CCl_2F_2), under varunamnet Freon12®¹. – Dessa ämnen tillfredsställde alla uppställda villkor – utom det näst sist nämnda, dvs inverkan på *global* miljö.

Genom arbeten av Molina, Rowland och Kreutzen, som först publicerades 1974 (de tilldelades Nobelpriset 1995), blev det klarlagt att CFC-medier medverkade till nedbrytning av Ozonskiktet i stratosfären. Det problemet var man inte medveten om då ämnena introducerades.

Efter larmrapporter om det så kallade ”ozonhålet” enades ett stort antal länder i det s k *Montrealprotokollet* 1987, om att i etapper minska användningen av CFC och senare även HCFC-köldmedier.

Det är kloratomen i CFC- och HCFC-medierna som orsakar Ozonnedbrytningen och därför har de nu ersatts med olika klorfria föreningar s.k. HFC-medier eller blandningar av olika sådana ämnen. För byte av R12 introducerades HFC-mediet R134a ($\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$) på marknaden omkring 1989. I stationära anläggningar började man använda detta i början på 1990-talet. (Först i världen att använda R134a för luftkonditionering i bilar var SAAB i 1991 års modell.) R134a kokar vid normalt atmosfärstryk vid ca -26°C .

De vanligaste HFC-föreningar som används som köldmedier i värmepumpar är dels just R134a samt blandningar av olika kemiska föreningar i samma familj av ämnen. Skälet till att man väljer att använda blandningar är att man därigenom kan anpassa mediets koktemperatur vid olika tryck på önskat sätt. De HFC-blandningar som används i värmepumpar har beteckningarna R404A, R407C och R410A. Blandningar får emellertid i allmänhet den egenheten att kokningen kommer att ske vid ”glidande temperatur”, det mest lättflyktiga ämnet kokar först (samma sak händer om man värmer glögg– alkoholen avdunstar först). På liknande sätt sker kondensationen vid högre temperatur i början än i slutet av förloppet. Vid de blandningar som används är emellertid ”gliden” bara några få grader C.

Sedan början på 1990-talet har också intresset vuxit starkt för ”*naturliga köldmedier*”. Exempel här är *ammoniak* (R717), olika *kolväten* som propan (R290) och iso-butan, (R600a), m. fl. och inte minst *koldioxid* CO_2 (R744).

¹ DuPont introducerade således på 1930-talet och framåt flera CFC och HCFC-medier under varunamnet *Freon*. Det första och under en lång tid det allra vanligaste köldmediet var ”Freon 12”, senare benämnt R12. Det ämnet tillverkas med utgångspunkt från naturgas (metan, CH_4) där man ersatt de fyra väteatomerna med två klor- och två fluor- atomer (alltså CCl_2F_2). Den gruppen av ämnen kallas idag för CFC-medier. En annan grupp är HCFC-medier och det vanligaste exemplet är här R22 där en väteatom finns kvar och som bara innehåller en kloratom och samlingsformeln är CHClF_2 . Flera andra medier i samma familj introducerades.

Intresset för naturliga medier har efterhand blivit än större genom att stor vikt nu läggs på att använda köldmedier som har *minimal inverkan på växthuseffekten* för det fall att de läcker ut till atmosfären. Mediets så kallade GWP (Global Warming Potential) anger vilken växthuseffekt ämnet har jämfört med inverkan av CO₂. Från 1 januari 2011 kräver EU att AC i nyutvecklade bilmodeller (dvs nya plattformar) i använder köldmedier med en GWP-faktor < 150.

Det innebär att de flesta vanliga HFC-medierna inte kan användas. Ett nytt ämne med beteckningen HFO1234yf (tetrafluorpropen, den kemiska samlingsformeln är H₂C₃F₄) fyller dessa krav och kommer sannolikt att introduceras för bilar.

Kanske kommer det i så fall också att användas i framtidens värmepumpar? Andra alternativ är som nämnts "naturliga" arbetsmedier som ammoniak, propan eller koldioxid. För ammoniak och propan är *indirekta system* allt mer intressanta med hänsyn till giftighet och bänkbarhet. Koldioxid har vissa begränsningar med hänsyn till att temperaturen i kritiska punkten, ca 31°C, är så låg. Över den temperaturen kan ingen kondensation ske, det finns alltså då ingen skillnad mellan ånga och vätska.

Trycken i kretsloppet i en värme pump beror på mättningsstrycket för köldmediet. Följande tabell ger en uppfattning vilka tryck som råder i förångare och kondensor för ett driftsfall med förångning vid -10°C och kondensering vid +40°C. Ju högre tryck man har i förångaren desto större kyleffekt får man om man har ett visst volymflöde in till kompressorn eftersom densiteten för gasen ökar med trycket. I tabellen finns också en kolumn med GWP ("Global Warming Potential") vilket är ett mått på ämnets inverkan på växthuseffekten. Siffran anger hur många kg CO₂ ett kg av ämnet motsvarar om det finns i atmosfären (på 100 år horisont).

Tryck vid olika temperaturer ² i en förångningsprocess				
		Förångning vid -10°C	Kondensering vid +40°C	GWP
HFC-medier:	R134a:	2,0 bar	10,2 bar	1300
	R404A:	4,4	18,3	3260
	R407C:	3,5	16,3	1530
	R410A:	5,7	24,1	1730
HFO-medium	R1234yf	2,2	10,2	3? Kolla!
"Naturliga medier":				
	Propan:	3,5	13,7	<20
	Isobutan:	1,1	5,3	<20
	Ammoniak:	2,9	15,6	<1
	Koldioxid:	26,5	över kritiska punkten	=1

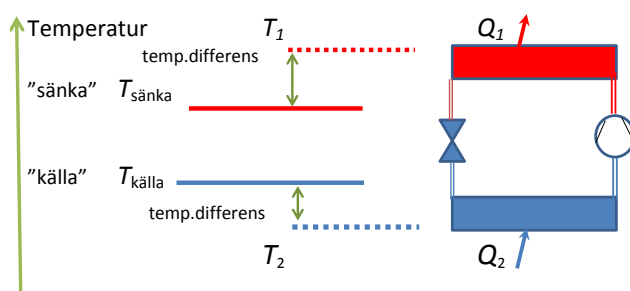
² För Blandningarna R404A, R407C och R410A är det medeltemperaturen i förångare och kondensor som avses.

Viktiga komponenter i en värmepump.

De viktigaste komponenterna i en värmepump är *värmeväxlare*, dvs förångare och kondensor, samt *kompressor med motor*. Effektiva och rätt dimensionerade *pumpar* (och eventuella fläktar) är givetvis även viktiga liksom en genomtänkt *styrutrustning*.

Värmeväxlare

Värmepumpen hämtar energi i 'värmekällan' med syftet att tillföra den till 'värmesänkan' (dvs i allmänhet rumsluften). Som illustreras i Figur 7 påverkas emellertid temperaturlyftet i själva värmepumpen ($t_1 - t_2$) mycket starkt av temperaturdifferenserna för värmeöverföring. Det handlar om temperaturskillanden *dels* mellan värmekälla och köldmedium i förångaren och *dels* mellan kondensorn och värmesänkan, som ju i allmänhet är rumstemperaturen. För att kunna arbeta med litet temperaturlyft i cykeln (och därmed spara drivenergi) är det viktigt att ha effektiva värmeväxlare och väl fungerande cirkulationssystem för värmetransport så att temperaturdifferenserna är så små som möjligt.



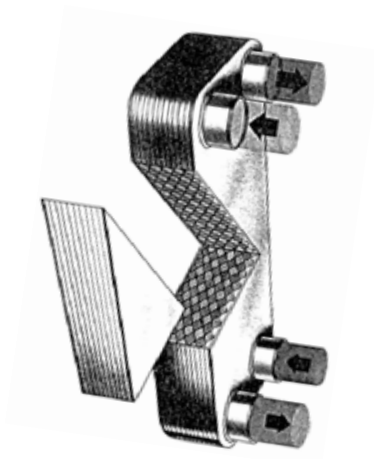
Figur 7. Temperaturdifferenser i ett värmepumpsystem har stor inverkan.

En intressant *utveckling av värmeväxlare* har ägt rum sedan sent 1970-tal. Resultatet av denna har gjort det möjligt att bygga villavärmepumpar med ytermått i kylskåpsstandard. Intresset för kompakta värmeväxlare ledde senare, i slutet av 1980-talet, till att svenska lödda plattvärmeväxlare introducerades som förångare och kondensor i vätska-vatten-värmepumpar. Svenska företag var här först i världen och har idag skaffat sig en framträdande plats på världsmarknaden för plattvärmeväxlare.

Intressanta konstruktioner baserade på minikanaler (med kanaldimensioner under 1 mm med extruderade aluminiumprofiler) kommer troligen även tack vare ny teknik att löda aluminium. Vid sidan av att man här kan få effektiv värmeövergång kan fyllnadsmängden av köldmedium minskas drastiskt.

En illustration av en plattvärmeväxlare visas i Figur 8

Comment [E1]: Det finns säkert bättre figurer tillgängliga.



Figur 8. Plattvärmväxlare med en utskuren del för att tydligare visa kanaler. Ett paket av speciellt konstruerade korrugerade plattor av rostfritt stål löds samman så att kanaler bildas för köldmedium och vätska varigenom man får en effektiv värmetransport mellan de två.

Kompressorer

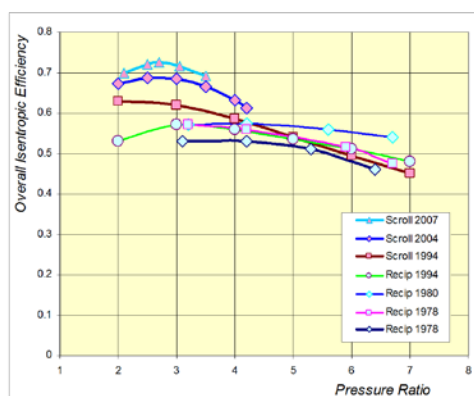
Kompressorn är en kritisk komponent i systemet – i princip är det den enda som innehåller rörliga delar i cykeln. Flera olika typer finns. Kolvkompressorer är fortfarande vanliga för villavärmepumpar men har sedan mitten/slutet på 1990-talet fått stark konkurrens särskilt av en nykomling; scrollkompressorn. Den baseras på en gammal princip (de första patenten som beskriver en snarlikt konstruktion daterar sig till början av 1900-talet). I en scrollkompressor sker kompressionen av gas mellan två spiralformade kammar, se Figur 9.

Den ena spiralen är fast, den andra beskriver en oscillerande rörelse. Det är bara en liten rörelse som behövs för att volymer ska öppnas och stängas i utrymmena mellan spiralarmarna. I figuren kan man se olika volymer mellan spiralerna, två som just avstängts från inloppet vid periferin, två som är halvvägs in mot mitten samt en sista volym som står i förbindelse med utloppet i centrum. I konstruktionen behövs ingen inloppsventil och inte heller utloppsventil (men backventil brukar ändå införas bl a för att undvika att kompressorn ska rotera baklänges då motorn stoppas). Avsaknaden av ventiler innebär också att konstruktionen har ett ”inbyggt volymsförhållande” beroende på hur spiralarmarna är utformade. Detta inbyggda volymsförhållande avgör vid vilket tryckförhållande som kompressorn har bäst verkningsgrad och det bör alltså väljas så att det motsvarar det viktigaste driftsförhållandet.



Figur 9. I en Scrollkompressor sker kompressionen av gasen i de utrymmen som bildas mellan två spiralformade kammar. Bilden till vänster visar ett läge där gas har stängts in i de två yttersta månskärmsformade utrymmena. Den grå spiralen är fast medan den bruna beskriver en oscillerande rörelse. Vid rörelsen minskar storleken av volymerna mellan spiralerna och den inneslutna gasen förs allt närmare mot mitten. I mitten finns en förbindelse till utloppet. Bilden till höger visar en uppskuren hermetisk scrollkompressor med vertikal axel. Man ser spiralerna i den övre delen och elmotorn i den undre.

Verkningsgraden för kompressorer har förbättrats efterhand. Figur 10 illustrerar detta, även om det är ett delvis slumpartat urval av data som registrerats i olika sammanhang (i första hand på laboratoriet på KTH-Tillämpad termodynamik och kylteknik). Som framgår har verkningsgraden för kompressor + elmotor ökat från drygt 50% i slutet på 1970-talet till drygt 70% 30 år senare. Det speglar till stor del ökade krav på kompressortillverkare från deras kunder – energisparande var inte så prioriterat under 1960-1970-talen; förstakostnaden styrde då till stor del utbudet.



Figur 10. Exempel på hur verkningsgraden för hermetiska kompressorer utvecklats över ett antal år. Data gäller för kompressorer inklusive elmotor. En hermetisk kompressor har elmotorn inbyggd tillsammans med kompressorn inom ett hölje varigenom axeltätning undviks.

Förutsättningar för att spara energi

För att spara drivenergi och få bra COP är det viktigt att se till att ”temperaturlyftet” är så litet som möjligt. Drivenergibehovet för en given kyleffekt, och därmed COP , är grovt räknat proportionellt mot skillnaden mellan varma och kalla sidans temperaturer, $T_1 - T_2$ vilket tidigare visats.

Med hänsyn till COP är det alltså viktigt att utnyttja systemlösningar som ger

- hög temperatur på kalla sidan
- låg temperatur på varma sidan.

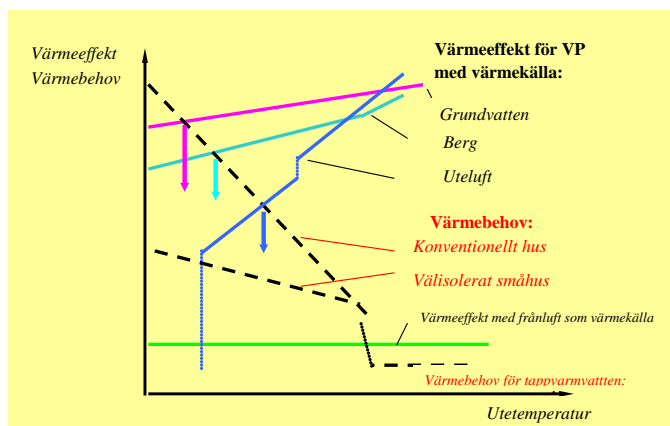
Kalla sidans temperatur påverkar också kyleffekten vid en given anläggning, en grov tumregel kan vara att om förångningstemperaturen ökar 1°C ökar kyleffekten med ca 5%. Värmekällor som ger möjlighet att hämta värme vid hög temperatur är fördelaktiga av detta skäl men ännu viktigare är att det minskar temperaturlyftet.

Varma sidans temperatur i en värmepump avgörs av hur kondensorn kyls. Om den är kopplat till ett radiatorsystem är det temperaturen i detta som avgör. Det är alltså mycket fördelaktigt att använda så låg temperatur som möjligt i radiatorkretsen, vilket möjliggörs om man har stora radiatorer. Det mest fördelaktiga systemet är här golvvärmesystem. Sådana frågor behandlas mer detaljerat i annat avsnitt av handboken.

Värmekällor

Som nämnts blir kyleffekten vid en anläggning mindre om förångningstemperaturen sjunker. Därmed påverkas också värmeeffekten vid en värmepump. Detta påverkar hur effektprofilen ser ut vid olika värmekällor. Detta illustreras schematiskt i Figur 11. Här har förutsatts att kompressorn arbetar med oförändrad slagvolym oavsett behovet. Med förbättrade möjligheter till kapacitetsreglering, t ex genom varvtalsstyrning, kan man i viss utsträckning öka kapaciteten vid låga utetemperaturer liksom minska överkapaciteten då det är varmare ute. Detta påverkar med andra ord kapacitetsprofilen för värmepumpar.

Uteluft är egentligen en bra värmekälla, men har nackdelen att just då värmebehovet är som störst är också uttemperaturen som lägst. Det ger en ofördelaktig effektprofil som inte passar särskilt bra till behovet.



Figur 11. Schematisk karakteristik för värmepumpar med olika typer av värmekällor.

De på marknaden vanligaste värmekällorna har ändrats över åren. Under ”pionjärtiden” omkring 1980 var *ytjordvärme* för villor vanligast. För hus som har tillgång till mark, till exempel på landsbygden, är den fortfarande mycket konkurrenskraftig som värmekälla.

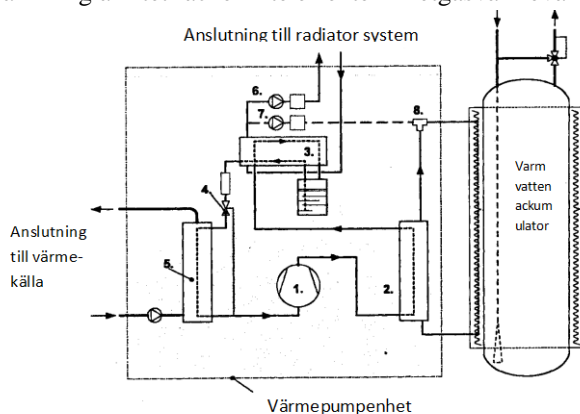
En stark utveckling har ägt rum vad gäller andra värmekällor, särskilt för bergvärme. Efterhand som borrhälsboring har effektiviserats och medger billigare *borrhål i berg* är detta den vanligaste värmekällan, i varje fall i tätorter. Idag borrar man ett 200 m djupt hål under en arbetsdag. Åtskillig omsorg läggs också ner på att förbättra värmeövergången mellan berg och köldbärare. Mark- och bergvärme-system ger också möjlighet att, energimässigt gratis, åstadkomma kylning för t ex luftkonditionering genom att utnyttja värmeväxling till vätskekretsen i berget. Detta ger i sin tur också en fördel genom att återladda värmekällan.

För att täcka husets värmebehov då det är riktigt kallt ute, vid tillfällen då värmebehovet är större än värmepumpens effekt, fordras någon form av tillsatsvärmekälla. Hur stor tillsats som behövs beror på hur värmepumpen dimensioneras. Man kan ana hur stort effektbehovet för tillsatsen är i Figur 11. Det kan vara en avsevärd andel av *effektbehovet* den kallaste dagen, särskilt med uteluftvärmepumpar. När det gäller *energi*behovet är dock inte tillsatsenergin så dominerande. Med berg som värmekälla är tillsatsbehovet i allmänhet bara någon % av årsenergibehovet. Detta kommer att beläggas utförligare i andra delar av handboken.

Med avancerad varvtalsstyrning av kompressorn kan tillsatsproblemet minskas avsevärt. För fallet med berg som värmekälla kan man på så sätt helt eliminera behovet av tillsats. (En annan fråga är om det är ekonomiskt fördelaktigt, eftersom styrutrustningen inte är gratis och värmefaktorn vid höga varvtal påverkas negativt.)

Varmvattenvärmning

Med allt bättre isolerade hus blir energibehovet för varmvattenvärmning allt mer dominerande. I den vanliga värmepumpcykeln finns möjlighet att utnyttja den höga temperaturen på gasen efter kompressionen. Man kan införa en "hetgaskylare" som ger värme till varmvattnet. På så sätt kan man värma varmvatten parallellt med att man värmer vatten i en radiatorkrets vid lägre temperatur. Men om värmebehovet för lokalvärmning är litet räcker inte effekten i hetgasvärmväxlaren.



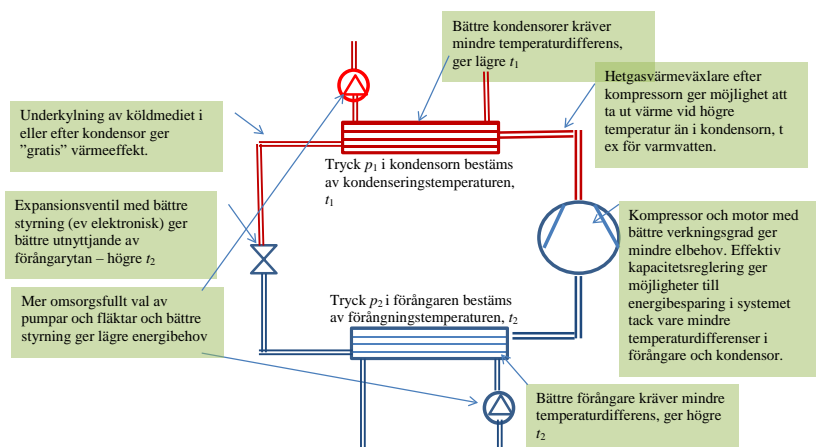
Figur 13. Exempel på principschema för en villavärmepump förvärmning av radiatorvatten och varmvatten. 1. Kompressor 2. Hetgasvärmväxlare som värmer varmvatten (normalt genom egenkonvektion) 3. Kondensor med inbyggd underkylare 4. Expansionsventil 5. Förångare 6. Radiatorpump 7. Pump för värmning av varmvatten (för tillfällen när hetgasvärmen inte räckt till) 8. Ejektor för att upprätthålla strömning genom hetgasväxlaren vid varmvattenvärmning.

För att värma vatten är det (termodynamiskt) fördelaktigt om det kan ske vid glidande temperatur för att undvika onödigt temperaturlyft i värmepumpscykeln. Med en transkritisk cykel kan man få en bra anpassning till behov vid värmning av vatten över ett stort temperaturspann. Med en transkritisk cykel kan trycket i gaskylaren (som här tar kondensorns plats) väljas relativt fritt. Optimalt tryck (för bästa COP) är här i storleksordningen 100 bar. Cykeln är mycket fördelaktig för att värma vatten, *t ex från 10 till 90°C i ett steg*. Den är däremot mindre väl lämpad för att upprätthålla en hög temperatur i ett varmt förråd.

Även med en "konventionell" arbetscykel kan man nå likande fördelar som vid den transkritiska cykeln genom att använda en "batch-vis" värmning av vattnet.

Hur kan värmepumpar förbättras?

Följande figur illustrerar några åtgärder i en kylanläggning/värmepump som påverkar prestanda.



Figur 12. Generella åtgärder för att förbättra prestanda för en värmepump.

En genomgång av provresultat för villavärmepumpar har gjorts av Jan Erik Nowacki³. En av slutsatserna var att värmefaktorn har förbättrats med i genomsnitt ca 1,5 % per år de senaste 30 åren. En villavärmepump av år 1980 hade nog en årsvärmefaktor, *SPF*, av säg 2,5. En bra installation av idag kan förväntas ge ett *SPF* närmare 4.

Utveckling i många steg

Allmänt sett har utvecklingen skett i många, ofta små steg och på olika plan:

Miljöhänsyn

- Nya köldmedier har introducerats. De medier som används idag har minimal miljöpåverkan. Vidare är köldmediesystemen i allmänhet hermetiska med strikt tillverkningskontroll på fabrik vilket ger minimal läckagerisk. Medvetenhet om miljöfrågor hos installatörer är idag mycket större än tidigare. Värmepumpsystem idag har avsevärt mindre fyllnadsmängd av köldmedium än för 30 år sedan.

Energibesparing

- Värmeväxlare är nyckelkomponenter – det är viktigt att arbeta med små temperaturdifferenser i förångare och kondensor! Värmeväxlare har blivit mer kompakta och samtidigt effektivare
- Kompressorer och elmotorer har utvecklats och har betydligt bättre verkningsgrad idag än tidigare – ger mindre energibehov.
- Mindre temperaturdifferenser i värmekällor och värmedistributionssystem medför att själva värmepumpen kan arbeta med mindre temperaturlyft.

³ Referens?

- Mer avancerad styrutrustning. Genom bl a datorisering har man idag bättre möjligheter att styra driften av hela systemet på ett mer intelligent sätt för att spara energi.
- Möjlighet till varvtalsstyrning av kompressorer kan spara energi genom att effekten anpassas till behovet i olika driftsfall vilket ger systemfördelar i form av lägre temperaturlyft i köldmediecykeln och bättre värmefaktor.
- Energiförbrukning för hjälpapparater har reducerats genom bättre systemuppbyggnad och med väl vald storlek på pumpar och fläktar vilka vidare utvecklats för avsevärt bättre verkningsgrad
- Kompetensen hos installatörer har höjts väsentligt. Det medverkar till att installationer och system blir mer genomtänkta och det är viktigt med hänsyn till energibehov såväl som driftssäkerhet.

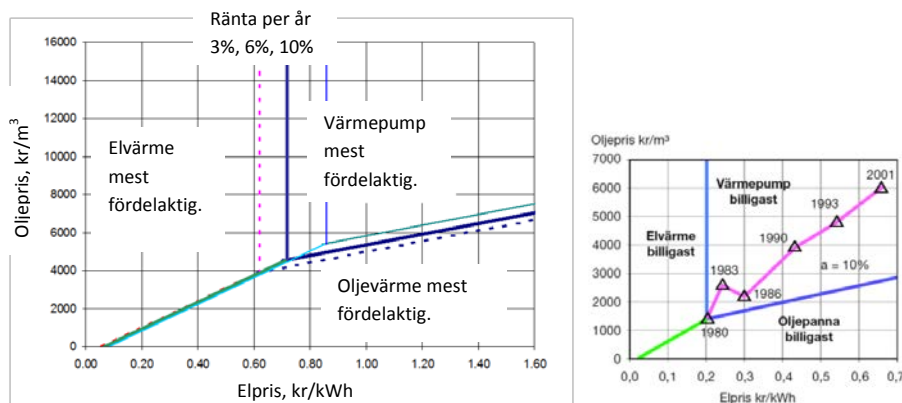
Ekonomiska förutsättningar

En värmepumpinstallation kräver i allmänhet större investering än de flesta alternativ. Allra lägst förstakostnad har elvärme. Många hus har dessutom en befintlig oljepanna. En värmepump måste betala sin investering genom lägre kostnader för drivenergi.

De vanligaste värmepumpslösningarna utnyttjar el som drivenergi. Det är naturligtvis fördelaktigt om priset på elenergi är lågt i förhållande till alternativa sätt att åstadkomma värming av en byggnad. Figur 14 visar utfallet av en schematisk jämförelse av totalkostnad för en brukare med tre olika sätt att värma bostaden: elvärme, oljeeldning eller värmepump. Bilden visar att höga energipriser både på olja och el är fördelaktigt för värmepumpens konkurrensförmåga.

Comment [E2]: Ekonomi behandlas väl i andra avsnitt. Då faller det här avsnittet.

Comment [E3]: Ska vi ha bilden med bejhöver man definiera mer exakt vad som förutsatts ifråga om värmebehov, investeringsbehov etc för att figuren ska tas på allvar. Ett alternativ är att dölja oljepris och elpris och bara se till det principiella tänket.

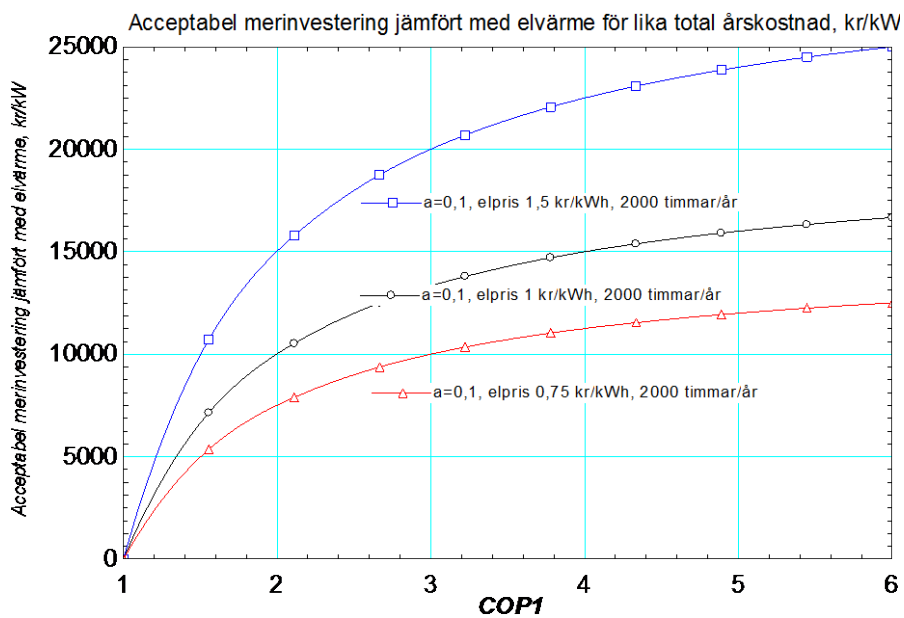
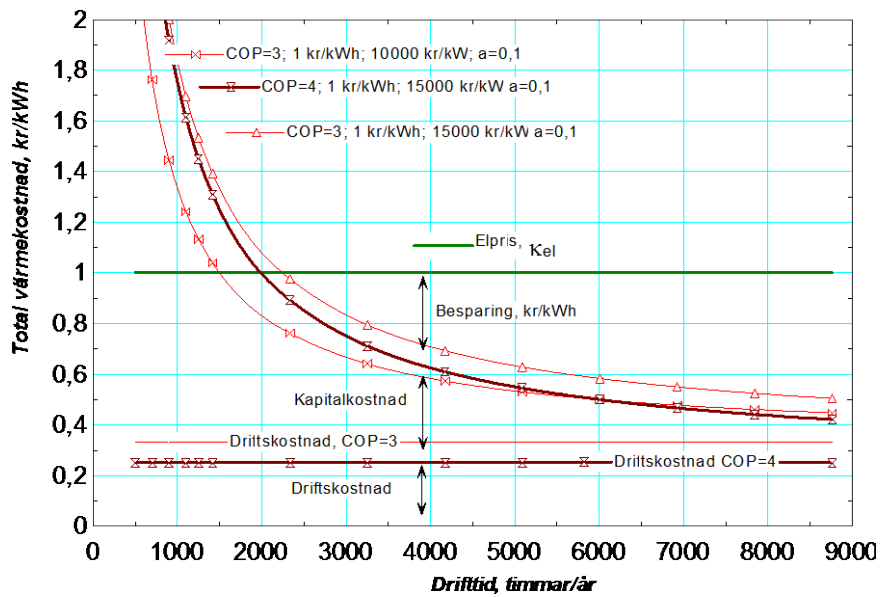


Figur 14 Prisförhållanden för el och olja samt annuitet för kapitalet påverkar val av värmesystem.

Den insprängda figuren till höger illustrerar resultatet av en motsvarande jämförelse som gjordes 1980. Med de investeringskostnader och energipriser som då gällde gav de olika alternativen samma årskostnad år 1980. Inlagt i figuren visar hur energipriserna har ändrats sedan dess. Den som gjorde investeringen då gjorde en mycket god affär – man har hela tiden rört sig allt djupare in i det område för energipriser som ökat lönsamheten. Detta är naturligtvis en inverkan av inflationen. Hur som helst var det en utomordentligt lönsam investering.

2. Bergvärmepumpar och ekonomi

Besparingsdiagram (kräver mer text)



Andra energisparåtgärder

Vanligast är att man vill åstadkomma största möjliga energikostnadsbesparing per investerad krona. Då bör investeringarna fördelas mellan isolering, ventilation, värmekälla i huset och anskaffande av energi på ett visst sätt. Om målet istället är att t ex begränsa koldioxidutsläppen maximalt, skall man investera på ett annorlunda sätt. Energiprisnivån, relationen mellan energipriser och varje energislags prisökningstakt varierar. Uppfattningarna om hur mycket koldioxid som släpps ut om man använder ett visst energislag, varierar också. Det är t o m svårare att säga någonting lika generellt om koldioximinimeringen som om kostnadsminimeringen.

Naturligtvis bör man vidta lönsamma isoleringsåtgärder i samband med installationen av värmepump. En del åtgärder kanske inte ens behöver vara energiekonomiskt lönsamma. Om t ex fönstren ändå måste bytas eller fasaden ändå måste renoveras kan **marginal**kostnaden för att skaffa bättre isolerade och tätare fönster eller att lägga tilläggsisolering under den nya fasaden vara motiverad. Det gäller även om **total**kostnaden för alla åtgärder enbart ur energisynpunkt är svårmotiverade.

Ibland uppkommer frågan i vilken ordning man skall vidta olika besparingsåtgärder. En del kan ha väldigt kort återbetalningstid, andra kan vara väldigt lönsamma på längre sikt. Sen kan det tyckas vara så att om man först vidtar de kortsiktigt lönsamma investeringarna, rycks lönsamheten bort för de långsiktigt lönsamma investeringarna. Exempel: Att täta dörrar och fönster sparar 10% av energin och har en återbetalningstid på tre år. Att skaffa en värmepump sparar 70% av energin och har en återbetalningstid på sex år. Om man tätar först, kanske det känns som lönsamheten blir så låg för värmepumpen att den slås ut. Om man å andra sidan skaffar värmepumpen först blir värmeenergin tre gånger billigare och tätningen blir inte lika lönsam. Men naturligtvis bör man tänka på och vidta både isoleringsåtgärder och värmepumpåtgärder samtidigt. Det bör ske på ett sådant sätt att man får största möjliga nytta av varje investerad krona.

Det finns också en "matematiskt lagom" avvägning mellan "isoleringsåtgärder" och "värmepumpåtgärder". I denna avvägning skall naturligtvis också tas in att värmepumpen kan göras mindre om huset isoleras bättre. I figur 1 nedan finns en mycket enkel figur, som endast visar en mycket principiell fördelning mellan värmepumpkapitalkostnad, isoleringskapitalkostnad och energikostnad. Den fiktiva isoleringen skall på ett förenklat sätt ta hänsyn till vindsisolering, väggisolering, fönster och ventilation samtidigt. Grovt sett motsvarar den fiktiva isoleringen isoleringstjockleken i väggarna när alla andra isoleringar är lika ekonomiskt motiverade. Tjocka väggar motsvaras ju av ännu tjockare vindsisolering och kanske fyrglasfönster för att isoleringsåtgärderna skall bli "jämnstarka".

Det minimum som finns i figuren för totalkostnaden vid en fiktiv isoleringstjocklek på mellan 0,2 och 0,25 m återspeglar vissa enkla antaganden om värmepumpkostnad, isoleringskostnad ränta och energipris. Vid ett högre antaget energipris flyttas minimum till höger så att isoleringen blir tjockare och värmepumpen mindre.

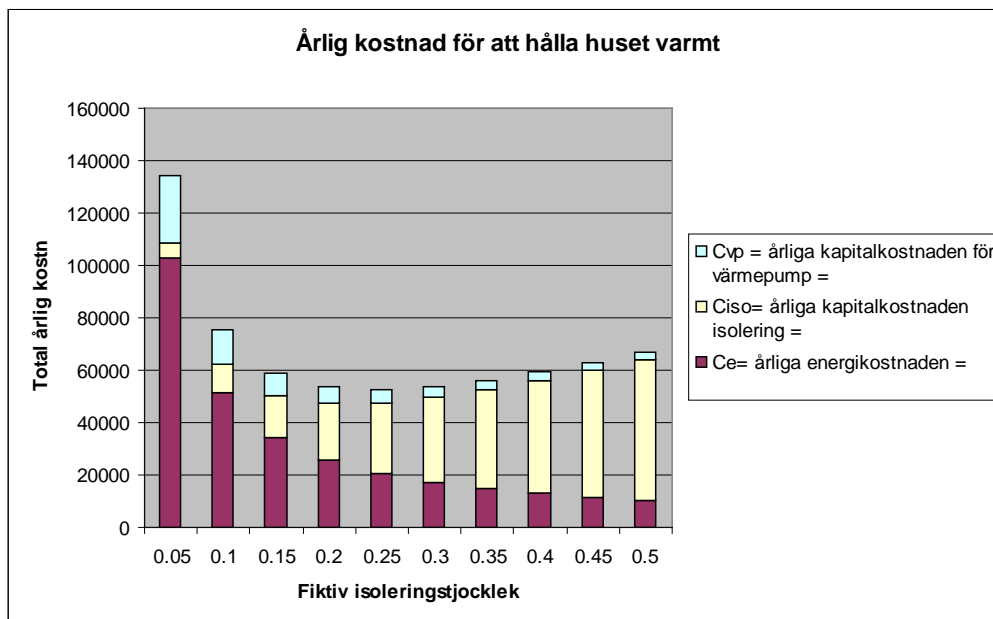


Fig. 1. Årlig kostnad för att kunna hålla huset varmt. Kapitalkostnader för isolering och värmepump samt energikostnad.

Generellt kan sägas att tilläggsisolering av vindsbjälkslag ofta är en lönsam åtgärd. Att isolera väggarna inåt så att bostadsyta försvinner är däremot oftast inte lönsamt. Att isolera väggarna utåt blir lönsamt om den nuvarande ekvivalenta isoleringen är tunnare än 0,2 m - med gjorda antaganden.

Bedömning av lönsamhet

Nedan belyses tre olika metoder utgående från en fiktiv värmepumpinvestering.

- Pay-off-metoden – hur snabbt får jag tillbaka investeringen?
- Nuvärdesmetoden – hur många kronor tjänar jag på affären över tid?
- Internräntemetoden – vad får jag för ränta på mina pengar?

Man kan aldrig "tjäna" på att köpa en värmepump. Värmepumpen kommer att kosta pengar både att köpa och sedan att driva. "Vinsten" uppstår när man jämför värmepumpen med ett alternativ som är dyrare – t ex att behålla den gamla uppvärmningsformen.

När man använder metoder som förutsätter en kalkylränta är det viktigt att sätta denna kalkylränta riktigt. Eftersom inflation innebär att återbetalningar av lånet i framtiden minskar i värde bör den nominella bankränta man räknar med minskas med inflationen. Då får man den s.k. realräntan. Till denna realränta bör man sedan göra ett risktillägg. För en standardvärmepump bör detta tillägg läggas på kanske 1 %. Om det är en ny värmepumpstyp kan risktillägget göras betydligt större.

Realräntan har i genomsnitt legat på cirka 2 % mellan 1923 och 2008 enligt Björn Lagerwalls rapport till riksbanken⁴. En lagom realräntesats borde ligga i området 3-4 % för en vanlig värmepump.

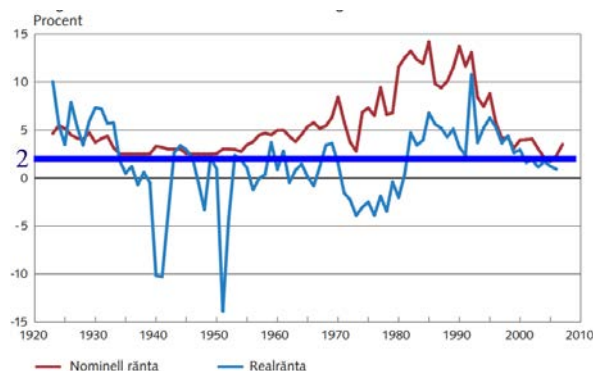


Fig XX Realräntan i Sverige (Björn Lagerwall, Riksbanken)

Det är svårt att uppskatta livslängden för berg och jordvärmepumpar. Sannolikt ligger den runt 20 år i genomsnitt. Borrhållet/jordvärmeslingan och installationer håller nog mycket längre tid – kanske 60 år. Det betyder att man kanske måste reservera pengar för att byta värmepump vart 20:e år om man vill räkna på lång sikt. Alternativt kan man bara räkna på 20 års sikt men då notera kvarvarande installationer och hål som ett restvärde.

Energipriset har ökat cirka 2,5% per år realt mellan 1985 och 2010 sett som ett medelvärde på el, olja och fjärrvärme. Man kanske kan skulle kunna räkna med att den ökningstakten fortsätter. Det finns en del människor som tror att vi närmar oss "Peak oil" vilket innebär att ökningstakten på energipriset kommer att bli högre. Som en jämförelse finns därför multiplikationsfaktorer med som återspeglar 5% årlig real energiprisökningstakt. För att ta hänsyn till framtida energiprishöjningar bör dagens energipris alltså multipliceras med följande faktorer (figur XX nedan). Multiplikationsfaktorerna har helt enkelt beräknats som kvoten av nuvärdet för energikostnaden med resp utan real energiprishöjning.

⁴ Björn Lagerwall, Realräntan i Sverige, Riksbanken, juli 2008, http://www.riksbank.se/Upload/Dokument_riksbank/Kat_publicerat/Ekonomiska%20kommentarer/2008/EK-Kom-Nr_5-SV.pdf

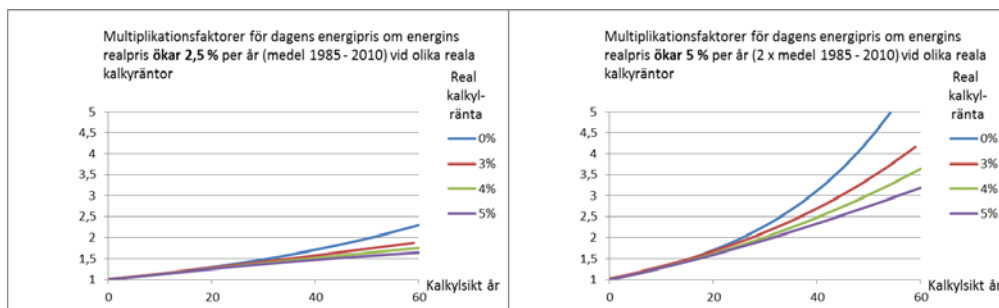


Fig XX Multiplikatorfaktorer för dagens energipris för att ta hänsyn till framtida energiprishöjningar.

Nedan belyses metoden från ett (ganska gynnsamt) värmepumpinvesteringsexempel som inte är reellt på något sätt utan bara används för att t ex belysa Excels eller liknande programs användbarhet i sammanhanget. Från skatte- och bidragseffekter har bortsetts – egentligen bör de vara med, men det är ett snårigt område med kort "bäst före datum". Likaså har bortsetts från servicekostnader. De uppgår typiskt till omkring 1% av investeringen per år under värmepumpens livslängd. De olika färgerna i figuren syftar till att underlätta förståelsen.

Pay-Off-metoden (grön), kallas i andra länder ofta för Pay-Back metoden, vilket kanske är ett bättre ord. Man räknar ut hur mycket man tjänar varje år på att göra investeringen t ex i jämförelse med att inte göra någonting. Sen ser man hur lång tid det tar innan det intjänade beloppet överstiger investeringen. I exemplet nedan i fig XX tog det 6 år.

Nuvärdesmetoden (blå) räknar ut var värdet av investeringen är jämfört med t ex inte för anåtgonting. I exemplet är värdet av att skaffa värmepump efter 20 år värt 551 777 kr jämfört med att fortsätta med elvärme. I exemplet har borrhål och installationer som från början var värda 75 000 kr ha ett nuvärde av 40 785 kr. Hålet kan ju användas till nästa generation värmepump.

Internräntemetoden (orange) betraktar alla utbetalningar för att skaffa värmepumpen, alla besparingar man gör under värmepumpens livslängd och det positiva restvärde som hålet har. Alla dessa belopp skall vara rensade från allmän inflation (reala), men ta med förväntade reala energiprisökningar i framtiden (utöver den allmänna inflationen). Man ställer sig sen på en ledig Excel-cell, går sedan in på den lilla knappen f_x i Excel, väljer finansfunktioner och Internränta (IRR). Man blir uppmanad att markera en del av en kolum. Då väljer man en kolumn där man placerat alla utbetalningar, besparingar och restvärden i ordning år för år. Då får man den uträknade internräntan

i den från början valda rutan. Anledningen till att internräntemetoden använts så relativt lite kan bero på att man tidigare inte haft möjligheter att enkelt beräkna räntabiliteten.

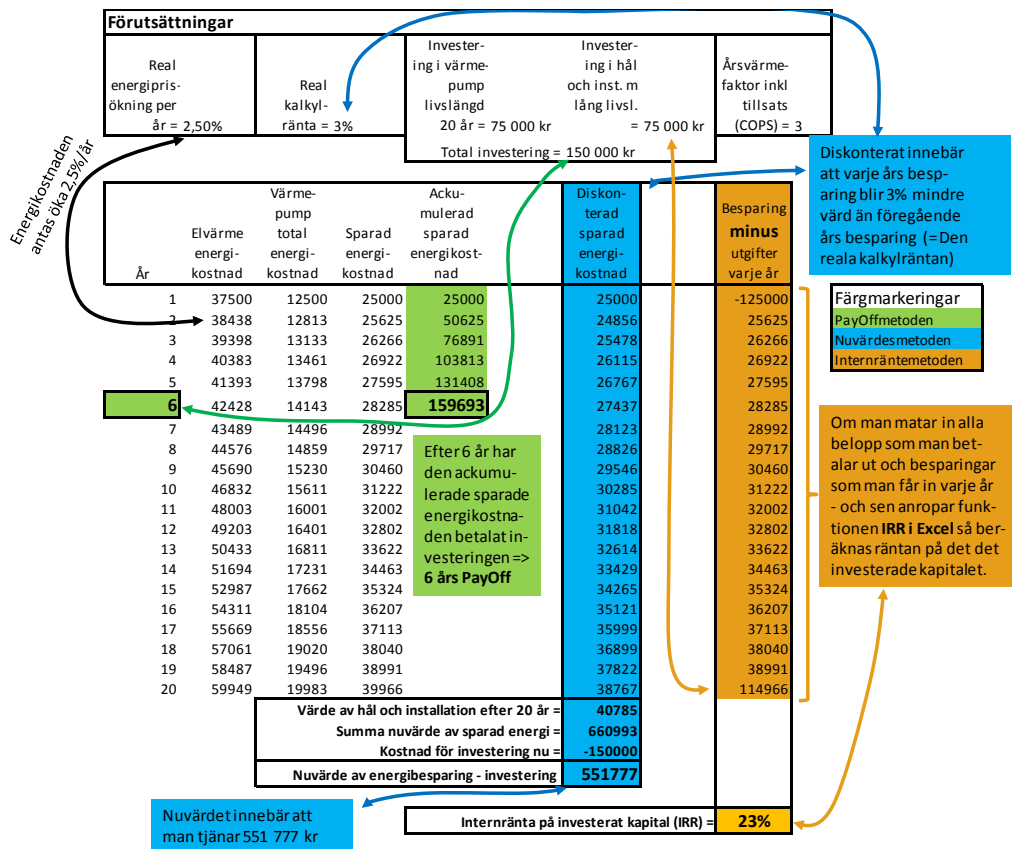


Fig XX Några olika kalkylprinciper beräknade i Excel

3. Värmepumpens storlek

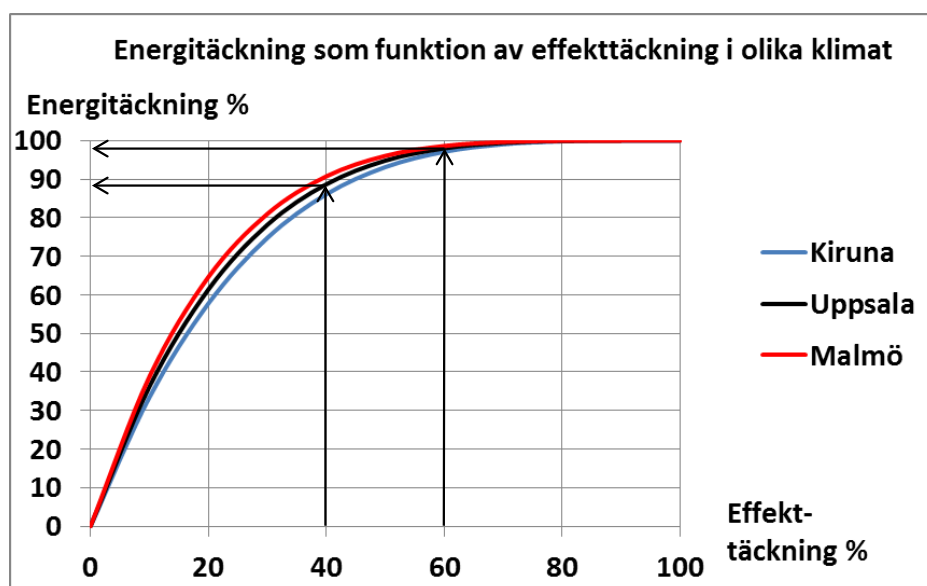
Man får ofta höra att valet av storlek på värmepumpen skulle vara mycket kritisk. Flera olika orsaker uppges som skäl för att välja en **liten** värmepump:

1. En liten värmepump får längre gångtid och investeringen lönar sig därför bättre
2. En liten värmepumps relativa gångtid blir längre och därför blir värmefaktorn högre
3. En liten värmepump medför färre starter resulterande i en ökad livslängd på kompressorn
4. En mindre kompressor arbetar med lägre kondensering och högre förångning som ger bättre SCOP.

Ibland anses också en värmepump som täcker hela lasten vara att föredra – anledningen till detta anges främst vara att behovet av "spetsvärme" bortfaller de kallaste dagarna.

En liten värmepump får längre gångtid och investeringen lönar sig bättre

Effekttäkningsgraden anger hur stor andel av maxeffekten kallaste dagen som värmepumpen täcker och energitäkningsgraden anger hur stor andel av årsenergin för uppvärmning som värmepumpen ger. Dessa två täkningsgrader hänger ihop. De är också lite beroende av klimatet. I ett typiskt kustklimat med en lång vintertid omkring 0 °C med få riktigt bistra perioder och sedan sommar, lönar det sig lite bättre att skaffa en liten värmepump än i ett kallt inlandsklimat typ Kiruna.



1. Energitäckning som funktion av effekttäckning i olika klimat. Kurvorna har erhållits genom att räkna på exempelvis med ett tillverkarprogram – de följer grovt formeln $\text{Energitäckning} = 1 - (1 - \text{Effekttäckning})^4$ där koefficienten 4 varierar något (i Kiruna 3,9, Uppsala 4,3 och Malmö 4,7)

Om vi tar en värmepump i Uppsala som har t ex 40 % effekttäckning så ger den omkring 88 % energitäckning. Skulle vi förstora den värmepumpen 1,5 gånger så att effekttäckningen blir 60% så

Comment [EB4]: Menar du att den relativa gångtiden blir större till följd av lägre kapacitet? Menar du att en större kompressor drar ner förångningstemperaturen med minskande COP?

Comment [EB5]: Är vi säkra på att vi inte sprider en myt här. Från Kylskåpssammanhang har jag inte hört att antalet starter skulle vara avgörande för kompressorns livslängd (om man bortser från de keramiska termoresistorerna som används som startrelä som under någon period på 80 talet sprack av termiska spänningar speciellt då kylskåpet stod kallt t.ex. i garaget). När jag talade med Bernt (kylakonsult) som har stor erfarenhet av att montera in luft/luft värmepumpar sa han att det som går sänder är de utvändiga rörliga delarna på systemet, dvs fläktarna. Oftast går kondensorfläkten sönder, vilket drar med sig elektroniken. Nej myten är nog den att kompressorn inte håller.

skulle bara energitäckningen öka till 98 %. Om man antar att besparingen grovt ökar ungefär som energitäckningen ger en 50 % större pump alltså bara 10 % högre besparing.

Vid första påseendet förefaller det vara helt vansinnigt att köpa en 50 % större värmepump för att spara bara 10 % mer energi. Hur vansinnigt det är, beror emellertid på faktorer som:

1. Hur mycket dyrare är en större värmepump inklusive installation totalt?
2. Hur uppskattar man kommande energipriser?
3. Hur ansätter man ränta och avskrivningstid?

Om man då först skulle se på hur mycket mer en 50 % större värmepump sparar bör man se på marginalkostnaden. Om man går in på prislistor på nätet finner man att marginalkostnaden för att öka den nominella värmeeffekten är liten (se fig XXX2). (Den nominella effekten definieras enligt EN 14511 vid 0 °C på inkommande köldbärare och 35 resp 45 °C på utgående värmebärare. För rena aggregat ligger exponenten mellan 0,19 och 0,31 vilket innebär att ett 10 % större aggregat blir 1,9 – 3,1 % dyrare. När man sedan väger in att ett borrhål tenderar att prissättas linjärt med antalet meter men att installationen däremot endast tar obetydligt längre tid för en stor värmepump än för en liten får man grovt den gröna kurvan för hela installationen.

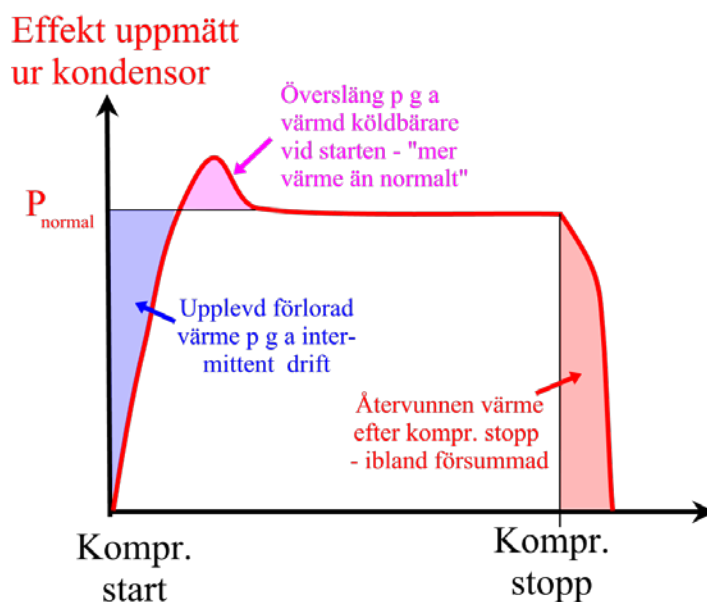


2. En ökning av aggregatstorleken med 10 % ger en ökning av totala installationskostaden med storleksordningen 4,6 % (siffran 0,4574 i exponenten på den gröna kurvan). ”Power” på bilden är en anpassning av en matematisk potenskurva till data - se ekvationerna i bilden. R^2 värdena antyder att anpassningen är god.

Denna gröna kurvan indikerar att en ökning av värmepumpens storlek med 50% enligt ovan skulle kosta cirka $(1,5)^{0,46} = 1,2$ gånger mer, när man ser på den totala installationen. Man kan då fråga sig om en tioprocentig besparingsförbättring verkligen motiverar en tjugoprocentig investeringskostnadshöjning? Mer om dessa överväganden kommer i slutet av detta avsnitt.

En liten värmepumps relativa gångtid blir längre och därför blir värmefaktorn högre

Detta är en vanlig uppfattning i värmepumpbranschen. Tyvärr verkar det sakna belägg. Försök av Anders Bergman på 80 talet på KTH⁵ visar att gångtiden i stort sett saknar betydelse. Visserligen ser det ut som om man gör en lite förlust när kompressorn startar, men den återvinns i huvudsak när kompressorn stannar.



Comment [EB9]: Det här är ju de klassiska "var är systemgränsen" problemet. Att värmepumpen jobbar mot en termisk last (vux plåten och värmebäraren/köldbäraren) ger ju en till synes lägre kapacitet (utifrån sett) inledningsvis men denna energi återvinns efter att kompressorn stannat. Enda anledningen jag kan se till att mindre kompressorer ska ha bättre COP än större är dess lägre kapacitet som ger mindre temperaturdifferenser i VVX. Men, åtminstone i kylskåpssammanhang, brukar den större kompressorn vinna pga högre verkningsgrad (stordriftsfördelar). Är den här föreställningen om att mindre kompressorer ger högre COP så stark att vi behöver ta upp det i handboken tycker du? Diagrammet (3) måste vi hitta något bättre tror jag.

Comment [JEN10]: Jag tror att det är en viktig missuppfattning. Jag har försökt hitta data för hur mycket effektivare en kompressor/värmepump blir när den blir större – utan att lyckas. Jag trodde figuren skulle ge en "autenticitet" men jag ritar gärna om den om du vill.

3. Effektvariationer, principiellt, man återvinner i stort startförluster vid stopp enligt ref¹

Färre starter ger ökad livslängd på kompressorn

Det har varit svårt att hitta belägg för detta. Inom branschen är dock den uppfattningen förhärskande. En ökning av värmepumpens storlek från 67 % effekttäckning (normalt idag) till 100 % effekttäckning medför att antalet starter ökar med 50 % - hur mycket förkortar det kompressorns livslängd? Det finns ju andra faktorer, som vätska i inloppet till kompressorn och höga hetgastemperaturer i utloppet, som också kan påverka starkt. Varvtalsreglerade kompressorer görs redan idag så att de går mycket lång tid. Sådana varvtalsreglerade värmepumpar bör göras så att de vid sitt maxvarvtal klarar hela effektbehovet.

En mindre kompressor arbetar med lägre kondensering och högre förångning som ger bättre SCOP.

Detta är delvis riktigt. Om **inte** flödet genom värmepumpens kondensor får öka när man väljer en större värmepump kommer naturligtvis framledningstemperaturen att öka mycket. Det leder till en högre kondenseringstemperatur och lägre värmefaktor. Nu anpassas dock i allmänhet

⁵ Anders Bergman, Inverkan av intermittent drift av värmepumpar, Laboratorieprov, Forskningsanslag BFR 820919-8, Mekanisk Värmeteori och Kylteknik, KTH Stockholm

kondensorpump och även köldbärarpumpen till kompressorn. Det är först när radiatornätet får ett för stort strömningsmotstånd eller radiatorventilerna börjar föra oljud som man inte kan öka flödet. Normalt går det.

Om radiatorytan är liten förmår radiatorerna inte heller öka sin värmeavgivning till rumsluften. Då stiger radiatornätets temperatur och även kondenseringstemperaturen. Man får en lägre värmefaktor. Radiatorernas värmeavgivning kan emellertid lätt ökas genom användning av t ex "elementfläktar" eller insättning av kompletterande radiatoryta. Om man skaffar en väl fungerande volymtank till radiatorerna kan man ladda den när värmepumpen går och sen använda värmen under en längre tid när kompressorn står. Radiatorerna kommer då att fungera som om värmepumpen vore mindre. Om man använder en volymtank av detta slag är det viktigt att tanken är väl stratifierad så att inte framledningsvatten och returledningsvatten blandas.

Om även köldbärarpumpens storlek anpassas efter kompressorstorleken kommer förångingstemperaturen att sjunka. Här kommer också borrhålet att belastas något mer och värmeväxlingsförhållandena där är svårt att påverka. Normalt borrar man därför från början ett djupare hål om man sätter in en större värmepump.

Slutsatsen blir att en större värmepump kommer att få en marginellt sämre SCOP. Lite överslag med ett tillverkarprogram (Vitocalc från Viessmann), indikerar att årsvärmefaktorn sjunker cirka 20 % när effekttäckningsgraden går från 0 % till 100 %. Detta har använts i den fortsatta kalkylen nedan.

Ekonomi med en större värmepump

Nedanstående beskrivning blir lite "formelspäckad" den som inte är road av sådant kan med fördel ögna igenom det sista avsnittet – "Slutsatser om värmepumpstorlek".

Totalkostnaden för en energi från en värmepump kan förenklat sammanfattas som:

$$c_{vp,kWh} = \underbrace{\frac{c_{el} \cdot ETG}{SCOP}}_{\text{Energi till värmepump}} + \underbrace{\frac{c_{spets} \cdot (1 - ETG)}{\eta_{spets}}}_{\text{Energi till spetsen}} + \underbrace{\frac{C_{syst} \cdot a}{\tau}}_{\text{Spets}} + \underbrace{\frac{C_{syst} \cdot s}{\tau_{vp}}}_{\text{Service + UH}} \quad (XXX1)$$

Där:

$c_{vp,kWh}$ = Totalkostnaden per kWh för värmepumpvärmen

c_{el} = Kostnaden för el allt inklusive per kWh t ex 1,5 kr/kWh

ETG = Energitäckningsgraden enligt fig XXX1 t ex 0,98 (Effekttäckningsgraden kallas PTG nedan)

$SCOP$ = Årsvärmefaktorn för själva värmepumpen exkl spets t ex 3,5

c_{spets} = Kostnaden för spetsenergin allt inklusive t ex 1,5 kr/kWh

η_{spets} = Verkningsgraden för spetsen t ex 0,85 för pellets eller 1 för el.

C_{syst} = Investeringskostnaden för systemet allt inklusive per kW t ex 150 kkr / 10 kw => 15 kkr/kW

Comment [EB11]: Har också läst att man kan öka varma sidans termiska massa genom att öka vätskemängden (lägga till en ackumulatortank). Såg ett tumvärde på hur många liter vätska det ska vara på varma sidan per kW värmeeffekt. Vid intermittent drift blir det samma resultat som att öka UA-värdet på radiatorerna (t.ex genom fläktar), dvs kondenseringstemperaturen hålls nere.

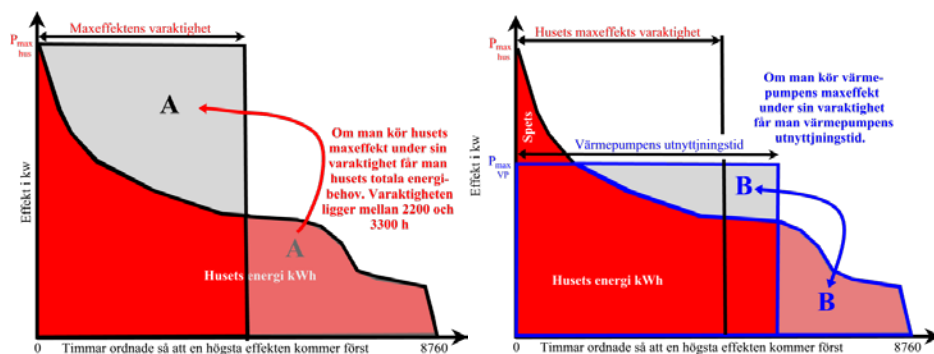
Comment [EB12]: Men vi borrar djupare!

Comment [EB13]: 0 till 1?

a = Annuitet t ex 3 % realränta (2% inflation => 5 % bankränta?) och 25 års avskrivning ger $a = 0,057$

s = Specifika service- och underhållskostnaden av investeringen varje år – kanske 1%

τ_{vp} = Utnyttjningstiden för värmepumpen (hur den kan beräknas visas nedan) t ex 4000 h/år.



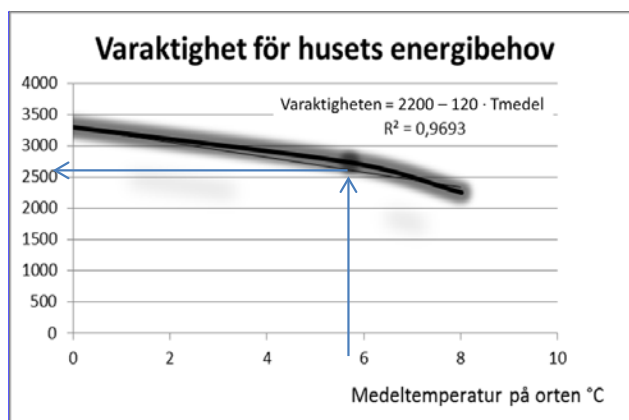
4. Varaktigheten för husets energibehov, τ_{hus} , och utnyttjningstiden för värmepumpen τ_{vp} , uttryckt i varaktighetsdiagram. Pilen betyder att ytorna är lika stora.

Man kan visa att: $\tau_{vp} = \tau_{hus} \cdot ETG / PTG$

(XXX 2)

där PTG var effekttäckningsgraden och ETG energitäckningsgraden för värmepumpen

I nedanstående figur finns en ungefärlig bild av τ_{hus} som funktion av medeltemperaturen på orten.



5. Varaktigheten för en byggnads energibehov. Den beror på många andra faktorer utöver klimatet – t ex byggnadens tidskonstant och andelen tappvarmvatten. Se också http://energikalkylen.energimyndigheten.se/Smahus_Minauppgifter.

Låt oss som exempel beräkna totalkostnaden för värmen från en värmepump på 10 kW i ett hus i Uppsala med maxeffekten 15 kW när det blir som kallast ute.

Varaktighet för husets energibehov = 2700 h enligt fig XXX5

Effekttäckningsgrad för värmepumpen = $10\text{ kW} / 15\text{ kW} = 0,67$

Comment [EB14]: font

Comment [EB15]: stavning varaktighet

Comment [EB16]: Här är väl den svaga punkten. Kan man tänka sig någon alternativ metod. I princip behöver man ju bara få reda på husets årliga värmebehov (med eller utan tappvatten beroende på vilken typ av VP man räknar på) och dividera med VP kapaciteten. Vad sägs om att hänvisa till http://energikalkylen.energimyndigheten.se/Smahus_Minauppgifter för att få fram uppvärmningsbehovet?

Comment [JEN17]: Jag tror att min metod är bättre faktiskt – för ändamålet att få fram en optimal VP-storlek!

Energitäckningsgrad för värmepumpen = 0,98 enligt fig XXX1

Utnyttjningstid för värmepumpen = $2700 \cdot 0,98 / 0,67 = 3950$ h

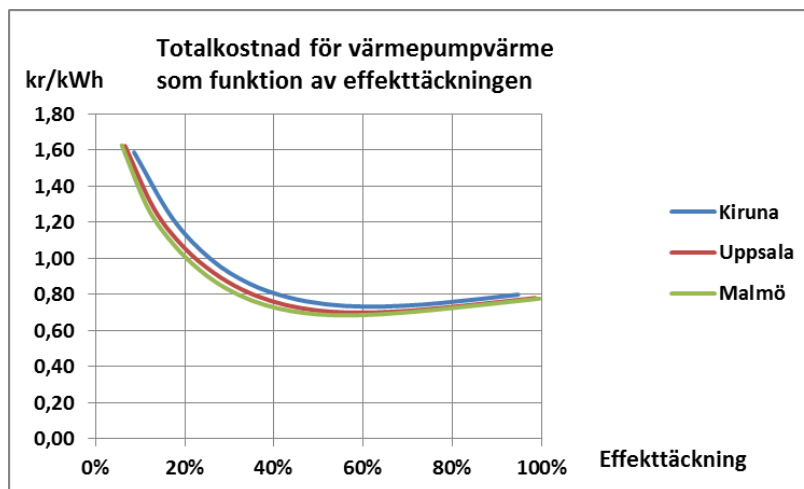
Om vi antar alla andra värden enligt exempelvärdena på föregående sida (och elspets) får vi:

$$c_{vp,kWh} = \frac{1,5 \cdot 0,98}{3,5} + \frac{1,5 \cdot (1 - 0,98)}{1} + \frac{15000 \cdot 0,057}{3950} + \frac{15000 \cdot 0,01}{3950} = 0,70 \text{ eller } 70 \text{ öre/kWh.}$$

Den allra "bästa" storleken

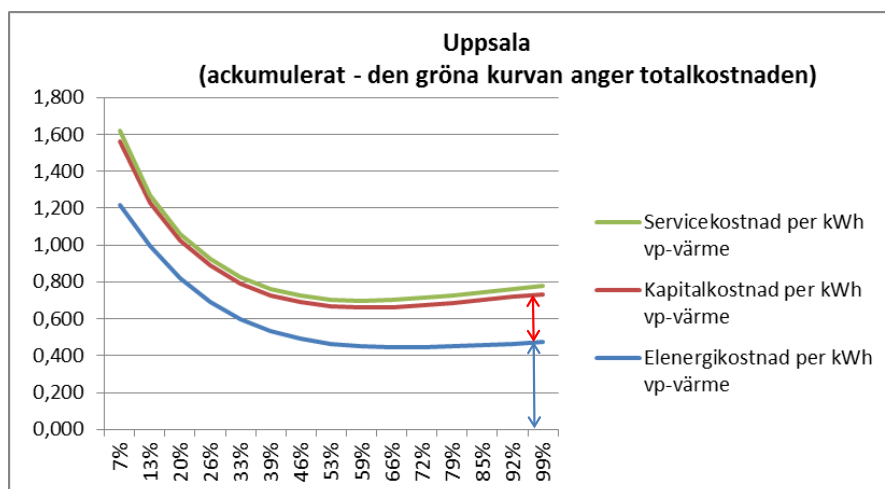
Om man antar att husets energiförbrukning för uppvärmning är t ex $E_{\text{hus}} = 40\,000$ kWh/år (var det än står i Sverige) men att årsvärmefaktorn SCOP blir något sämre i Kiruna än i Malmö eftersom berget är kallare där. Följande årsvärmefaktorer SCOP antogs därför för samma värmepump, och effekttäckningsgraden 60% insatt, på de tre orterna.

Tab XXX2 Värmefaktorer	Kiruna	Uppsala	Malmö
SCOP	3,1	3,5	3,7



6. Summan av energi, kapital och underhållskostnad

Om man analyserar bidraget från energi, kapital och underhåll och service finner man att de i fallet Uppsala fördelar sig enligt fig XXX7.



7. Energikostnaden är störst därefter kommer kapitalkostnaden och sist underhåll.

Med antagandena ovan hamnar den lägsta totala kostnaden för värmepumpenergin vid effekttäckningar enligt tabell. Det kanske kan vara intressant att göra en liten känslighetsanalys för att se hur olika antaganden påverkar den optimala effekttäckningen (PTG).

Tabell XXX3 Känslighetsanalys – optimal PTG	Kiruna	Uppsala	Malmö
Basfallet	62%	60%	64%
Fördubblad annuitet 11,4%	60%	57%	59%
Fördubblad energipris 3 kr/kWh	64%	63%	67%

I framtiden kommer vi kanske att få allt fler intermittenta elenergiällor – typ sol och vind. Det kommer kanske att yttra sig så att man vill bestraffa höga effekttuttag ur elnätet när sol och vind inte är tillgängliga. Sannolikt införs då en högre avgift per ansluten kW än idag. Om det sker blir det snabbt lönsamt att öka effekttäckningsgraden till 100%.

Slutsatser om värmepumpstorlek

Man bör välja en värmepump som klarar mer än 60% av effektbehovet. Det torde inte innebära något större problem att även använda värmepumpar som klarar 100 % av energibehovet. Med dagens räntor och energipriser innebär 100 % täckningsgrad 10 % högre total värmekostnad, men framtida effekttariffer t ex kan raskt förändra 100% effekttäckning till det lönsammaste alternativet.

Varvtalsstyrda värmepumpar som ger 100 % täckningsgrad har hitintills inte haft så stora framgångar på marknaden. Det beror dels på att de varit dyra men också på att själva regleringen tagit en hel del "parasiteffekt". När varvtalsutrustningarna blivit mer effektiva och kommit ned i pris kan det vara lösningen på täckningsproblemet. Borrhållet kan fortfarande läggas ut precis som nu för kanske 66 % effekttäckning och 98 % energitäckning – men helt enkelt belastas något hårdare när det blir som kallast.

Comment [EB18]: Hur hanterades varvtalsstyrda kompressorer? Ingick de i diagram 2? Känns som att kompressorer som går att övervarva till DUT effekt, djupare borrhål och intelligent styrning av cirkulationpumpar är en spännande framtid.

Comment [JEN19]: Jag trodde att Eric skulle skriva mer om Cirkpumpar.

4. Radiatorer och andra värmeavgivare

Grundprinciper

Ett värmesystem för uppvärmning av ett hus består i princip av en eller flera radiatorer (värmeelement) i varje rum, matade med uppvärmt vatten från en värmepanna eller motsvarande i en sluten krets. Här, och i det följande, får "radiator" beteckna alla former av värmeavgivare om inte annat framgår av sammanhanget. Rörledningen, som för varmt vatten från pannan till radiatorerna, kallas framledning och den ledning som för vattnet tillbaka kallas returledning. Vattenflödet drivs av en cirkulationspump, som vanligen placeras i pannrummet. Ett högt vattenflöde ger liten temperaturskillnad mellan fram- och returledning vid en given värmeeffekt.

Genom att radiatorer, och ofta även rörledningar m m, består av oskyddat stål, uppstår korrosion om syre finns närvarande, samtidigt som syret förbrukas. När allt syre är förbrukat upphör korrosionen, vattnet har blivit "dött". Korrosionsprodukten är först rost, sedan slutligen ett svart magnetitslam, som gärna ansamlas i systemets lågpunkter. I system med öppet expansionskärl kommer nytt syre långsamt in i systemet via expansionskärls luftningsledning. Är kärlet av stålplåt korroderar detta; oförbrukat syre fortsätter in i systemet och korroderar rör och radiatorer. Med ett slutet expansionskärl sker ingen indiffusion av syre. Även påfyllning av nytt vatten ger en viss korrosion, eftersom vattenledningsvatten innehåller en liten mängd syre.

Vid låg utetemperatur kräver huset en högre värmeeffekt och man brukar anse att värmebehovet är proportionellt mot temperaturskillnaden mellan temperaturen inomhus (20 °C) och utetemperatur. Vid kraftig blåst kan värmebehovet öka på grund av otätheter i husets värmeisolering. Den lägsta utetemperatur, för vilken värmesystemet skall dimensioneras, kallas dimensionerande utetemperatur, förkortat DUT (eller ibland DVUT – Dimensionerande VinterUtomhusTemperatur). En del av husets värmetillförsel sker genom värmeavgivning från personer som vistas i huset, solinstrålning, matlagning, kyl och frys, värmeläckage från varmvattenberedare och vid varmvattenanvändning m m. Som en enkel tumregel brukar man säga att dessa värmekällor höjer inomhustemperaturen i ett vanligt hus med 3 grader. Annorlunda uttryckt, värmesystemet skall förse huset med värme upp till den teoretiska innetemperaturen 17 °C för att den verkliga innetemperaturen skall bli 20 °C. I ett välisolerat hus med många boende får extravärmen större betydelse och vice versa. Kaminer och andra eldstäder kan också bidra med (mycket) värme.

En väsentlig skillnad finns mellan ett värmesystem för en bränsleeldad eller elvärmd panna och ett system som skall matas av en värmepump. En panna kan ge hetvatten med temperatur upp till 80 °C utan nämnvärd förlust i verkningsgrad och kopplas via en shunt till värmesystemet. Pannan har hela tiden en hög temperatur och shuntens inställning bestämmer framledningstemperaturen; i allmänhet via automatik styrd av ute- och/eller innetemperaturen.

Helt annorlunda blir det vid ett system med en värmepump. Denna arbetar effektivare ju mindre temperaturskillnaden är mellan dess varma och kalla sida. Värmesystemet skall således värma huset vid en så låg temperatur på radiatorerna som möjligt och alla temperaturfall mellan värmepumpens utgående värmevattentemperatur och framledningstemperaturen skall göras så små som möjligt. Att då använda ett shuntsystem och låta värmepumpen ständigt arbeta med hög utgående temperatur är således helt förkastligt. Detta driftsätt kallas ofta för "fast kondensering". Motsatsen, när man inte producerar varmare vatten än man behöver i varje ögonblick, kallas för "flytande kondensering".

I det följande utgår vi från att värmesystemet består av radiatorer, men resonemanget blir likartat för system med andra typer av värmeavgivare såsom konvektorer, aerotemperar (fläktbatterier), golvvärme m m. Värmepumpens värmefaktor är direkt beroende av värmesystemets framledningstemperatur. Ett högre vattenflöde minskar temperaturskillnaden mellan fram- och returledning vid oförändrad värmeeffekt (medeltemperatur) och är nästan alltid gynnsamt för värmepumpens funktion, eftersom framledningstemperaturen och därmed kondenseringstemperaturen minskar.

Man brukar skilja mellan 1-rörs- och 2-rörssystem för radiatorernas inkoppling. Vid 2-rörssystem, som är vanligast, kopplas alla radiatorer i parallell så att framledningen förgrenas med rör till varje radiator och likadant för returledningen som samlar ihop flödet från radiatorerna. Vid 1-rörssystem passerar ett enda rör i en slinga under ett antal radiatorer, som i tur och ordning tar ut en del av vattenflödet i röret och återför det efter att vattnet passerat radiatorn och blivit avkyld där. Normalt är flödet så stort i röret att endast en mindre del behöver ledas upp till radiatorn. För varje radiator som passerar sjunker temperaturen i röret och man låter i allmänhet högst 5 radiatorer vara kopplade till ett rör. Har man flera radiatorer installerar man ytterligare 1-rörs slingor parallellt från pannan. För att kompensera för den sjunkande temperaturen i röret brukar man öka radiatorstorleken mot slutet av slingan.

Radiatorernas storlek (värmeeffekt) bestäms med hänsyn till beräknat värmebehov för varje rum och avsedd värmevattentemperatur. Ett värmesystem betecknat t ex 80/60 grader betyder då att det dimensionerats så att vid DUT skall framledningstemperaturen vara 80 °C och returen hålla 60 °C. Temperaturskillnaden blir således 20 grader. Vid lägre värmebehov minskar både framlednings- och returtemperatur så att även skillnaden minskar mellan dem. Denna höga temperaturnivå är naturligtvis inget problem när värmekällan är en bränsleeldad panna, som gärna skall hållas vid hög temperatur för att undvika kondensation i panna och skorsten.

Vid 1-rörssystem måste man dessutom dimensionera med hänsyn till den sjunkande temperaturen hos värmevattnet efter varje passage av en radiator.

Mot slutet av 1970-talet kom önskemål om att utforma radiatorsystem så att de även skulle kunna matas från värmekällor med lägre temperatur, såsom solvärme och värmepumpar. Man införde då den tidens lågtemperatursystem t ex 55/45 grader, som naturligtvis krävde större radiatorstorlekar. Eftersom husen samtidigt blev bättre isolerade var det ingen svårighet att få plats med större radiatorer under fönstren, som är den gängse radiatorplaceringen. Det kan tvärtom vara ett önskemål att radiatorn fyller större delen av fönsterbredden för att undvika kallras vid sidan av radiatorn.

Radiatorer som värmeavgivare

Äldre radiatorer utformades som så kallade sektionsradiatorer, ofta av gjutjärn, som byggdes ihop med ett antal värmeavgivande sektioner till önskad bredd och hölls samman med någon form av oftast invändiga dragstag, Figur 3.1.a. Pjäsarna blev tunga och stod oftast stadigt med fötter på golvet. Värmesystemet saknade i allmänhet cirkulationspump och vattenflödet drevs av täthetsskillnaden mellan det varma och kalla vattnet i fram- resp returledningen, självcirkulation. Strömningsmotståndet måste hållas lågt och rördimensionerna blev därför grova. Sektionsradiatorer tillverkas fortfarande, men nu av plåt och blir därigenom betydligt lättare och behöver inte stå på golvet. Sektionerna svetsas samman. Anslutningarna placeras på gavlarna och upphängningsanordningar svetsas fast på lämpliga ställen, Figur 3.1.b.

Det förekommer även radiatorer som består av plåtar med vertikala veck. Plåtarna läggs mot varandra med vecken utåt och förses med en övre och nedre fördelningskanal, Figur 3.2.a.

Den nu vanligaste radiortypen i Sverige är panelradiatorn, i princip en bakre och en främre plåt, vilka försetts med lämpliga präglingar och därefter svetsas ihop längs kanterna. Präglingarna utgör vattenkanaler, som förses med röranslutningar och en luftningsventil på baksidan. Upphängningsanordningar svetsas fast på baksidan i förekommande fall, Figur 3.2b.



Figur 3.1. a) Äldre sektionsradiator av gjutjärn.

b) Sektionsradiator av stålplåt. Sektionerna är sammanfogade genom svetsning.



Figur 3.2. a) Radiator av veckad stålplåt.

b) Panelradiator.

Som framgår av namnet "radiator" sker en väsentlig del av värmeavgivningen genom strålning ut mot rummet. För att öka värmeavgivningen kan panelradiatorn förses med veckade plåtar som svetsas fast på baksidan och som ökar konvektionen, Figur 3.3. Panelradiatorn kan byggas ihop till ett paket med en eller två paneler bakom den främre.



Figur 3.3. Panelradiator med fastsvetsade konvektionsplåtar på baksidan.

Ett vanligt tillbehör till radiatorer är termostatventiler, som innehåller en känselkropp som reglerar vattenflödet efter en inställd rumstemperatur. Nackdelen med radiatormonterade termostater är att de känner av temperaturen på en ganska ointressant plats i rummet. Termostatventiler med separat känselkropp är bättre ur denna synpunkt, men kapillärröret mellan känselkroppen och ventilen är känsligt för mekanisk åverkan.

Tabell 3.1 visar värmeavgivningen från olika typer av radiatorer vid medeltemperaturen 50°C (i princip ett 55/45-system) och rumstemperaturen 20°C (Temperaturskillnad, $\Delta T = 30$ grader). Radiatorerna har alla höjden 600 mm och bredden 1000 mm.

Tabell 3.1. Värmeavgivning vid $\Delta T = 30$ grader från olika radiator typer med höjden 600 mm och bredden 1000 mm. Med djup avses det horisontella måttet i riktning vinkelrätt mot väggen (tjocklek). Sektionsradiatorer finns i många utföranden och effektvärdena för dessa bör tas som riktvärden.

Radiator typ	Effekt [W]	Strålningsandel [%]
Äldre sektionsradiator av gjutjärn, breda sektioner (ca 75 mm). Djup 110 mm	490	30
Dito. Djup 220 mm	870	25
Sektionsradiator av plåt, smala sektioner (ca 35 mm). Djup 110 mm	740	20
Dito. Djup 220 mm	1300	20
Veckad radiator. Djup 40 mm	470	30
Dito. Djup 100 mm	830	15
Panelradiator enkel	320	40
Panelradiator enkel med konvektionsplåt på baksidan	490	30
Panelradiator dubbel med konvektionsplåt på ena panelen	750	17

Panelradiator dubbel med konvektionsplåtar på båda panelerna	910	15
Panelradiator trippel med konvektionsplåtar på alla panelerna	1320	10

Notera speciellt den kraftiga förbättringen av värmeavgivningen hos en enkel panelradiator i utförandet med konvektionsplåtar.

Värmeavgivningen från en radiator är inte helt proportionell mot temperaturskillnaden till rumstemperaturen, vilket man kunde förvänta sig. I själva verket ökar värmeavgivningen något snabbare. Mer om detta i avsnittet "Trimma ditt system".

Golvvärme

Ett vattenburet golvvärmesystem består av rörslingor inlagda under golvbeläggningen genom vilka värmevattnet strömmar. Rören är numera plaströr av tvärbunden polyeten, PEX, som dessutom belagts med ett lämpligt material för att få låg syrediffusion. Syre, som läcker in, förstör rör och andra detaljer av stål i värmesystemet.

Golvvärmesystem arbetar vid låg temperatur; en typisk golvytetemperatur kan vara 27 °C vid maximal värmeeffekt och 20 °C inomhus, vilket ger ca 65 - 75 W/m² golvarea. Vattentemperaturen i golvvärmerören kan då vara typiskt 35 °C vid stengolv och 40 °C vid trägolv. Vid 20 °C golvytetemperatur sker ingen värmeavgivning alls från golvet. Värmereglerområdet är således mycket sammanpressat och skillnaden mellan framlednings- och returtemperatur från golvet får inte uppgå till mer än några grader. Detta åstadkoms genom att man lägger flera golvslingor i parallell och att golvvärmesystemet får ett eget cirkulationssystem, så att motsvarande höga flöde kan upprätthållas i detta. I stengolv gjuts värmerören normalt in i undermassan, medan man för trägolv ofta lägger värmerören i en spärad spånplatta tillsammans med aluminiumplåtar för att förbättra värmespridningen från golvvärmerören. Ovanpå detta läggs trägolv på sedvanligt sätt. Trægolv bör inte få bli varmare än 27 °C, eftersom de kan torka ut och spricka.

Andra värmeavgivare

När man vill ha en värmeavgivare med låg bygghöjd används ofta konvektorer, som består av ett värmebatteri med tättsittande flänsar placerade på ett värmevattenrör, som kan slingra sig fram och tillbaka genom batteriet. Det hela är omslutet av ett skyddshölje som samtidigt ger skorstensverkan. Strålningsandelen är försumbar. Konvektorn kan förses med fläkt och placeras då ofta högt över golv (aerotemper) och blåser varmluft över ett större område. Ett sådant aggregat har hög värmeavgivningsförmåga i relation till sin storlek.

Vidare förekommer ofta kamflänsradiatorer i rustika utrymmen såsom garage och liknande. Dessa har i princip samma egenskaper som konventionella radiatorer.

Inkoppling till värmepumpen

När värmesystemet skall kopplas till värmepumpen är det viktigt att inte man skapar onödiga temperaturfall mellan värmepumpens uttemperatur och ledningssystemet. Ett shuntsystem, såsom det görs vid konventionella värmepannor, är, som tidigare nämnts, helt förkastligt eftersom ett stort

temperaturfall oftast råder mellan pannan/värmepumpen och värmesystemet. Enklarest är att direkt ansluta framledningen till "VÄRME UT" på värmepumpen och returledningen till "VÄRME IN". Eftersom värmepumpen arbetar med on/off-styrning kommer värmesystemets temperatur att stiga när värmepumpen går och sedan sjunka under värmepumpens stilleståndsperioder. Värmepumpar med kapacitetsreglering (varvtalsstyrd kompressor) anpassar sin uteffekt efter värmebehovet inom ett stort effektområde.

En vanlig inkopplingsvariant är att värmesystemet med sin cirkulationspump får bilda en egen sluten slinga som vid värmepumpen har två T-kopplingar efter varandra. I den första T-kopplingen tas ett returflöde in till värmepumpen och i den andra T-kopplingen skickar värmepumpen ut varmt vatten. När värmepumpen stannar, fortsätter vattnet att cirkulera genom radiatorerna och en viss temperaturutjämning uppstår. Vid denna koppling är det väsentligt att balansera värmesystemets vattenflöde mot värmepumpens flöde så att inte vatten av olika temperatur blandas och ger effektivitetsförluster. Utjämningsseffekten genom den fortsatta cirkulationen kan ytterligare förstärkas genom att införa en bufferttank i värmesystemet. Inloppet i denna bör förses med en diffusor ("omvänd tratt"), som sänker vattenhastigheten och därmed motverkar omblandning i tanken så att temperaturskiktningen bevaras.

I gamla självcirkulationssystem med grova rör och som försetts med cirkulationspump, kan det någon gång vara nödvändigt att ställa denna på ett lägre varvtal för att inte få för stort cirkulationsflöde och därmed för liten temperaturdifferens mellan framledning och retur i relation till värmepumpen. Temperaturdifferenserna i värmesystemet och värmepumpen bör vara någorlunda lika stora.

En vanlig åkomma i värmesystem att knäppningar uppstår i rören när temperaturen ändras. Detta blir ibland mindre besvärande om cirkulationen upprätthålls konstant i systemet.

Trimma ditt system

Ändamålet med trimningen är att hitta en kurvinställning på värmepumpens styrenhet, som ger så låg framledningstemperatur som möjligt med bibehållen värmekomfort. Därigenom får värmepumpen optimal värmefaktor (verkningsgrad).

Innan man gör några trimningsåtgärder bör man göra en del grundläggande kontroller:

- Gör ren förekommande silar i systemet. Moderna värmepumpar har ofta en sil monterad i värmekretsen för att förhindra att små partiklar kommer in i värmepumpen och sätter igen kondensorn. Denna sil bör göras ren en gång årligen och kanske oftare om värmepumpen är nyinstallerad i värmesystemet.
- Lufta radiatorerna och andra högpunkter, som kan finnas i systemet.
- Dammsug radiatorerna, speciellt baksidan.
- Dammsug konvektorer och gör ren förekommande filter.
- Se till att radiatorerna står fritt. Häng tunga gardiner åt sidan. Flytta undan möbler som står tryckta mot radiatorerna och ta bort skärmar och liknande kring dessa. En tät skärm framför

radiatorn kan minska värmeeffekten med 10 % eller mer. Som namnet antyder utgör värmeestrålningen från radiatorerna en väsentlig del av värmeöverföringen till rummet. Måla inte radiatorerna med färg innehållande metallpigment (silverfärg och liknande). Svart eller vit färg spelar däremot ingen roll.

- Vid golvvärmesystem bör man undvika att ha tjocka mattor på golvet.

Nu kan vi börja trimma!

De flesta styrsystem för värmepumpar och värmesystem arbetar med någon form av anpassning mellan värmesystemets temperatur och värmebehovet. Vanligtvis styrs värmesystemets temperatur av utetemperaturen efter en värmekurva som t ex ger 32 °C i radiatortemperatur vid 0 °C utomhus och 40 °C vid -20 °C ute, se Figur 3.4. I styrsystemet, som vanligtvis sitter i värmepumpen, går det att välja vilken kurva som skall användas och man får då pröva sig fram till lämplig kurva. Kurvorna har olika lutning och som synes stiger en kurva med stor lutning snabbare när utetemperaturen sjunker. Vanligtvis finns två möjligheter till manuell inställning, dels kurvlutningen, dels kurvans höjdläge med bibehållen lutning. Kurvlutningen bestämmer i huvudsak framlednings- alternativt returtemperaturen (beroende på vilkendera värmepumpen styr) när det är kallt ute, medan kurvans höjdläge har dominerande inverkan när utetemperaturen överstiger +10 °C. Värmeeffekten från en radiator ökar något snabbare än temperaturskillnaden mellan denna och rummet. Värmekurvan tar hänsyn till detta genom att vid lägre utetemperaturer böja av mot en lägre lutning. Man brukar använda följande formel för värmeeffekt som funktion av temperaturskillnaden mellan radiatoren och rummet, ΔT ,

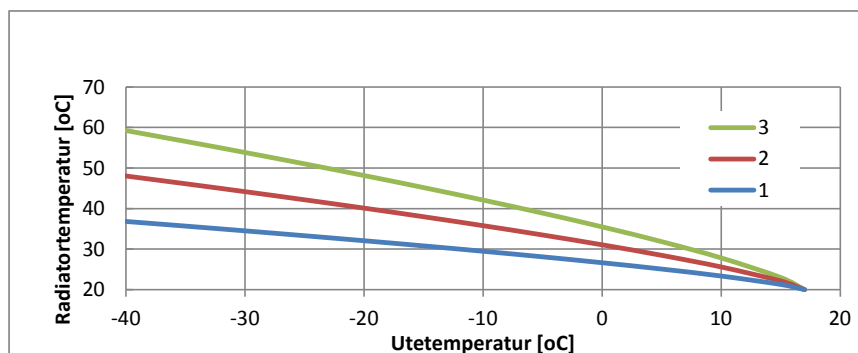
$$Q = konst * \Delta T^n \quad \text{ekv 3.1}$$

där Q = värmeeffekten, n = cirka 1,30 - 1,35 och konstanten kan beräknas ur radiatortabeller. Alternativt, om man har tillgång till data för radiatorns värmeeffekt vid en viss referenstemperaturskillnad, ΔT_{ref} , (exempelvis Tabell 3.1) kan ekvation 3.2 användas,

$$Q = Q_{ref} * \left(\frac{\Delta T}{\Delta T_{ref}} \right)^n \quad \text{ekv 3.2}$$

där Q_{ref} = värmeeffekten vid ΔT_{ref} .

Värmekurvorna får i princip följande utseende. Kurva 1 kan anses motsvara ett utpräglat lågtemperatursystem, medan kurvorna 2 och 3 utgör exempel på värmesystem, som kräver högre temperaturnivåer.



Figur 3.4. Exempel på värmekurvor. En sådan anger vilken radiatortemperatur, som behövs vid en viss utetemperatur. Är värmesystemet ett lågtemperatursystem kan detta ha en kurva nära kurva 1 i grafen, medan ett system som kräver högre temperaturer motsvaras en kurva, som ligger närmare kurva 2 eller 3. Ju lägre kurva, som kan väljas, desto effektivare blir värmepumpen.

Det finns styrsystem som använder en rät linje (exponenten $n = 1,00$ i ekv 3.1 resp 3.2) i stället för värmekurvor enligt diagrammet. I dessa fall finns ofta en möjlighet att manuellt "knäcka" linjen ställvis för att efterlikna en verklig värmekurva. Det kan vara lämpligt att göra detta för att underlätta trimningen och dessutom undvika övertemperatur vid utetemperaturer nära DUT.

För att finna lägsta möjliga kurv lutning får man prova sig fram under en kall period. Det är önskvärt att värmepumpen går oavbrutet under trimningen, välj därför ett tillfälle när värmepumpen arbetar nära sin brytpunkt (den utetemperatur vid vilken tillsatsvärme börjar kopplas in, vanligtvis mellan 0 och -10°C i Mellansverige) och välj en kurva, exempelvis en som leverantören rekommenderar. Välj bort eventuell inverkan från rumstemperatur på styrningen. I det eller de rum, som brukar bli kallast, ställs radiatorventilen/-termostaten på max. Låt gå något dygn. Justera kurv lutningen med hänsyn till hur det blev i det kallaste rummet. Blev ett annat rum kallast, öka radiatorventilen till max i detta. Avvakta något dygn igen. Om temperaturen i något rum inte går att höja öka då istället kurv lutningen något eller minska denna om även det kallaste rummet blir varmare än behövt. Genom små justeringar av kurv lutningen finner man så småningom den kurv lutning vid vilken temperaturen i det kallaste rummet blir den önskade. Det kan vara lämpligt att samtidigt försiktigt justera ned värmen i de rum som får för hög temperatur (görs på radiatorventilen/-termostaten). Höst och vår, när temperaturen ligger över $+10^{\circ}\text{C}$ och värmebehovet är litet, kan man senare justera kurvans höjdläge för att finna den inställning som ger önskad temperatur i det kallaste rummet under dessa förhållanden. Om man behöver justera höjdläget mycket, kan det vara nödvändigt att även justera kurv lutningen. Slutresultatet skall vara minst ett rum med fullt öppen radiatorventil.

När man vill undersöka hur mycket en radiator "arbetar" skall man mäta temperaturen nedtill på denna och jämföra med temperaturen upptill. Är skillnaden stor är flödet i radiatorn nedstrypt. Är rummet samtidigt kallt måste man försöka åtgärda strypningen, som exempelvis kan sitta i radiatorventilen eller -termostaten. Ibland sitter en strypskruv innanför en huvmutter nedtill på returledningens koppling till radiatorn. I värsta fall hindras flödet av igensättningar i radiatorn eller i ledningarna.

Vad gör man när det inte funkar

Vid värmesystem, som inte är byggda för att vara ett lågtemperatursystem, kan man råka ut för att vid kallt väder blir framledningstemperaturen för hög för värmepumpen, som knappast orkar med längre än till 55 °C på framledningstemperaturen. (Det finns dock värmepumpar byggda för att klara 60 °C och kanske lite till.) Helt klart är dock t ex att ett 80/60-system är olämpligt i värmepumpsammanhang. Lyckligtvis har man i de flesta fall dimensionerat systemet med säkerhetsmarginal på radiatorstorlekarna så att ett 80/60-system i själva verket kanske blev mera av ett 60/45-system. Ett sådant system kan klara sig hjälpligt tillsammans med en värmepump och där exempelvis en elkassett går in vid stark kyla. När man överväger att skaffa bergvärme är det mycket lämpligt att först skaffa sig uppfattning om vilken framledningstemperatur, som behövs den kallaste dagen. Har anläggningen redan innan installationen en modern shuntautomatik går det att ta reda på vilken värmekurva som används och med hjälp av denna finna den framledningstemperatur, som behövs vid DUT. Observera dock att många värmepumpar styr på returtemperaturen och korrigera då för detta.

Det finns ett antal åtgärder man kan göra för att minska behovet av hög framledningstemperatur. Ett effektivt sätt är att förbättra husets värmeisolering genom att t ex att öka värmeisoleringen på vinden samt täta fönster och dörrar. Vid kopplade tvåglasfönster kan man överväga att byta innerrutan till lågemissionsglas eller limma på en sådan extra glasruta på insidan om inte helt fönsterbyte är aktuellt (varvid lågemissionsglas för innerrutan bör övervägas). Det bör påpekas att isoleringsförbättringar ger en tvåfaldig effekt, dels minskar värmebehovet och dels sjunker erforderlig framledningstemperatur.

Om ett eller ett par rum är påtagligt kallare än andra kan man överväga att byta till större radiator i dessa rum eller montera en radiatorfläkt som förbättrar värmeövergången vid radiatören. Det senare är en liten fläktlåda som monteras under radiatören och blåser luft upp mot och förbi radiatören (se även avsnittet "Trimma din värmepump").

Det kan även finnas en risk att vattenflödet är snedfördelat så att någon radiator långt bort i värmesystemet inte får ett tillräckligt vattenflöde. Detta kan exempelvis inträffa om ett äldre självcirkulationssystem har byggts till med ny rördragnings av klana rör. Genom temperaturmätning på radiatorerna och då framförallt titta på temperaturerna i radiatorns underkant kan en sådan situation analyseras och rättas till. En termometer för beröringsfri temperaturmätning, IR-termometer, kan vara praktisk att använda.

Man kan också överväga att sätta in en fläktkonvektor i ett utrymme med en öppen förbindelse till andra rum, t ex en trapphall eller motsvarande.

2012-12-08/EG

Reviderad 2012-12-10; 2012-12-28

Inverkan av flöde i radiatorkrets

Man har stor frihet att välja flöde i radiatorkretsen. Det här avsnittet skall visa exempel på hur flödet inverkar på driftförhållanden och värmefaktor för ett typiskt villavärmesystem. Istället för att ge flödet i m³/sekund kan flödet i radiatorsystemet enklare karakteriseras av vilken temperaturändring som värmesystemet ger upphov till vid drift. Stort flöde ger liten temperaturändring. Det förutsätts här att det är samma flöde i värmepumpens kondensor och i radiatorsystemet. Det är inte lämpligt att använda någon form av shunt eftersom det innebär att man blandar vatten av olika temperaturer, och detta ger alltid upphov till (exergi-)förluster.

Ju större flöde som används desto större pumpeffekt krävs teoretiskt. Detta illustreras för ett exempel i Figur 1. Här har i första hand tryckfall i kondensorn tagits med och data ska bara ses som en illustration. Vid en vanlig enkel radiatorpump kommer inte eleffektbehovet att avta alls i samma grad som med minskat flöde som figuren anger – i praktiken är inte verkningsgraden **konstant**

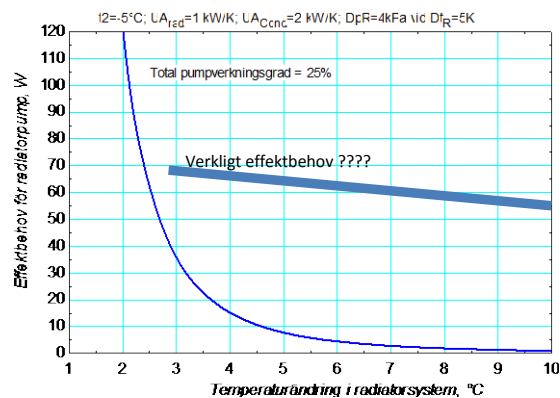


Fig. 1 Idealt effektbehov för en radiatorpump med total verkningsgrad av 25%.

En gammal radiatorpump drar, säg 70 W el-effekt (i stor sett oberoende av flödet). Om den går kontinuerligt under hela året motsvarar det nära 600 kWh/år! En modern radiatorpump är betydligt effektivare, och kanske fordrar bara tredjedelen av **effekten**. Oavsett detta är det lämpligt att stoppa radiatorpumpen då den inte behövs för att spara energi. Under sommarperioden kan radiatorpumpen lämpligen stå men det är rekommenderas att programmera driften så att den startas några minuter med vissa intervall, t ex en gång i veckan för att undvika att den kärvar när den sktartas. Under perioder med värmebehov med on-off drift kan pumpen stoppas en kort period efter att värmepumpen stoppar och startas strax innan värmepumpen går igång. Under perioder då värmepumpen står kan radiatorpumpen köras intermittent för att jämna ut temperaturerna i radiatorsystemet.

Flödet i radiatorkretsen påverkar temperaturändringen på vattnet, dvs. skillnaden mellan fram- och returledningarnas temperaturer. Det påverkar därmed värmeövergången till rumsluften från radiatorerna liksom kondenseringstemperaturen. Följande figurer visar beräkningsresultat för ett typiskt fall där värmepumpen går kontinuerligt, vilket motsvarar drift i systemets balanstemperatur. Vid utetemperaturer över balanstemperaturen går värmepumpen intermittent ("on-off") såvida den inte har en kontinuerlig kapacitetsstyrning. Då värmepumpen startar efter en "stå-period" (i on-off-drift)

Comment [E20]: Det vore intressant att rita in en verklig kurva i samma figur. Kan du hitta en sådan från katalogdata, Erik?

Comment [EB21]: Jag gjorde ett försök men utan resultat hittills. På Energimyndighetens sida (<http://energimyndigheten.se/sv/Hushall/Testresultat/Testresultat/Cirkulationspumpar/>) hittade jag dock ett test av cirkulationspumpar inkl verkningsgrader vid en driftspunkt. 25% som du antagit verkar rimligt.

Comment [E22]: Det vore intressant att få synpunkter på hur den "verkliga" kurvan ser ut. Har någon praktiska resultat som vi kan lägga in? Det får vi fortsätta att reda ut...

Comment [EB23]: Kolla testet på Energimyndigheten

Comment [E24]: Detta ska vi Kolla!!

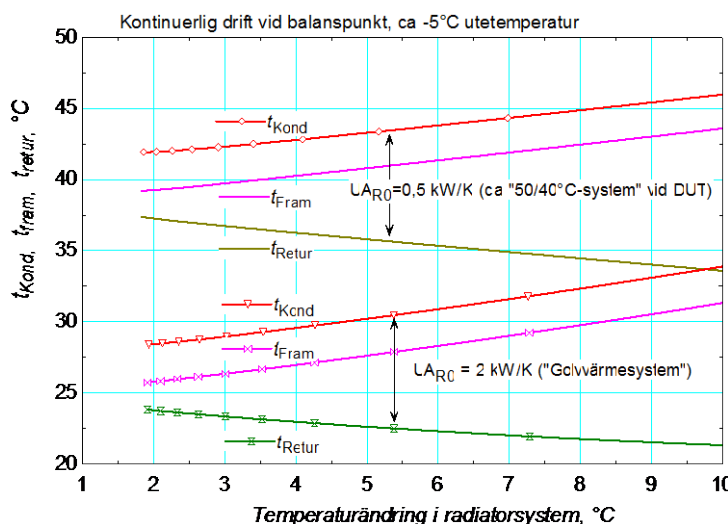
Comment [EB25]: Blir intressant att höra de andras syn på detta.

Comment [EB26]: Menar du att pumpen ska arbeta intermittent i off-cykeln?

kommer returtemperaturen (liksom övriga temperaturer) att vara lägre än i de fall som visas i diagrammen men efterhand värms systemet upp under driften och värmepumpen fortsätter att arbeta tills styrsystemet ger signal att temperaturerna nått temperaturer som passar för aktuell utetemperatur.

Figur 2 visar exempel på temperaturer i kondensor och i radiatorsystemets fram- och returledning. Kurvor visas för två fall med olika karakteristik för värmeövergång mellan radiatorsystem och rumsluft. De övre tre kurvorna avser ett typiskt fall där radiatorerna kräver ungefärligen 50/40°C i fram- resp. returledning vid dimensionerande utetemperatur (typiskt ca -18°C i Mellansverige). De undre tre kurvorna gäller approximativt för ett golvvärmesystem. Det framgår att framlednings- och returtemperaturerna i radiatorsystemet påverkas relativt kraftigt av flödet i radiatorkretsen och även kondenseringstemperaturen.

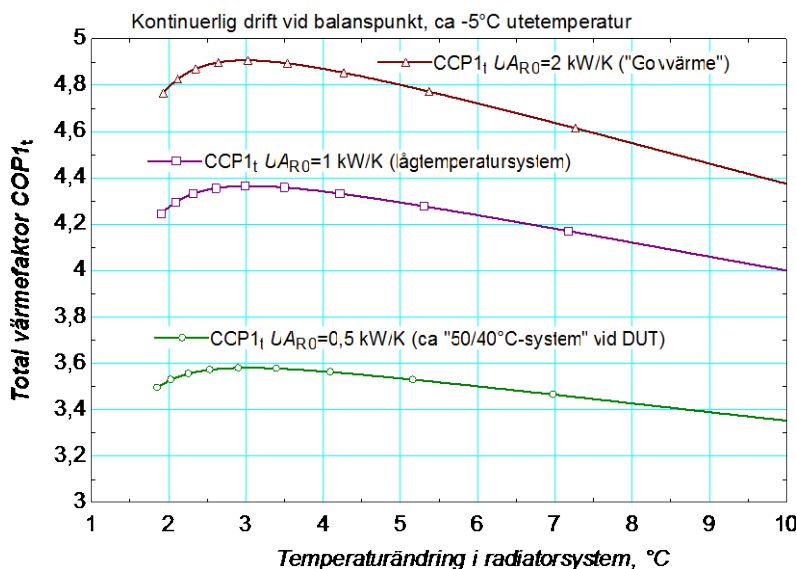
Kurvorna visar, som nämnts, temperaturer som kan väntas råda vid kontinuerligt drift, vilket i praktiken motsvarar drift vid en utetemperatur som svarar mot systemets balanstemperatur. Vid lägre utetemperaturer behövs tillsatsvärme för att täcka husets behov och temperaturerna i radiatorsystemet blir då högre än vad som framgår i Figur 2.



Comment [EB27]: Du kanske kan nämna något i texten ovan att balanstemperaturen normalt är högre än den dimensionerande utetemperaturen, och att annan tillsatsvärme erfordras under denna temp (bara för att ge en feel good känsla av att man hänger med).
Jag har ändrat lite i texten. Blir det bättre??

Figur 2. Framlednings- och returtemperaturer radiatorkretsen samt kondenserings temperatur vid kontinuerlig drift med olika flöden i radiatorkretsen. Resultat visas för olika värmedistributionssystem med olika värmeavgivningsförmåga.

Figur 3 visar inverkan på totala värmefaktorn (i vilken effektbehoven för kompressor och för pumpar både på kalla och varma sidan inräknats). I figuren finns tre fall illustrerade, dels samma två fall som i Figur 2 (50/40-°C-system och golvvärmesystem) dels också ett tredje fall med ett system med lågtemperatur som här ungefär motsvarar radiatorsystem med temperaturer 40/30° vid DUT. Det framgår tydligt hur fördelaktigt det är att använda effektiva värmedistributionssystem som kräver låga temperaturer.



Figur 3. Total värmefaktor vid olika värmedistributionssystem vid kontinuerlig drift med olika flöde i radiatorsystemet. Med de förutsättningar som gäller i detta exempel är ett flöde som ger ungefär 3°C temperaturändring optimalt.

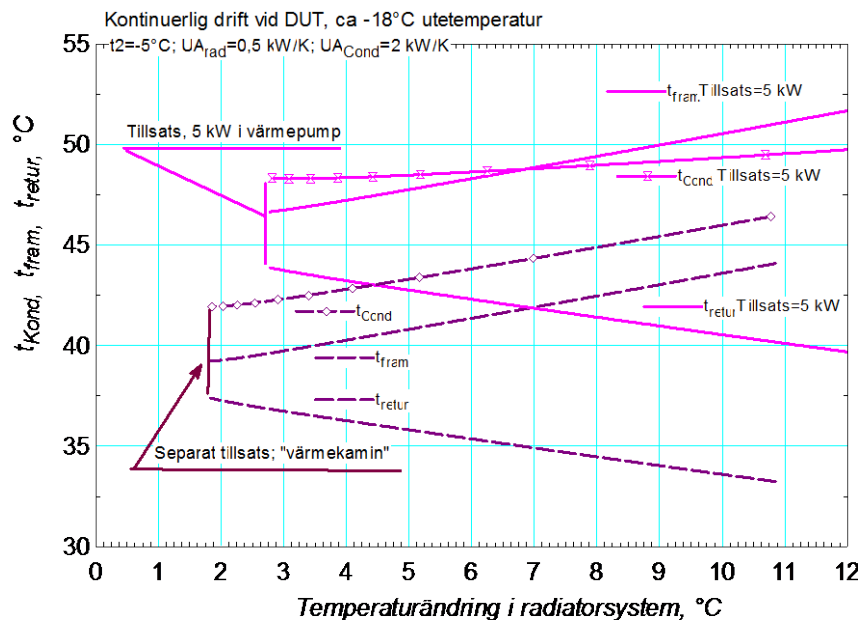
Av figuren kan man se att bästa totala värmefaktor uppnås vid temperaturändringar omkring 3 °C både för golvvärmesystem och vid konventionella radiatorsystem. Till stor del påverkas optimet av hur flödet påverkar värmeövergångsförmågan i värmepumpens kondensor. Här har förutsatts att kondensorn har en medeltemperaturdifferens = 4,5° vid ett flöde på vattensidan som motsvarar 5°C temperaturändring (ett UA-värde ca 2 kW/K), att värmemotståndet på vattensida och köldmediesida då är lika stora, samt att flödet på vattensidan är turbulent. Det bedöms vara någorlunda normala värden men vid stora avvikelser från de antagandena påverkas optimet.

Comment [EB28]: Utmärkt! Handfast! Men vad säger ni övriga. Är det rimligt?

Drift med tillsatsvärme

Vid utetemperaturer under balanspunkten behövs som nämnts någon form av värmetillsats för att hålla en oförändrad rumstempertur. Det är fördelaktigt att inte "belasta" radiatorsystemet med tillsatsvärmekällans effekt. Exempel på sådana arrangemang är att använda en kamin eller öppen spis som sprider värme direkt till rumsluften. Olika sådana lösningar finns behandlade i separat avsnitt av handboken. Det allra vanligaste är emellertid att en tillsatsvärmekälla integreras direkt i värmepumpen. Det är i det fallet viktigt att tillsatsvärmekällan kopplas efter värmepumpen.

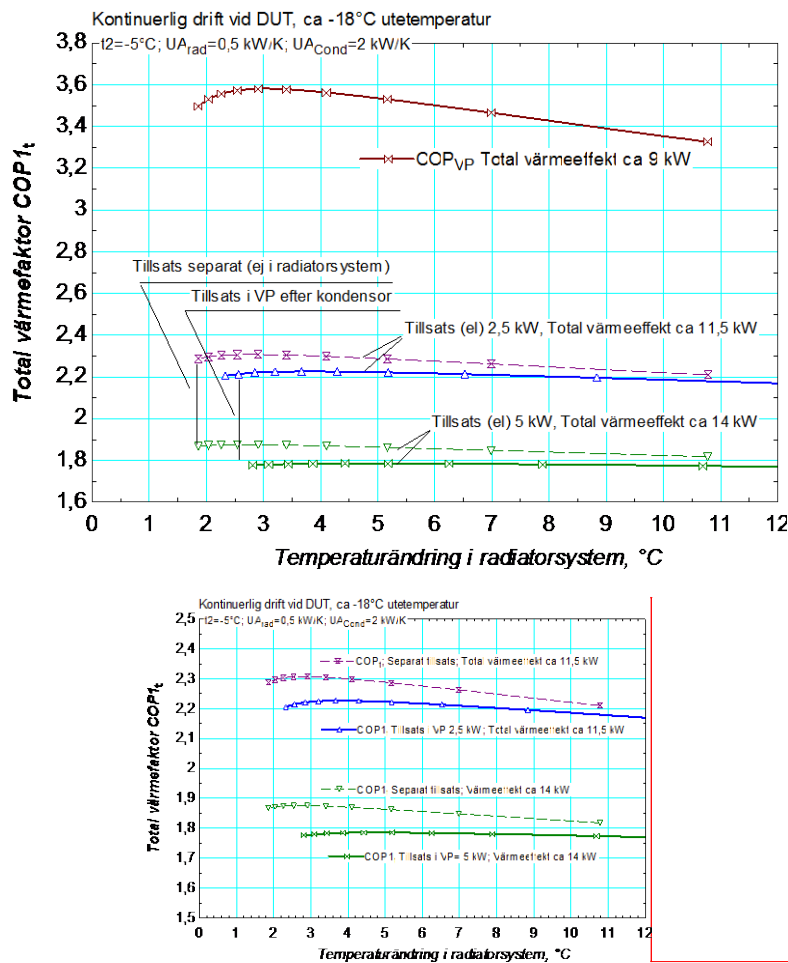
Comment [EB29]: Matnyttigt



Figur 4. Exempel på temperaturer i radiatorsystem och kondensor *dels* för ett fall med tillsatsvärme som kopplas in efter kondensorn i värmepumpen, *dels* för ett fall där tillsatsen inte är inkopplad i radiatorsystemet (typ separat värmekamin).

Figur 4 visar temperaturer i radiatorsystem och i kondensor *dels* för fall med värmetsats inkopplad efter värmepumpens kondensor, och *dels* för fall med en separat värmekamin som alltså inte "belastar" radiatorkretsen (eller för fall utan tillsats). För fallet där tillsatsvärmekällan är inkopplad efter kondensorn kan framledningstemperaturen bli högre än kondenseringstemperaturen (i exemplet inträffar det om temperaturändringen i radiatorsystemen är större än ca 7 °C).

Exempel på total värmefaktor för några olika fall med tillsatsvärme visas slutligen i Figur 5. För det första framgår att den totala värmefaktorn naturligtvis försämras radikalt när någon form av tillsatsvärme kopplas in.



Figur 5. Exempel på total värmefaktor för värmepumpen samt för två fall med tillsatsvärme i olika arrangemang. Det förutsätts att energikostnaden för tillsatsen är den samma som el-kostnaden (Radiatorsystem dimensionerat för 50/40°C vid DUT -18°C har förutsatts.)

Den totala värmefaktorn är här definierad som
$$\text{COP}_{1\text{tot}} = \frac{Q_{\text{Kondensor}} + Q_{\text{tillsats}} + E_{\text{Radpump}}}{E_{\text{Kompressor}} + Q_{\text{tillsats}} + E_{\text{vbpump}} + E_{\text{Radpump}}}$$

För fall med tillsatsvärme som inte utnyttjar radiatorsystemet är det fördelaktigt med samma flöde som tidigare, dvs. med ca 3°C temperaturändring. För system där tillsatsvärmekällan kopplas in i radiatorsystemet (efter kondensorn) kan man ana att det är fördelaktigt att dra ner flödet i radiatorkretsen något så att temperaturdifferensen blir större. Litet flöde medför att returtemperaturen blir lägre vilket gynnar värmepumpens värmefaktor. Enligt Figur 5 förefaller en temperaturändring på, säg, 5 °C vara lämpligt för detta fall, men skillnaden är marginell.

Comment [E30]: Erik: jag vet inte vilket av de här två diagrammen som vi ska ta med. Jag tror att det mest pedagogiska är att ha det övre, dvs det där värmepumpens COP också finns med. Vad tycker du?

Comment [EB31]: Intressant! Hade inte ens tänkt på detta att det skulle bli skillnad på en fristående värmekamin och en som är ansluten till en ackumulatortank. Men det återstår ju att fördela värmen från den fristående kaminen ut till de olika rummen så det kanske går jämt ut tänker jag.

Comment [EB32]: Vid närmare eftertanke kanske jag inte förstår denna graf helt och hållet. Att COP vid tillsats minskar beror väl på att du räknar elvärme. Men varför minskar den med värmekamin? Om man räknar med gratisved borde man väl optimalt komma tillbaka till balanstemperaturens COP på ca 3,5? Erik: Jag har lagt till hur $\text{COP}_{1\text{tot}}$ är definierat här. Kanske hjälper...

4. Energibrunnen

Berg som värmekälla

Rubriken är egentligen inte helt korrekt, eftersom det ytterst är solen som är värmekällan. Berg har en god förmåga att lagra värmeenergi, vilket utnyttjas för bergvärmepumpar. Värmen kan tas ut genom att borra ett eller flera borrhål, i vilka man sätter ned en värmeupptagande kollektor. Denna består vanligtvis av två plaströr hopfogade nedtill så att ett U bildas, en U-rörskollektor. Genom kollektorn cirkuleras en frysskyddad vätska (köldbärare), som transporterar värmen till värmepumpen. Den uttagna värmen måste på något sätt återföras till berget, eftersom berget endast kan lagra, inte alstra värme. För borrhål, som inte har konkurrens från andra borrhål, sker återföringen naturligt genom att värme strömmar från markytan ned till borrhålets omgivning. Man kan således säga att berget lagrar solvärme – i vid bemärkelse – som sedan tas ut under vintern med hjälp av värmepumpen.



Finns flera värmeupptagande borrhål i närheten, och hålen står tätt, kan det inträffa att markytan och berget därunder inte helt räcker till för att leda ned den värme, som behövs för återladdningen. Då kan bergets temperatur så småningom sjunka så mycket att man i en framtid måste återföra värme direkt till borrhålet. Mer om detta senare.

Bergets egenskaper

Den svenska berggrunden är i allmänhet ett utmärkt värmelager för värmepumpar. Detta gäller i synnerhet bergarter med hög kvartshalt såsom granit och gnejs. Viktiga egenskaper är framförallt bergets värmeledningsförmåga och dess specifika värmekapacitet. Ett par praktiska synpunkter kommer också in, såsom att det går att borra utan större problem och att det inte är alltför djupt ned till grundvattnet. Om berget är mycket sprickigt eller har krosszoner kan svårigheter uppstå att borra genom att hålet ställvis kan rasa igen.

Värmeledningsförmågan är till stor del beroende av bergets kvartshalt och kan variera mellan 2 W/(mK) för basiska bergarter med låg kvartshalt såsom skiffer och kalksten till 7 W/(mK) för kvartsit med nära 100 % kvarts. Granit, som är den vanligaste bergarten i Sverige, har en värmeledningsförmåga kring 3,5 W/(mK). Den specifika värmekapaciteten varierar mycket mindre, typiskt inom intervallet 1,9 – 2,2 MJ/(m³K) för de flesta bergarter.

Temperaturen vid markytan följer den rådande väderleken. Genom bergets stora värmetröghet utjämnas temperaturvariationerna snabbt mot djupet och efter ett par meter har alla hastiga växlingar, dygnsvariationer och motsvarande, dämpats ut. På ca 15 m djup har även

årstidvariationen i bergets temperatur i stort sett försvunnit och det ostörda berget håller i det närmaste konstant temperatur året om; något över ortens årsmedeltemperatur. På snörika platser blir bergets temperatur högre på grund av snöns isolerande inverkan på vintern och man brukar räkna med att bergets temperatur ökar med 1 grad för 100 dagars snötäcke.

Temperaturen i jordens inre är hög och bergets temperatur stiger därför mot djupet. Värmeflödet underifrån, det geotermiska värmeflödet, uppgår i Sverige till 35 – 75 mW/m², vilket ger en temperaturhöjning av ca 10 – 30 grader per km mot djupet. Denna storhet brukar kallas den geotermiska gradienten. I områden med gammal tätbebyggelse finns ofta en liten puckel på temperaturkurvan orsakad av värmetilförsel genom vatten och avloppsledningar samt bebyggelsen.

Berg är påfallande värmetrögt, vilket yttrar sig som att det tar lång tid för en värme- eller köldpuls att sprida sig. Som exempel kan nämnas att ett värmeuttag som pågått i ett borrhål under 1 år knappast märks bortom en radie av 20 m från borrhålet. Efter 10 år når uttagspulsen inte längre än ca 60 m ut från hålet. Temperatursänkningen är hela tiden störst närmast hålet och man brukar tala om en temperatursänkningstratt runt hålet. Detta är helt analogt med att vattennivån sjunker mest närmast en brunn när man tar ut vatten ur denna.

Om berget genomströmmas av grundvatten kan detta yttra sig som en skenbar ökning av värmeledningsförmågan och är således gynnsamt. Det är dock ovanligt med strömmande grundvatten i sådan mängd att det får mer än marginell betydelse för borrhålets prestanda.

Beskrivning av borrhålet

Comment [EB33]: Ändrade titeln något

Värmekällan till en bergvärmepump består av ett eller flera borrhål, i vilka sitter en bergvärmekollektor, som samlar in värme från berget. Kollektorn består vanligtvis av 2 (ev 3 eller 4) plaströr, hopkopplade nedtill, genom vilka en köldbärare pumpas i slutet kretslopp genom värmepumpen, en U-rörskollektor. Köldbäraren består av vatten med tillsats av något frysskyddande ämne, exempelvis etanol, etylenglykol eller kaliumkarbonat. Borrhålet, som oftast är mellan 100 och 250 m djupt, görs med hjälp av sänckhammarborrning, en metod där själva borrhammaren sitter längst fram på borrhåsträngen, som successivt arbetar sig ned i berget. Borrhåsträngen består av sammanhängande stålrör i tre-meterslängder genom vilka tryckluft leds ned till borrhammaren. Det lossborrade materialet (borrkaxet) blåses upp ur hålet av den avgående tryckluften tillsammans med eventuellt inströmmande vatten. Borrsänkningen (borrhastigheten) kan typiskt vara 0,5 – 1,0 m/min. Den översta delen av borrhålet passerar oftast genom lösa jordlager och där måste man sätta ett foderrör av stål för att inte hålet ska rasa igen. Foderröret borrar ned till fast berg och därefter, enligt bestämmelserna i Normbrunn 07, ytterligare 2 m ned i detta och cementeras fast för att hindra att ytvatten förorenar grundvattnet. Bestämmelserna kräver också att foderröret skall nå ned minst 6 m (Detta verkar överdrivet!) från markytan. Borrhålsdiametern är vanligen 115 mm. Borrmaskinen kan typiskt väga 10 ton och går på larvfötter. Tryckluft till borrhammaren kommer genom en slang från en stor kompressor som levererar tryckluft vid 200 – 350 MPa (20 – 35 bar) övertryck.

När borrhålet är klart och de vätskefyllda kollektorslangarna har satts ner i hålet, förseglas borrhålstoppen med ett tättslutande lock (många kommuner kräver ett utförande enligt Normbrunn-07) och kan sedan täckas med jord efter det att slangarna till värmepumpen kopplats. Skall borrhålstoppen eller slangarna kunna köras över, bör de förses med någon form av skydd. Slangarna grävs ned och förs in i huset antingen direkt genom husväggen eller en bit upp ovan markytan.

Brunnens läge skall enligt bestämmelserna markeras med skyltar på fasaden som ger avstånd och riktning till borrhålstoppen.

När en anläggning kräver flera borrhål, placeras borrhålstopparna oftast några meter från varandra och hålen gradas (lutas) från varandra, så att de mot djupet får större avstånd mellan sig. Detta för att minska störningen mellan dem.

Kommunerna kräver undantagslöst tillstånd för energiborrning och har bestämmelser för hur nära tomtgränsen man får borra, vilket minsta avstånd som krävs till grannarnas borrhål m m. Kontakta alltid kommunens miljökontor innan Du borrar.

Aktivt borrhålsdjup

Vid borrning i berg påträffas nästan alltid grundvatten på 2-7 m djup, men här spelar terrängformen in så att i en lågpunkt kan t o m grundvattnet "rinna över" (artesiskt vatten) medan på högpunkter det kanske kan vara 10-30 m till grundvattnet. Grundvattennivån varierar i allmänhet med årstid och nederbörd. Krav på att borrhålet skall återfyllas efter installation av kollektorn finns knappast i Sverige, men är vanligt utomlands. Vid lågt grundvatten kan det dock vara motiverat att återfylla för att förbättra värmeövergången i hålets överdel. Kollektorslangar som står i luft kan endast ta upp försumbara värmemängder, men genom återfyllning med finkornigt material kan vattennivån fås att stiga genom kapillärverkan i återfyllnadsmaterialet. Använd inte tjälfarligt material vid återfyllningen! Den del av kollektorn, som ligger under vattennivån, kallas aktivt borrhålsdjup, vilket är en viktig parameter (faktor) vid dimensioneringen. Vid flera borrhål till en och samma anläggning skall borrhålens sammanlagda aktiva borrhålsdjup läggas samman efter korrektion för deras inbördes påverkan.

Värmeuttag och återladdning

När värme tas upp ur ett borrhål sjunker naturligtvis bergets temperatur så småningom. Temperatursänkningen blir beroende av värmebelastningen och det aktiva borrhålsdjupet samt bergets egenskaper. Ju högre värmeledningsförmåga och specifik värmekapacitet berget har, desto långsammare sjunker temperaturen vid samma värmebelastning. Omvänt, en hög värmebelastning per meter borrhål, ger snabbare temperatursänkning. Borrhålets diameter har liten inverkan och det är i princip enbart den aktiva borrhålslängden, som har inflytande. Vid värmeuttag, när temperaturen sjunker kring borrhålet, kommer värme från omgivningen att ledas dit och förse kollektorn med värme. Till att börja med tas värme ifrån borrhålets närmaste omgivning, men allteftersom tiden går, kommer värme att hämtas längre och längre ut från borrhålet. Efter en viss tid har värmeflödet i stort sett ställt in sig på ett fortvarighetstillstånd (tillståndet är konstant över tiden) och värmen kommer då huvudsakligen från markytan samt en mindre del från det geotermiska värmeflödet. Man kan säga att borrhålet i detta fall återladdas naturligt. Detta tillstånd uppnås först efter lång tid och det tar typiskt ca 50 år för temperaturfältet kring ett 150 m djupt borrhål att närma sig detta tillstånd. Trots att det tar så lång tid att närma sig fortvarighet, kommer borrhålets temperatur att redan efter ett år att ha sjunkit med ca 80 % av sitt slutvärde. Efter ett par år sjunker inte borrhålets medeltemperatur synbart längre; variationer i värmeuttaget mellan olika uppvärmningssäsonger tar överhand.

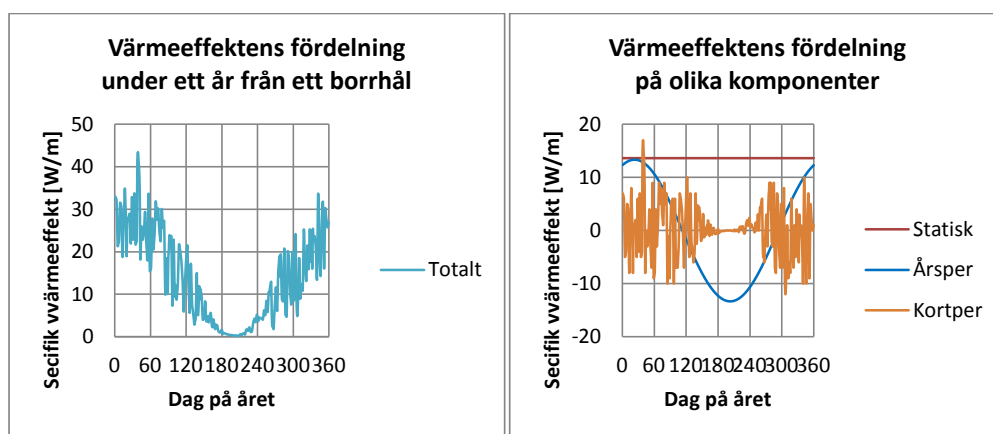
Det ovan sagda avser ett ensamt borrhål utan störande värmeuttag inom säg 100 m radie från hålet. Om borrhålet omges av ett eller flera andra närliggande borrhål blir situationen annorlunda. Efter en tid börjar borrhålen störa varandra och resultatet blir – i stället för att temperatursänkningen upphör

Comment [EB34]: Detta kan diskuteras. I det allmänna fallet krävs inget bygglov, men det kan krävas i vissa kommuner, man ska kontakta kommunens miljökontor för att få reda på vad som gäller i den berörda kommunen. Ur "Att köpa värmepump" som finns tillgänglig på SVEPs hemsida

Comment [EB35]: Jag la till denna rubrik för att trycka lite mer på detta begrepp

efter ett par år – kommer den att fortsätta och strävar då mot en temperatur som kan ligga långt under nollpunkten om flera borrhål ligger mycket nära varandra. Mer om detta senare.

En intressant och användbar egenskap hos temperaturförlopp i berg är att ett värmefflöde kan delas upp i olika komponenter, vars inverkan sedan kan adderas till varandra (superpositionsprincipen). Om vi tittar på ett värmeuttag som motsvarar uppvärmningen av ett hus, finner vi att på sommaren är värmeuttaget mycket lågt, i princip bara värmning av varmvattnet. Sedan under hösten ökar värmeuttaget för att bli som störst under vintern och slutligen under våren minskar det igen. Detta förlopp kan nu delas upp i ett konstant värmeuttag lika med medelvärdet under året, därutöver ett årsperiodiskt förlopp som i princip är nära noll sommartid och mitt i vintern lika med det dubbla årsmedelvärdet. Ovanpå detta finns en tredje komponent som svarar mot varma och kalla perioder med några dygns varaktighet, i fortsättningen kallad den kortperiodiska komponenten. Variationerna mellan natt och dag blir sedan en sista komponent, som vi oftast kan bortse från, åtminstone för hus med väggar av tunga material. De periodiska förloppen har samtliga medelvärdet noll, Figur 4.1.

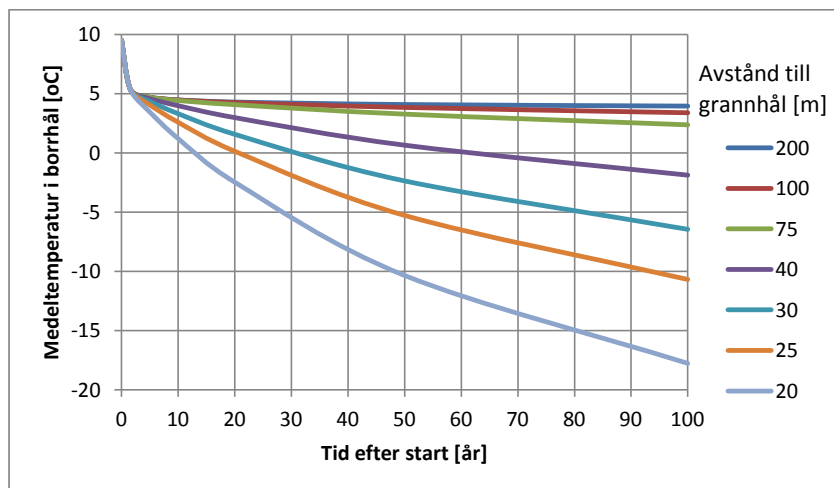


Figur 4.1. Fördelning över ett år av specifika värmeeffekten från ett borrhål, dels totalt, dels uppdelat på den statiska, den årsperiodiska och den kortperiodiska komponenten. Observera det stora värmeuttaget vid dag 40 orsakat av en köldknäpp som når till DUT. Borrhålsdiameter 115 mm, aktivt borrhålsdjup 150 m, värmeledningsförmåga berg 3,5 W/mK, årligt värmeuttag 18 000 kWh, och ingen tillsatsvärme (all värme hämtas således ur borrhålet).

Genom bergets värmetröghet kommer periodiska förlopp endast att ha begränsad räckvidd ut från borrhålet. En årsperiodisk variation har en räckvidd för värmeuttaget som kan uppgå till ca 10 m ut från hålet. Snabbare periodiska förlopp kommer att få ännu mindre räckvidd och således kommer dessa inte att påverkas av grannhåll eller påverka dessa annat om de befinner sig extremt nära intill. Det är således endast det årliga värmeuttaget ur berget, som kan interferera med grannens värmeuttag. Något förvånande är att interferens mellan två borrhål inte märks förrän det ena hålets temperatursänkningstratt når det andra hålet. Att sänkningstrattarna möts mellan hålen och går in i varandra påverkar inte hålets temperatur!

Exempelvis har Stockholms stad och många andra kommuner en regel om att avståndet mellan det egna hålet och grannhåll måste vara minst 20 m. Ett absolut värsta fall skulle då vara att det egna hålet är omgivet av 6 grannhåll runtom på 20 m avstånd. Om vi tänker oss att en sådan anläggning

ligger i stockholmstrakten och att samtliga hål är 150 m djupa, har ett årligt värmeuttag av 18 000 kWh och med en värmeledningsförmåga i berget av 3,5 W/mK, finner vi att hålets medeltemperatur efter det första året kommer att fortsätta sjunka med ca 0,3 grader per år, se Figur 4.2, nedersta kurvan.



Figur 4.2. Långsiktig temperatursänkning av medeltemperaturen i ett borrhål som omges av 6 symmetriskt belägna borrhål som funktion av deras avstånd till centrumhålet. För samtliga borrhål gäller: Borrhålsdiameter 115 mm, aktivt borrhålsdjup 150 m, värmeledningsförmåga berg 3,5 W/mK och årligt värmeuttag 18 000 kWh. Det ostörda bergets temperatur är 9,5 °C.

Detta låter i för sig inte mycket, men efter 10 år innebär det att borrhålets medeltemperatur ligger runt 1 °C. Denna temperatursänkning ger en påtaglig försämring av värmepumpens driftförhållanden. Som synes av diagrammet fortsätter temperatursänkningen med tiden och når så småningom så låga temperaturer att värmepumpsdrift är omöjlig. Ett ensamt borrhål i stockholmstrakten, se kurvorna för 100 och 200 m, kommer att få en medeltemperatur av ca 6 °C efter första året och som sedan inte sjunker mycket lägre än till 4 °C efter 50 år. Om vi vill ha en medeltemperatur över noll efter 50 år, får grannhålen inte ligga mycket närmare än 40 m. Märk väl att ovanstående beräkningar avser en ogynnsam situation där det egna borrhålet omges på alla sidor av grannhål på angivet avstånd.

Orsaken till att hålets medeltemperatur sjunker när grannhålen kommer nära, beror på att den tillgängliga markarean för återladdning minskar. Av symmetriskäl disponerar det egna hålet endast den mark som finns halvvägs ut till grannhålen. Det temperaturfall, som krävs för fullständig återladdning, ökar när den tillgängliga markarean och marken under denna minskar. Att göra borrhålet djupare hjälper föga, eftersom det kritiska området ligger kring hålets överdel.

Vad kan man då göra åt detta? Svaret är återladdning, d v s man måste tillföra en stor del av den värmemängd, som man tar ut per år. Detta görs lämpligen sommartid och kan göras med hjälp av någon enkel konvektor, som tar värme ur luften eller kanske en enkel slinga av plastslang på ett södervänt tak. I hus med fläktsystem kan värmen i frånluften användas för återladdning. Idealet är naturligtvis om huset har behov av kylning sommartid då kylan kan hämtas från berget. Lyckligtvis behöver återladdning inte bli aktuell förrän många år efter att borrhålet tagits i drift. Då har

anläggningen förhoppningsvis förräntat sig så pass att det finns utrymme för en sådan ytterligare investering.

På vissa platser kan berget ha sprickor med grundvattenströmmar, som kan svara för en betydande del av värmetransporten och påverka behovet av återladdning. Detta är dock ovanligt.

Dimensionering av borrhål

Vid dimensioneringen av borrhålen är det, som tidigare sagts, det aktiva borrhålsdjupet som skall bestämmas med hänsyn tagen till bergets egenskaper samt värmepumpens kapacitet och dess belastning (huset). Målet är att borrhålet skall kunna leverera behövlig värmeeffekt under året utan att köldbärarens temperatur vid något tillfälle blir för låg. En hög köldbäartemperatur uppnås genom stort aktivt borrhålsdjup, eventuellt uppdelat på flera borrhål. Detta ökar dock investeringen och även pumparbetet för att cirkulera köldbäaren. Värmepumpens uteffekt och dess värmefaktor är beroende av köldbäarens temperatur så att en grads sänkning av köldbäartemperaturen minskar uteffekten med typiskt 2 % (?) och minskar COP med 4 % (Här behöver jag hjälp med att få in relevanta värden!). Här finns således en balans mellan hålllängd och värmepumpens effektivitet. I allmänhet dimensioneras värmepumpen dessutom något mindre än husets maximala värmebehov vid DUT, så att en elpatron eller annan värmekälla går in och hjälper till när värmebehovet är stort. En vanlig regel är att värmepumpen klarar 60 – 80 % av det maximala effektbehovet. Den täcker därvid mer än 90 % av energibehovet. Kapacitetsreglerade värmepumpar börjar så smått komma in på marknaden (2013) och med dessa är det ekonomiskt fördelaktigt att täcka hela effektbehovet genom att utnyttja överkapacitet hos en sådan värmepump.

Värmebäarens temperatur är lägre än det ostörda bergets temperatur (vid värmeuttag) och man kan definiera ett värmemotstånd mellan köldbäaren och det ostörda berget. Det är praktiskt att dela upp detta i två delar, ett motstånd mellan köldbäaren och borrhålsväggen, R_b , och ett mellan borrhålsväggen och det ostörda berget, R_g . R_b anses i allmänhet vara konstant och är för en U-rörskollektor ca 0,1 Km/W. R_g varierar med tiden och med bergets värmeledningsförmåga m m. Värmeeffekt samt borrhåls- och bergmotstånd är specifika storheter och anges per meter borrhålslängd och med sorten W/m resp Km/W.

Visst utvecklingsarbete pågår för bergvärmekollektorer och i en framtid kan man förvänta sig kollektorer med ett lägre värde på borrhålsmotståndet.

Om värmeeffekten delas upp i komponenter enligt Figur 4.1, finner vi att motståndet i berget, mellan borrhålsväggen och ostört berg, beräknas enligt olika regler för var och en av dessa:

Den statiska motståndskomponenten, R_{gstat} , växer med tiden, men allt långsammare och närmar sig slutvärdet först efter decennier för ett ostört borrhål. Vid störda borrhål växer snabbare och det är denna komponent, som avspglas i temperatursänkningen enligt Figur 4.2.

För den årsperiodiska komponenten, $R_{g\ddot{a}p}$, varierar denna med det momentana värdet på uttaget, dock med en viss eftersläpning, som typiskt kan uppgå till 10 -15 dygn.

Slutligen, för den kortperiodiska komponenten, R_{gkp} , beror denna av tillskottet från de momentana temperaturavvikelserna från nollinjen. Maxvärdet, för vilket anläggningen dimensioneras, inträffar efter den köldknäpp som uppstår kring DUT. Beroende på hur stor del av belastningen, som tas av tillskottsvärmen och som ej belastar värmepumpen och borrhålet, får den kurvform (temperatur och

tid), som vi väljer att ge köldknäppen, helt olika utseende. Figur 4.1 har en köldknäpp inlagd som når till DUT.

Varje belastningskomponent multipliceras med sin motsvarande motståndskomponent varvid dess bidrag till temperatursänkningen, ΔT , fås enligt ekv 4.1 – 4.3:

$$\Delta T_{stat} = q_{stat} * R_{gstat} \quad \text{ekv 4.1}$$

$$\Delta T_{\dot{a}p} = q_{\dot{a}p} * R_{g\dot{a}p} \quad \text{ekv 4.2}$$

$$\Delta T_{kp} = q_{kp} * R_{gkp} \quad \text{ekv 4.3}$$

där q betecknar belastningskomponenten och R_g motståndet mellan borrhål och ostört berg. Index stat, $\dot{a}p$ och kp betecknar respektive den statiska, årsperiodiska och kortperiodiska komponenten.

De olika temperaturfallen summeras och ger det totala temperaturfallet i berget. Hela värmeflödet passerar borrhålsmotståndet och ger ett temperaturfall som läggs till summan ovan. Vi har nu fått fram det totala temperaturfallet mellan köldbärare och ostört berg. Så här långt talar vi om köldbärarens medeltemperatur. I en installation har vi en temperaturskillnad mellan ingående och utgående köldbärare, eftersom denna tar upp värme vid passagen genom borrhålskollektorn och då ökar i temperatur. Värmepumpens effektivitet bestäms av köldbärarens temperatur vid utloppet ur värmepumpen och vi får därigenom ytterligare ett temperaturfall som beror av köldbärarflödet m , se avsnittet om radiatorpumpens storlek.

Bidraget till temperatursänkningen från de olika värmeuttagskomponenterna blir den kallaste dagen då typiskt följande för ett borrhål i Stockholmstrakten. För enkelhets skull antas att värmepumpen är monovalent, dvs. den tar hela belastningen utan hjälp av tillskottsvärme. Om värmepumpen har hjälp av tillskottsvärme minskar den kortperiodiska komponenten.

Tabell 4.1. Bidraget till temperatursänkningen från de olika belastningskomponenterna för ett ensamt borrhål i stockholmstrakten med följande förutsättningar: värmeuttag 18 000 kWh, ingen tillskottsvärme, aktivt borrhålsdjup 150 m, bergets värmeledningsförmåga 3,5 W/(mK) och borrhålsmotstånd, $R_b = 0,1 \text{ Km/W}$.

Belastningskomponent	Storlek [W/m]	Delmotstånd [Km/W]	Bidrag till ΔT [grader]
Statisk, efter 10 år	13	0,29	3,8
Årsperiodisk	13	0,18	2,4
Kortperiodisk	17	0,12	2,0
Belastning vid DUT, allt passerar genom R_b	43	0,10	4,1
Summa ΔT			12,3

Om det ostörda bergets temperatur är 9,5 °C vid borrhålets medeldjup, blir således efter 10 års drift, köldbärarens temperatur, 9,5-12,3 = -2,8 °C vid DUT. Beräkningen baseras på att värmepumpen är monovalent, d v s dimensionerad för att klara hela värmebelastningen vid DUT. Om värmepumpen dimensioneras för att tillskottsvärmen skall gå in när värmebehovet överstiger ca 75 % av maxbehovet vid DUT kommer i stort sett bidraget från den kortperiodiska komponenten att försvinna, eftersom den tas helt omhand av tillskottsvärmen när det är som kallast i början av året.

Borrhålsdjup

Normalt dimensioneras bergvärmehål så att köldbärartemperaturen når ned till ett par grader under noll när den blir som lägst. Därvid uppstår en viss påfrysning på slangarna, vilket förbättrar värmeövergången i grundvattnet och därigenom sänker R_b . Is har fyra gånger högre värmeledningsförmåga än vatten.

Dimensioneringen görs genom att välja aktiv borrhålslängd så att driftförhållandena för den valda värmepumpen blir optimala med hänsyn till bl a befintliga och framtida grannhåll, uppskattad energiprisutveckling, ränteläge m m. Borrhålsdiametern har liten inverkan på borrhålets prestanda; en fördubbling av diametern kan minska värmemotståndet med något tiotals procent, mycket beroende på om kollektorn kan komma intill hålväggen, exempelvis vid återfyllda borrhål.

En värmepump, som får leverera stora energimängder i förhållande till sin effekt, d v s får lång gångtid per år, kommer att ha ett högt årligt värmeuttag och därigenom kräva större borrhålslängd jämfört med samma värmepump i ett mindre hus. I det senare fallet blir gångtiden kortare (trots att den sannolikt täcker en större del av husets värmebehov vid DUT) och kan då klara sig med kortare borrhålslängd.

Värmepumpar med varvtalsstyrda kompressorer kan anpassa effektuttaget efter behovet och därigenom arbeta optimalt över ett större effektintervall. För dessa görs dimensioneringen av borrhålet med hänsyn till detta.

Om den aktiva borrhålslängden överskrider 200 m kan det vara anledning att i stället dela upp borrhålslängden på flera hål. Dessa kommer då normalt att påverka varandra och man måste därför ta hänsyn till detta vid dimensioneringen.

Vid dimensionering av borrhål kan det vara lämpligt att tänka på att ett borrhål med insatt kollektor bör kunna ha en livslängd av minst 50 år, medan en värmepump kanske behöver bytas ut efter 15-20 år. Med all sannolikhet kommer den nya värmepumpen att ha en bättre värmefaktor än den gamla och därmed kräva mer värme ur borrhålet. Det är därför lämpligt att dimensionera borrhålet med marginal för ett större värmeuttag i framtiden.

Det är dyrt att i efterhand lägga till mera borrhål, eftersom ett borrhågregat ska dit och knappast någon borrhålsväg borra i ett gammalt borrhål p g a risken att köra fast borrhålskronan i ett för trångt hål. Det blir därför ofta frågan om att göra ett nytt borrhål vid sidan om det gamla och för flödesbalansens skull bör båda borrhålen helst vara lika djupa. Alternativt får det kortare hålet strypas ned så att de får samma temperaturdifferens. En möjlig komplettering kan också vara att lägga dit en ytjordvärmeslinga. Balansering åstadkoms då antingen genom att lägga en slinga med en anpassad slangdiameter, alternativt att strypa in slingan till det övriga systemet. Fördelen med en ytjordvärmeslinga är att den ligger nära markytan och därigenom avlastar borrhålet och minskar behovet av återladdning om detta skulle vara aktuellt.

I det följande behandlas några av de faktorer som har betydelse för dimensioneringen.

Geografiskt läge

Det ostörda bergets medeltemperatur varierar beroende på vilken plats i Sverige vi befinner oss på. Bergets medeltemperatur överensstämmer med luftens medeltemperatur, dock med ett tillägg i orter med rikligt snötäckte enligt följande formel,

$$T_{berg} = T_{luft} + N_{snö}/100 \quad \text{ekv 4.4}$$

där T_{berg} och T_{luft} är bergets resp luftens årsmedeltemperatur (normaltemperatur) och $N_{snö}$ är antal dagar per år med snötäckte. I Skåne ligger normaltemperaturen kring 8 °C och minskar sedan norrut till typiskt 6 °C i Mälardalen, drygt 3 °C i Umeåtrakten till -1 °C i Kiruna. Efter korrektion för snötäckte blir bergtemperaturen i Kiruna ca +2 °C och i Umeå drygt 1 grad varmare. I Mälardalen kan korrektionen för snötäckte uppgå till +0,5 grader.

I dimensioneringen av bergvärmehål brukar man anse det lämpligt att hålet åtminstone sommartid når upp över nollpunkten. Det betyder att anläggningar i norra Sverige ska dimensioneras för ett lägre värmeuttag per hålmeter än i södra Sverige.

Bergart/jordart

Bergets värmeledningsförmåga har stor betydelse för anläggningens dimensionering.

Värmeledningsförmågan varierar inom vida gränser beroende på framförallt bergets kvartshalt. Kvartsrika bergarter som sandsten och granit har en värmeledningsförmåga av 3 W/(mK) och ända upp till 7 W/(mK) för ren kvartsit. Kvartsfattiga bergarter som skiffer och lersten kan ligga nere på 2 W/(mK). En uppfattning om bergets ledningsförmåga bör kunna erhållas från geologiska kartor, kommunens statsbyggnadskontor, SGUs brunnarsarkiv (Sveriges Geologiska Undersökning) samt erfarenheter från tidigare borrhåll i området.

Även bergets specifika värmekapacitet har betydelse, men den varierar ganska lite mellan olika bergarter och ligger normalt inom området 1,9 – 2,2 MJ/(m³K). Vattenförande bergarter såsom kalksten och sandsten kan få högre specifik värme genom sin vattenhalt.

Gotland, Öland och sydvästra halvan av Skåne består huvudsakligen av kalkstenar och liknade bergarter med lägre värmelednings förmåga och kräver därför större aktivt borrhålsdjup. Även lokalt kan liknande förhållanden råda på många platser i Sverige.

Jordtäckning över berg

Ovanpå berget ligger oftast ett mer eller mindre tjockt jordtäck. Detta har ingen större betydelse för borrhålets dimensionering. Däremot om jordtäcket är tjockt kan kostnaden för borrhålet öka genom att jordborrning är dyrare än borrning i berg. Detta beror på att vid borrning i jord måste man installera ett foderrör av stål som förs ner till fast berg och borrar ner 2 meter i detta samt cementeras fast. Om grundvattenytan ligger betydligt högre än bergytan bör man ta hänsyn till risken för att det vid värmeuttag bildas en ispropp i foderröret, som sedan gör att vid fortsatt frysning stiger trycket i borrhålet om inte grundvattnet i detta kan komma ut genom vattenförande sprickor i berget.

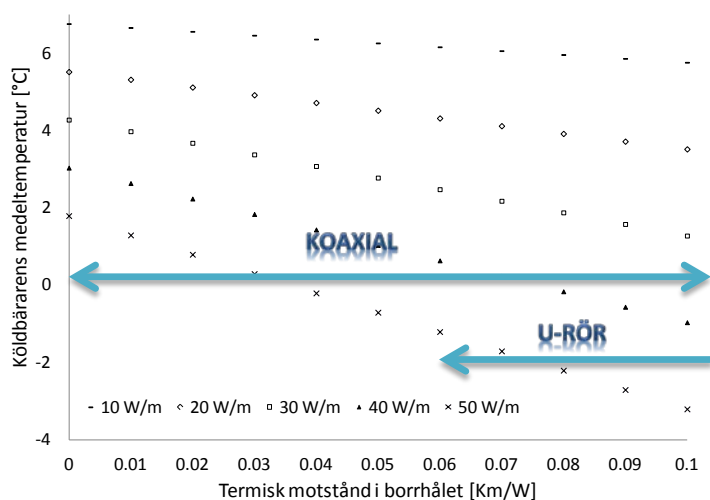
Det är lämpligt att borrhålet placeras där det finns åtminstone ½ m jordtäckning så att brunnstoppen m m kan läggas under markytan. Det är också fördelaktigt om slangarna till och från huset har tillfredställande jordtäckning för att minska risken för skador vid framtida markarbeten.

Kollektorn

Det är vanligt att kalla en kollektor för BHE efter en förkortning från engelskans Borehole Heat Exchanger. Beroende på hur köldbäraren transporteras igenom kanalerna kan man klassificera kollektorerna i två generella grupper: U-rörs och koaxial där den förstnämnda är den vanligaste med ca 99% av marknaden. Den första kan bestå av en/flera parallella U-rör (dubbla U-rör är vanliga) med eller utan olika tillbehör som kan komma att förbättra värmeöverföringen (spacers, inre/ytte räfflor, mm). Den består i de flesta fall av en polyeten slang (PE40x2,4mm) med U form, det vill säga en slang ner och en upp som är ihop-svetsade i borrhålsbotten. Koaxialkollektorer består av en centrumslang och en eller flera periferiska flödeskanaler kring centrumslangen.

U-rörs kollektorer är säkra, lätta att installera, och har en relativt låg kostnad. Däremot kan man säga att U-rörs kollektorer vanligtvis har dålig prestanda p.g.a. termiskt shuntflöde mellan ned och uppåtgående slang samt p.g.a. av slangplaceringen i borrhålet. Om möjligt är det viktigt att installera BHE slangarna så nära berget som möjligt och så långt som möjligt från varandra.

Prestandan i kollektorer har traditionellt kvantifieras i termer av ett så kallad borrhålsmotstånd, som ger en mått på temperaturdifferensen mellan köldbäraren och borrhålsväggen. Under värmeuttag från marken så resulterar ett lägre borrhålsmotstånd i högre köldbärartemperaturer, och vice versa. Men köldbärartemperaturer beror inte bara på det som händer i borrhålet utan också på det som händer i berget under tiden man växlar värme med det. Den sammanlagda effekten illustreras i Figur 1 för olika specifika effektuttag. Ett högt effektuttag gör att borrhålet blir kallt mycket snabbare, vilket resulterar i lägre mark/ köldbärartemperaturer. En hög köldbärartemperatur är att föredra under värmesäsongen för att uppnå en högre verkningsgrad (varje grad kan öka COP med 2 till 3%) men temperaturnivån måste kontrolleras noga när lagret används för att täcka byggnadens kylbehov.

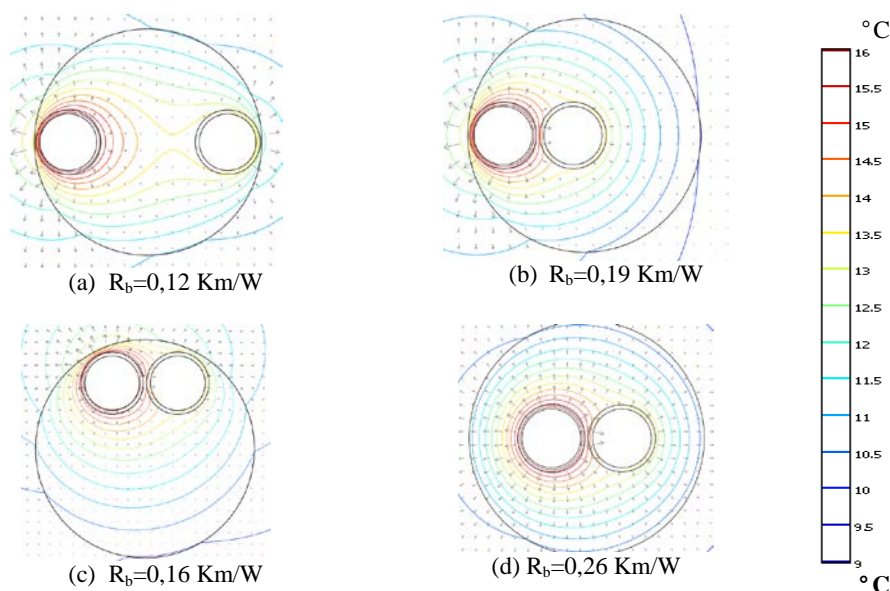


Figur 1. Köldbärarens medeltemperatur som funktion av det termiska motståndet i borrhålet (beräknad för ett dygn av konstant effektuttag, bergets värmeledningsförmåga av 2.5 W/mK, ostört)

temperatur av 8°C, 140 mm borrhålsdiameter). Typiska motstånd för de olika kollektortyperna har också angivits.

Det framgår också från Figur 1 att samma köldbäraretemperatur kan uppnås vid olika effektuttag genom att ändra det termiska motståndet i borrhålet. Att ändra motståndet kan göras genom att byta kollektorn eller genom att ändra förutsättningarna i en befintlig kollektor (variera köldbärarflödet, återfylla borrhålet, skapa rörelser i grundvattnet, ändra slangposition bland annat).

Figur 2 visar hur temperaturfördelningen och borrhålsmotståndet blir beroende av hur U-rör slangarna ligger i ett 140 mm borrhål. Slangpositionen i denna typ av kollektor kan innebära ändringar i motståndet av mer än 100%.

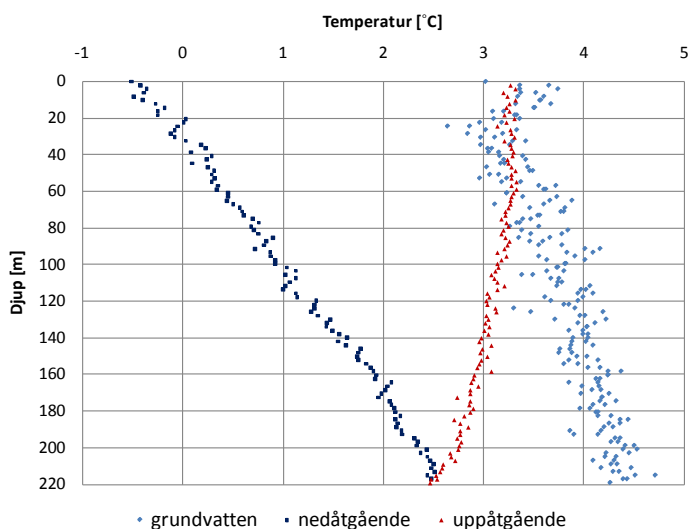


Figur 2. Temperaturgradients och borrhålsmotstånd (bara värmeledning) för olika positioner av U-rör (PE40x2,4mm) i ett 140 mm borrhål. Fall a) är bäst.

En stor borrhålsdiameter resulterar i högre borrhålsmotstånd, men också i lägre termiskt motstånd i berget, dvs. borrhålsdiameter har motsatta effekter på värmepumpens prestanda. Men detta beror också på egenskaperna och vattenrörelsen som sker i materialet som fyller avståndet mellan kollektorslangarna och borrhålsväggen (grundvatten i Skandinavien och olika återfyllningsmaterial i resten av Europa och USA). Är materialets värmeledningsförmåga lägre än bergets så kommer den större diametern att leda till ännu större motstånd i borrhålet än det som sker i berget. Avstånd mellan slangarna, temperaturnivån i borrhålet, köldbärarflödet, slangmaterial, är också avgörande. En stor diameter som gör att bergets motstånd är lågt samtidigt som man säkerställer att kollektorslangarna sitter nära bergväggen skulle vara en bra design. Om fyllningsmaterialet har hög värmekapacitet så kommer prestandan under korta drifttider med värmepump att vara optimalt.

Figur 3 visar en typisk temperaturprofil i köldbäraren (och grundvattnet) längs en U-rörs värmeväxlare under värmeuttag från berget. Temperaturen ökar medan vätskan passerar igenom kollektorn tack vare värmeförseln från marken. Värmeupptagningen på vägen ner är högre än på vägen upp. I detta driftfall ser man hur, längst upp i borrhålet, grundvattnet har lägre temperatur än den uppåtgående köldbäraren.

Medeltemperaturdifferensen mellan borrhålsväggen och köldbäraren i U-rör slangar är minst tre grader. Är temperaturskillnaden liten tar man energi från berget på ett effektivare sätt och därför rekommenderas det att välja en kollektor med låg termiskt motstånd. Motståndet för U-rörs kollektor i grundvattenfyllda borrhål brukar vara mellan 0,06 och 0,10 Km/W (värden som visas i Figur 2 gäller för värmeledning genom grundvattnet men en viss konvektion i grundvattnet har bekräftats genom TRT mätningar). Även med bättre kollektorer är det temperaturnivåerna som avgör systemets prestanda, och det är därför viktigt att inte överbelasta marken. I ett fruset borrhål blir temperaturnivåerna som högst vid noll grader. Rapporten av (Hellström, 2002) presenterar en komplett sammanfattning av allt som hade hänt fram till år 2002. Koaxial prototyper som nyligen har testats på KTH har effektiva termiska motstånd mellan 0,02 Km/W och 0,04 Km/W (Acuña m fl, 2011) och (Acuña & Palm, 2012).

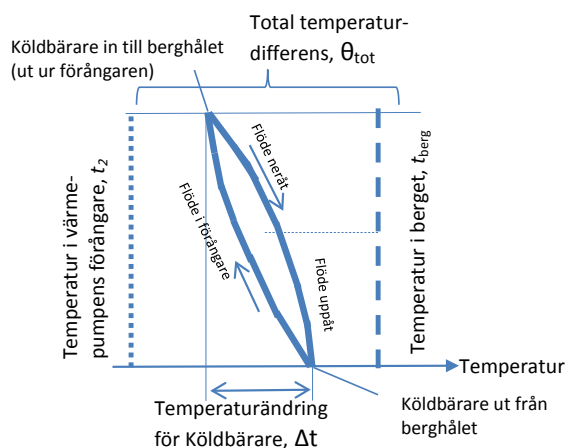


Figur 3. Typisk temperaturprofil längs en U-rörs kollektor

Vilken strömningshastighet är lämplig i en kollektorslang?

Värmeupptagning ur berghål sker med hjälp av en frostskyddad vätska, ofta kallad köldbärare. Den cirkulerar i ett kretslopp genom värmexlaren i berget och genom värmepumpens förångare och får ett temperaturförlopp som schematiskt visas i Figur 1. (Temperaturförloppet i U-rörsvärmexlaren i berget med sina två skänklar, en för strömning neråt och en uppåt, har "rätats ut" så att första hälften av kurvan i figuren gäller för strömning neråt och andra uppåt.) I allmänhet är det också samma flöde i förångaren och i figuren har temperaturförloppet i den värmexlaren också ritats in.

Comment [EB36]: Palne ville att vi skulle enas om terminologin här. Men det är lätt för mig att fixa till i slutet



Figur 1. Schematiskt temperaturförlopp

Flödet i slangarna kan väljas relativt fritt, men valet bör göras med omsorg.

Ju högre vätskeflöde man använder desto mindre blir temperaturändringen för vätskan (Δt i figuren). Ökat flöde påverkar också värmeövergången i slangar och förångare. Sammantaget får man med ökat flöde fördelen att den totala temperaturdifferensen (θ_{tot}) minskar vilket med given temperatur i berget

Comment [E37]:

Comment [E38]: Om man hellre vill ha den här figuren med temperaturaxeln uppåt som JEN föreslog går det lätt att ändra. Jag hade det först (och det finns i slutet) men jag inbillade mig att det är lättare att tänka på borrhålsväxlaren om man har den här versionen?

Comment [E39]:

medför att förångningstemperaturen (t_2) höjs. En hög förångningstemperatur ökar värmepumpens effekt och COP.

Men ett högt vätskeflöde kostar också: Pumpeffekten som fordras för cirkulationen ökar dramatiskt med ökat flöde. Det är lätt att cirkulationspumpens effektbehov glöms bort. Det finns exempel där köldbärarpumpen kräver en eleffekt i storleksordningen 20% av kompressorns effekt, vilket är långtifrån optimalt. För att få bästa värmefaktor bör man i allmänhet istället välja en pump som kräver någon eller några % av värmeupptagningen (dvs kyleffekten) vilket i sin tur motsvarar att pumpeffekten ligger i storleksordningen 5 – 8 % av kompressorns effektbehov.

Följande diagram, Figur 2 och 3 illustrerar det sagda. Beräkningarna baseras på antaganden för ett typiskt fall med 150 m borrhål och en värmepump med ca 8 kW värmeeffekt. Det innebär att man tar ut ungefär 6 kW ur berghålet, eller $6000/150 = 40$ W/m. U-rörs-slangen i berghålet förutsätts ha 35mm innerdiameter. Vid beräkningarna har också hänsyn tagits till ett visst tryckfall vid köldbärar-cirkulationen i förångaren.

I det här fallet får man högsta totala värmefaktor (i vilken pumpens effektbehov är inräknad) COP_{I_t} ($=Q_1/(E_k+E_p)$) vid en hastighet omkring 0,6 m/s (för det fall att pumpen har en verkningsgrad $=0,5$). Samtidigt ser man att värmepumpens värmeeffekt (Q_1) ökar något med hastigheten. Utan nämnvärd förlust i COP kan man kosta på sig en något högre hastighet eftersom det ger en aning högre värmeeffekt. Kanske 0,6 till 0,7 m/s vore lämpligt i det här exemplet. I figuren visas också en kurva för COP_{I_t} med 25 % verkningsgrad för köldbärarpumpen. För ett sådant fall är den optimala hastigheten lägre, ca 0,5 m/s

Comment [EB40]: Rent intuitivt tror jag att läsaren protesterar här och tänker: om jag sänker flödet ner i berget kommer ju returen att bli varmare, rentav få bergets temperatur. Kan man förklara med ord varför flödet måste vara högt

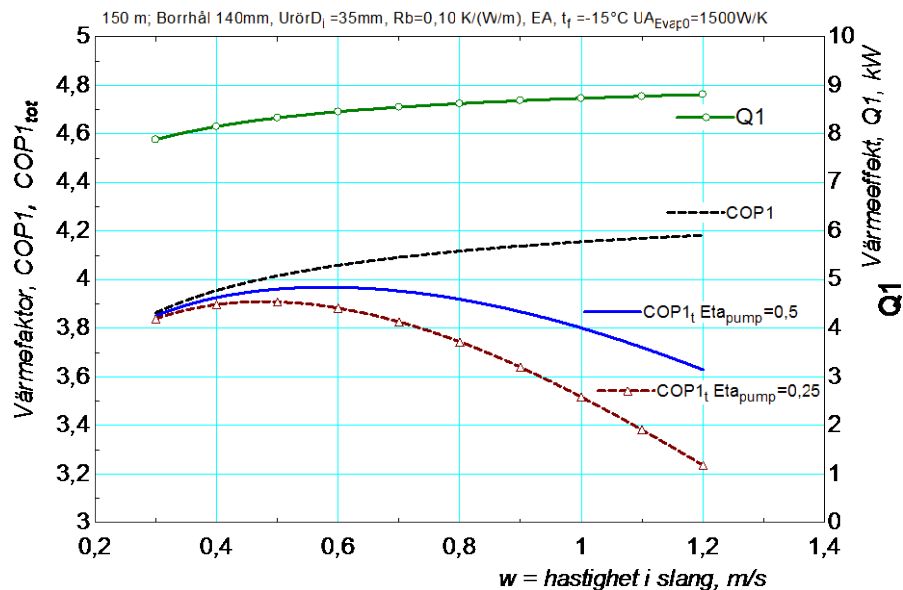
Comment [EB41]: Makalöst, ni andra, stämmer detta?

Comment [E42]: I det här fallet har jag använt ett R-värde = 0,08 (K m)/W vilket enligt Jose är ungefär normalt om man ser till in- och utgående temperaturer. Inbyggt i det finns då kostslutningseffekten mellan upp och nerledare.

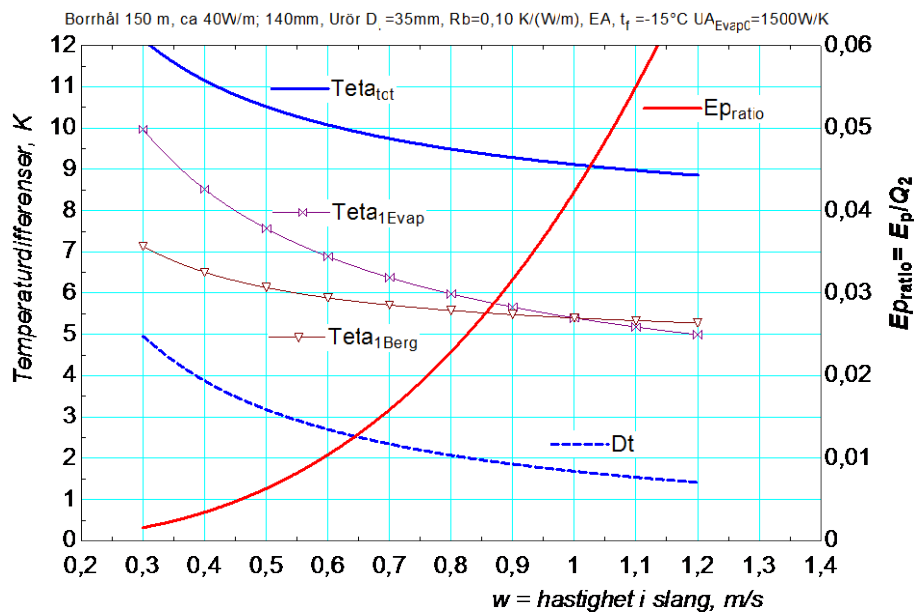
Comment [EB43]: Övriga: är detta mått rimligt?

Comment [EB44]: Vad är det för pumpverkningsgrader i verkligheten?

Comment [E45]: I den nya versionen har jag ändrat så att motståndet i berget är större, $Bb = 0,14$ K/Wm enligt Palnes påpekande. Vidare har jag justerat bergtemperaturen till $+2^\circ\text{C}$ för fall med 150 m hål.



Figur 2. Diagrammet visar inverkan av flödes hastigheten i slangarna på:
 Värmeeffekten Q_1 = värmeavgivningen i kondensorn, kW, (visad i skalan till höger)
 Värmefaktorn $COP_1 = Q_1/E_k$ där E_k är kompressorns effektbehov
 Total värmefaktor $COP_{I_{tot}} = Q_1/(E_k+E_{pump})$ där E_{pump} är köldbärarpumpens effektbehov



Figur 3. Här visas hur flödeshastigheten i slangarna påverkar:
 Temperaturdifferens mellan inkommande köldbärare och bergvägg (T_{eta1Berg})
 Temperaturdifferens mellan inkommande köldbärare till värmepumpens förångare och förångningstemperaturen (T_{eta1Evap})
 Skillnaden mellan bergväggs temperatur och förångningstemperaturen (T_{etaTot})
 Temperaturändringen för köldbärare, Δt
 Samt relationen E_{pump}/Q_2 som visas på axeln till höger.

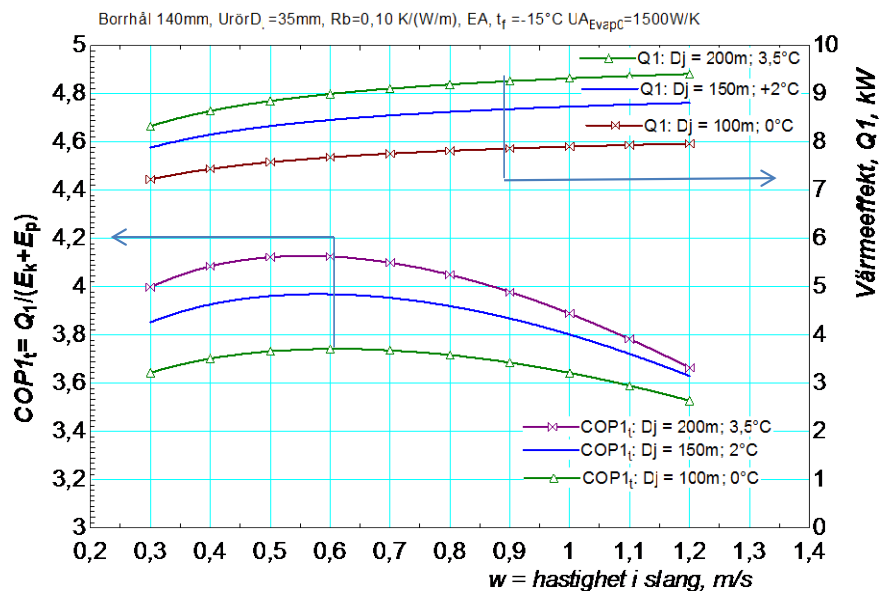
Om man väljer en hastighet $w = 0,6\text{ m/s}$ behöver man en pumpeffekt på drygt 1% av kyleffekten (värmeupptagningen). I det här exemplet motsvarar det ca 5 % av kompressorns effektbehov.

Comment [EB46]: Var detta för en given pumpverkningsgrad?

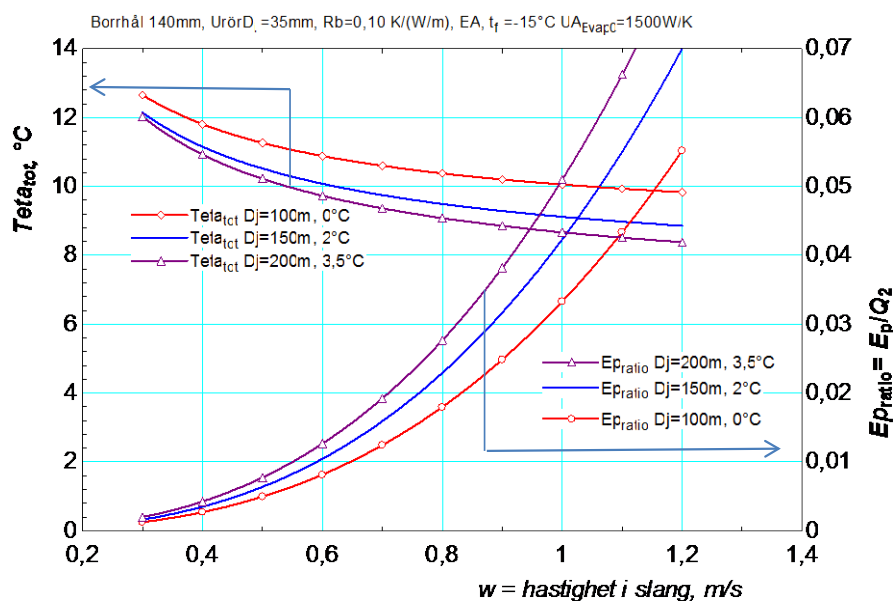
För att illustrera hur borrhålslängden inverkar visas till slut Figurerna 4-5. I dessa diagram har hänsyn tagits till att bergtemperaturen i borrhålet efter några års drift kommer att vara högre ju djupare man borrar (här har temperaturen vid borrhålsväggen vid 100 m borrhålsdjup, vilket motsvarar ca 60 W/m, satts till 0° , vid 150 m: 2°C och vid 200 m: $3,5^\circ\text{C}$). Större borrhålsdjup (större slanglängd) ger som väntat större behov av pumpeffekt om inte flödeshastigheten ändras. Vid större slanglängder är det lämpligt att använda marginellt lägre hastigheter för att få bästa totala COP1. En flödeshastighet av 0,5 till 0,6 m/s verkar i de här exemplen vara lämplig i alla fallen.

En flödeshastighet av 0,6 m/s innebär en pumpeffekt som motsvarar ca 1 - 1,5% av kyleffekten (E_{ratio} 0,01-0,015) och detta ligger i det här exemplet nära vad som ger störst COP_{tot} i stort sett oberoende av slanglängden.

Comment [EB47]: Intressant tumregel. Tror vi på den?



Figur 4



Figur 5

Diagrammen i Figur 4 - 5. Visar hur flödes hastigheten i slangarna påverkar värmeeffekten Q_1 och COP_{tot} respektive temperaturdifferensen $Teta_{tot}$ och pumpeffektsrelationen Ep_{ratio}/Q_2 för fall med borrhåls längderna: 100, 150 och 200 m.

Till slut en observation: Det går att öka värmeeffekten något om man använder högre hastighet i slangarna vilket innebär att man kostar på sig större pumpeffekt i köldbärarkretsen än vad som ger bästa COP_{tot} . Det medför visserligen sämre totalvärmefaktor men för driftsfall där man har behov av tillsatsvärme är det ett alternativ som marginellt kan spara tillsatsenergi.

Comment [EB48]: Intressant. Använder man denna teknik?

Appendix -- Samband

Comment [E49]: Om vi ska ha med det här avsnittet behöver det ordnas bättre och redigeras tydligare.!

Den effekt som fordras för att driva en pump som ger ett volymflöde V och övervinner ett tryckfall Δp kan skrivas:

$$E_p = V \cdot \Delta p / \eta_p = \frac{\pi d^2}{4} \cdot w \cdot f \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{1}{\eta_p}$$

där verkningsgraden för pumpen (med elmotorn inräknad) betecknas η_p

Värmeöverföringen i en värmeväxlare kan i sin tur uttryckas:

$$Q = A \cdot h \cdot \vartheta = \pi \cdot d \cdot L \cdot h \cdot \vartheta$$

Man generellt uttrycka värmeövergångstalet h via Nusselts tal varigenom man får $h = \frac{\lambda}{d} \cdot Nu$

Vid turbulent strömning kan man för värmeövergången skriva

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \text{ där } Re = \frac{w \cdot \rho \cdot d}{\mu}; Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}$$

För tryckfallet kan friktionsfaktorn (vid strömning i ett slätt rör) uttryckas: $f = \frac{0,184}{Re^{0,2}}$

Vid laminärt fall med fullt utbildad strömning i ett cirkulärt rör är Nu ca 3,7 (Detta gäller efter en anloppssträcka som är ungefär $L = 0,05 \cdot Re \cdot Pr \cdot d$)

medan friktionsfaktorn kan skrivas: $f = \frac{64}{Re}$

Med sambanden kan förhållandet mellan värmeöverföring och pumpeffekt beräknas.

För en värmeväxlare (med värmemotstånd på sidorna "1" och "2" och med en mellanliggande vägg med tjockleken δ , värmeledningsförmågan λ och arean A) kan man skriva:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \left(\frac{1}{h \cdot A} \right)_1 + \left(\frac{\delta}{\lambda \cdot A} \right)_{vägg} + \left(\frac{1}{h \cdot A} \right)_2$$

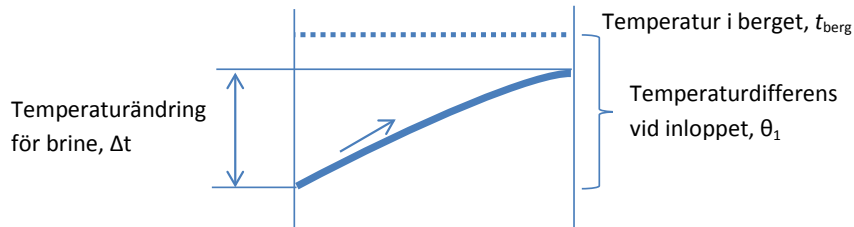
där värmegenomgångstalet för värmeväxlaren betecknas U och arean A .

I en borrhålsvärmeväxlare uttrycker man ofta värmemotståndet mellan köldbäraren som strömmar i slangarna och borrhålsväggen med en motståndsfaktor R som har sorten $K/(W/m)$. Faktorn R innefattar alltså värmemotståndet mellan köldbärare och slangvägg. Den motsvarar alltså $U \cdot A$ för borrhålsvärmeväxlaren ges alltså av $U \cdot A = Dj/R$ där Dj betecknar djupet. Om strömningshastigheten ändras påverkas R , men inverkan är ofta liten.

Temperaturverkningsgraden för en värmeväxlare definieras:

$$\eta_1 = \frac{\Delta t_1}{\theta_1}$$

Där Δt_1 är temperaturändringen och θ_1 är temperaturdifferensen vid inloppet. I följande figur kan vi tänka oss slangens uträtad till en längd och vidare har det antagits att berget har en konstant temperatur utmed hela slangens längd.



För förenkling försummas här inverkan av värmeöverföring mellan upp- och nergående skänklar av slangens. Likaså tänkes berget ha en oförändrad temperatur utmed hela slangens längd.

För detta (förenklade) fall kan temperaturverkningsgraden för en värmepump (med total värmeöverföringsförmåga UA (W/K) som genomströmmas med massflödet m av en vätska med specifik värmekapaciteten c_p) beräknas med följande enkla samband:

$$\eta = 1 - \exp\left(\frac{-UA}{m \cdot c_p}\right)$$

Därmed kan man beräkna temperaturdifferensen vid inloppet av värmepumpen ur definitionen $\theta = \frac{\Delta t}{\eta}$ förutsatt att man vet temperaturändringen Δt .

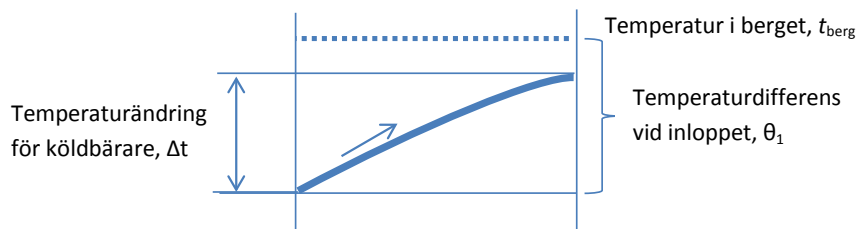
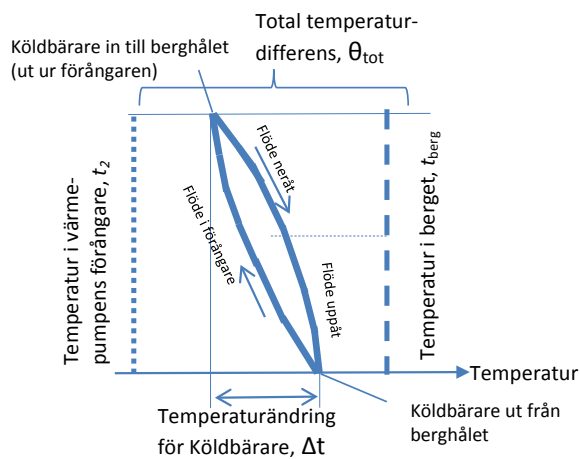
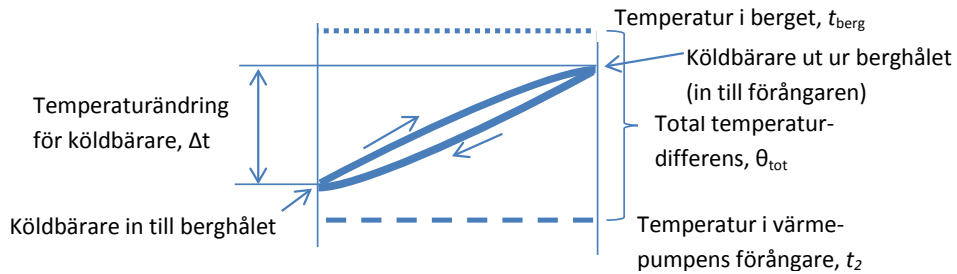
För ett kopplat förlopp där värme transporteras från berget till köldbärarvätskan och därifrån vidare till köldmediet i värmepumpens förångare får man den totala temperaturdifferensen θ_{tot} (se Figur 1) ur sambandet

$$\theta_{tot} = \Delta t \cdot \left(\frac{1}{\eta_{Evap}} + \frac{1}{\eta_{Berg}} - 1 \right)$$

Med den differensen kan förångningstemperaturen i värmepumpen (t_2) beräknas om man känner bergets temperatur, t_{berg} :

$$t_2 = t_{berg} - \theta_{tot}$$

Figurunderlag – tas bort när vi bestämt oss...



5. Strategier för tillsatsvärme

Här behövs ett kapitel från Björn Palm som bygger på en omarbetning av ett effsys projekt med samma tema

6. Upphandling av bergvärmepump

Detta avsnitt är mer att rubricera som en "kokbok" om hur man skaffar bergvärmepump. Om man köper bergvärmepump som privatperson är man ganska väl skyddad juridiskt genom Konsumenttjänstlagen⁶. Om man som juridisk person vill veta mer detaljerat om entreprenadrätt kan man t ex läsa referenserna^{7,8}.

Förfrågningsunderlag - behövs konsult?

Som privatperson och för mindre hus är konsult ofta alltför dyrt! För större hus eller vid juridiska personer som köpare måste man dock ofta åstadkomma ett mer komplett förfrågningsunderlag. Det anger vissa grundförutsättningar för entreprenaden och även vad man vill ha gjort. Grundregeln är att den som ger en uppgift också är ansvarig för att uppgiften är riktig. Redan på detta stadium har man anledning att se upp! Är den angivna energiförbrukningen från fjärrvärmemätaren verkligen all energi som huset behövt för sin uppvärmning – eller finns det en frånluftsvärmepump installerad därtill någonstans – ska den vara kvar? Om man känner att man inte har tid, kompetens eller lust att ägna tid åt energifrågor kan en konsult vara en bra lösning. Även konsulter finns dock av många slag:

En renodlad VVS-konsult kan gå igenom fastighetens uppvärmningssystem, föreslå sådana åtgärder som han tycker är lönsamma, upprätta ritningar och förfrågningsunderlag. Han kan även utvärdera offerterna och föreslå entreprenör. Om man väljer den lösningen bör man övertyga sig om att VVS-konsulten i fråga kan mycket om just värmepumpar. Eftersom en konsult vald på detta sätt också får en stor makt bör man försäkra sig om att han är oberoende. Det är utmärkt om konsulten upprättar lagom detaljerade ritningar. Blir de alltför detaljerade blir de dyra att upprätta och dessutom blir det svårt för entreprenörerna att anpassa sig till dem. Om de skulle vara felaktiga kan entreprenören hänvisa till ritningarna och frånta sig ansvar. Blir ritningarna alltför ofullständiga kan entreprenören däremot hävda att detta orsakat honom merkostnader t ex genom att han tolkat dem fel.

En renodlad ekonomi/fastighetskonsult kommer att räkna på olika alternativ under olika ekonomiska förhållanden och huvudsakligen beskriva nuläge, önskvärda åtgärder och kanske lägga större vikt vid olika formella krav på t ex bankgarantier, kompetenscertifiering, miljöcertifiering mm.

Den bästa konsulten förstår problemets totala komplexitet och lägger ned lagom mycket energi på alla områden.

En annan väg att gå är att hoppa över konsulten och direkt vända sig till olika entreprenörer med sina önskemål. Man ber dem undersöka alla data av relevans och inkomma med offerter. De får då själva försöka uppskatta t ex husets energibehov och de blir då delvis själva ansvariga för att de tänkt rätt. Man kan ju hoppas att åtminstone "summan" av t ex tre entreprenörer fått med allt. Denna väg kostar förhållandevis mindre – men innebär en risk för att man glömmer något fundamentalt.

⁶ http://www.riksdagen.se/sv/Dokument-Lagar/Lagar/Svenskforfattningssamling/Konsumenttjanstlag-1985716_sfs-1985-716/

⁷ Lars-Otto Liman Entreprenad och konsulträtt, Svensk Byggtjänst, 1994

⁸ Lars-Otto Liman, ABC om AB 04 och ABT 06, svensk Byggtjänst 2007

Vilka villkor skall gälla – ABT 9?

Om man som privatperson köper bergvärme gäller Konsumenttjänstlagen. Den lagen förutsätter att köparen befinner sig i ett underläge i förhållande till säljaren och skyddar konsumenten. När det gäller större hus är köparen emellertid oftare en juridisk person – t ex en bostadsrättsförening eller ett aktiebolag. Då förutsätts parterna mer likställda och det är mycket viktigare att skriva ett avtal mellan parterna som håller, även om någonting oförutsett skulle inträffa, t ex att entreprenören blir sjuk eller att entreprenaden försenas. I praktiken finns två stycken sådana fullständiga avtal som man kan välja. Det ena heter AB04⁹ (Allmänna Bestämmelser) och det andra ABT06 (Allmänna Bestämmelser för Totalentreprenad). En fördel med att använda sådana standardavtal är att det finns ett stort antal rättsfall som tolkat avtalen. Då slipper man att hamna i onödiga rättsprocesser – man kan helt enkelt bara titta på tidigare utslag och spara advokatkostnaderna.

Comment [EB50]: AB = Allmänna Bestämmelser, ABT = Allmänna Bestämmelser Totalentreprenad

Comment [EB51]: Bra! Matnyttigt!

ABT06 reglerar förhållandena vid totalentreprenader. Vid en sådan entreprenad svarar leverantören för **funktionen** av systemet. Han kan alltså inte säga t ex att han inte visste att radiatorsystemet var "underdimensionerat". Entreprenören skulle ha tagit reda på hur det var dimensionerat om ingen talat om det för honom. Om köparen angivit för honom hur det var dimensionerat och denna uppgift var fel, svarar dock köparen för felet eftersom uppgiftslämnaren svarar för riktigheten i uppgifterna.

AB04 gäller för andra entreprenader. Man kan t ex köpa värmepump med installation från ett företag och borrhålen med sina slangar från ett annat (delad entreprenad). Det gäller då att ha specificerat det hela bra så att inte någon del hamnar mellan stolarna. Vem skall t ex svara för genomföringen genom husväggen – eller en brand inomhus i etanolen som slangarna var fyllda med från borrhysan? Om man avser att använda AB04 som avtalsform, ökar betydelsen av att använda en konsult för att specificera ansvarsområdena.

Vilka krav skall ställas?

Man behöver en "önskelista" för den tänkta funktionen. Denna önskelista måste sedan kompletteras med mätbara krav för att man skall kunna bestämma om funktionen uppfyllts. Några exempel på mätbara krav är:

- Värmepumpen skall uppnå en viss årsvärmefaktor (producerad värme/konsumerad el)
- Värmepumpen skall uppnå en viss värmeeffekt (kW)
- Värmepumpen skall åstadkomma en viss årlig energibesparing (kWh)
- Varmvattentemperaturen från ackumulatortanken skall vara minst 60°C

De flesta kraven ovan kräver en noggrann specifikation för att ha en mening. Årsvärmefaktorn kanske kräver någon form av klimatspecifikation – gäller den t ex även om vintern skulle bli extremt sträng eller bara för "normalår"? Besparing kan specificeras som den energimängd som man pumpar ur sitt borrhål – ska köldbärarpumpenergin som åtgår för att pumpa upp värmen dras av? Vilka mätinstrument skall anses relevanta vid mätningen – finns det flera sätt att mäta? Hur mycket tappvarmvatten kan man kräva skall tappas i en tappning för att temperaturen fortfarande skall hålla sig över 60°C?

⁹ http://sv.wikipedia.org/wiki/Allm%C3%A4nna_best%C3%A4mmelser

Att tänka på vid en offertförfrågan

Nedan finns några punkter om det som bör ingå i en offertförfrågan. Observera igen att den som anger data också svarar för riktigheten. Om man inte vet en viss uppgift är det bäst att inte gissa utan t ex låta offertgivaren försöka klarlägga den. Oklarheter i offertförfrågan gör dock offertgivarna mindre villiga att offerera.

Generellt

- Vem som vill ha offerten med alla data – om det är en privat- eller juridisk person
- Anbudsgivaren måste också kunna ange ett organisationsnummer och momsregistrering.
- Hur man avser att bedöma offerterna gentemot varandra – kalkylränta, avskrivningstid och vilka energipriser man kommer att anta
- Var objektet ligger där värmepumpen skall sättas in – och i vilken kommun
- Uppgifter om byggnaden, golvyta – hur den används, inomhustemperatur, om det är en tung eller lätt byggnad och byggår, typ av distributionssystem för värmen
- Energiförbrukning för normalår, eller om den är okänd, maxeffekten vid lägsta utetemperatur
- Uppgifter om den nuvarande värmekällan – t ex ålder eller verkningsgrad på oljepanna
- Uppgifter om tappvarmvattenförbrukning eller antal lägenheter eller antal boende, eventuellt kan kallvattenförbrukning per år anges, minsta tappvarmvattentemperatur.
- Uppgift om nuvarande elförbrukning och säkringsstorlek

Det är viktigt att alla anbudsgivare får samma fakta. Om man kommer på att man vill komplettera underlaget måste alla tillfrågade anbudsgivare informeras. Man får inte heller "plocka russin ur kakan" och stjäla idéer från en anbudsgivare och delge det till en annan – det är oetiskt. Man får inte heller begära in anbud bara för att få in storleksordningen på en kostnad t ex. Det blir ofta mycket arbete med en offert.

Radiatorsystem och andra vattenburna system.

- Framledningstemperatur och eventuellt returledningstemperatur kallaste dagen
- Typ av distributionssystem (t ex enrörssystem där vattnet går från en radiator till nästa) eller golvvärme
- Uppgift om eventuellt kylbehov (effekt, energi samt temperaturkrav)

Berg och jord

- Yta som teoretiskt finns till förfogande, gärna tomtkarta med andra ledningar inlagda
- Uppgifter om grannar som har energibrunnar
- Uppgifter om brunnar och vattentäkter i närheten – risk för t ex saltvatteninträngning
- Uppgifter om typ av bergart (granit t ex), jordart (lera t ex) och jorddjup till berg
- Typisk grundvattennivå
- Önskemål om placering av värmepump

Kopplingsschema och styrning

99% av alla byggnader där man vill sätta in värmepump är redan byggda. Det innebär att man oftast måste in i ett befintligt pannrum och utnyttja befintliga ritningar. Dessa ritningar och hela rörsystemet kan vara så smårigt att det kan vara lika bra att göra om allt - både ritningsmässigt och fysiskt. Oavsett om man anlitat en konsult, eller om en entreprenör gör schemat, bör han kunna presentera ett begripligt flödesschema för hur det ska fungera. Huset kan ha genomgått många olika

värmesystemsgenerationer – kol, olja och kanske en tidigare värmepump. Ibland kan ritningarna för ett större hus se ut så här i ett större hus:

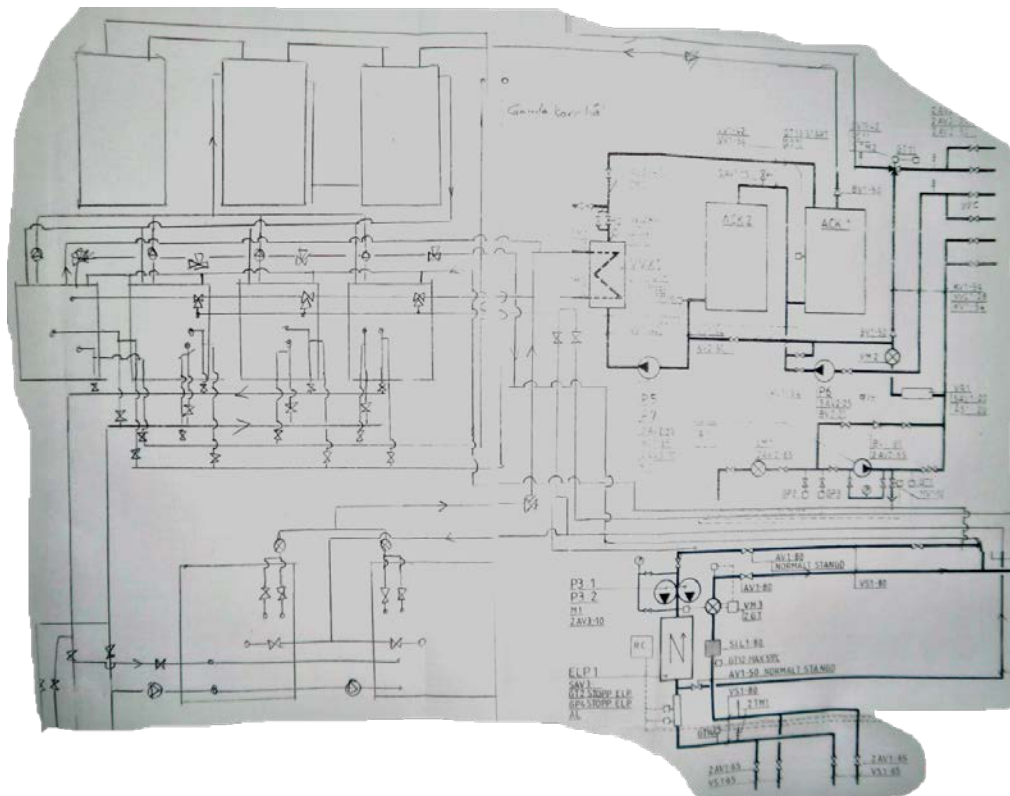


Fig. 2. Värmepumpar till vänster och resten av systemet till höger

Det är viktigt att man förstår hur allt ska fungera med det nya systemet. Det är dock svårt att förstå figur 2 - trots att figuren egentligen också skall fungera som ett principschema som skall vara extremt lättförståeligt. Principscheman, som inte alla bygger på den fysiska uppställningsplatsen blir enklare och finns visade i avsnitt **XXX**.

Vid utvärderingen av själva styrsystemet skall man lägga vikt på att även brukaren förstår systemet och själv kan vidta förändringar.

- Hur ändrar man framledningskurvan så att det blir varmare eller kallare inomhus?
- Hur skall man ingripa i styrsystemet och manuellt om något går sönder - reserv?
- Hur kommer larm att representeras och till vem kommer de att gå?
- Hur får man reda på en långsam försämring vid t ex köldmedieläckage?
- Hur ser knappar, bilder och textfönster ut på styrpanelen?
- Finns manualer - vilka? - för vad? - på vilket språk?

Comment [EB52]: Vet inte vad du menar här men det kanske klarnar

Comment [JEN53]: XXX står i alla figurer och hänvisningar till att man måste korrigera detta när man gör den slutgiltiga versionen.

Det är bra att föreställa sig, att man står ensam på julafton med ett kallt hus och släkten på väg eller arga boende – ändå ska man kunna klara av situationen kortsiktigt själv. Administrativa villkor, betalning, tillstånd mm

För att hjälpa till så att man inte glömt något viktigt finns följande lilla ytterst förenklade förslag till kontrakt med. Det är dock inte säkert att detta förslag täcker in alla problem som kan uppkomma – men kanske 80-90% av de vanligaste konfliktorsakerna kan rensas bort om man följer mallen nedan. Till detta kontrakt skall naturligtvis också fogas ritningar och specifikationer. Se också exemplen under "Tre berättelser" sist. I bilaga 1 finns även ett exempel på en s.k AF-del. Oförutsägbara problem, som t ex vad händer om entreprenören går i konkurs, godset brinner upp eller en försening uppstår, bör hänvisas till via standardavtal t ex ABT.

Andra system som gränsar till värmepumpen

- Nuvarande elsystem och dess kapacitet i form av tillgängliga Ampere
- Nuvarande ventilation – och hur man vill att den skall inkluderas
- Gamla värmesystemets roll i den nya installationen – skall oljepanna och tank bort?
- Styrsystem – skall det nya ersätta gamla eller ska de samarbeta

Comment [EB54]: Känns som att något saknas i detta avsnitt

Ett förenklat kontraktsförslag:

Bergvärmepumpkontrakt(ÅÅÅÅ-MM-DD)

Köparens namn - företag eller enskild + personnummer eller organisationsnummer.

.....

Köparens adress, telefon och E-post

.....

Säljarens namn och organisationsnummer

.....

Säljarens adress, telefon, E-post och kontaktman

.....

Vid försäljning till **konsument** gäller Konsumentköpslagen och Konsumenttjänstlagen säljaren är ansvarig för funktionen. **Uppenbart** felaktiga säljaruppgifter fritar inte säljaren.

Vid försäljning till juridisk person kan istället t ex ABT 06 kopplas till kontraktet.

ABT gäller ☐ ABT gäller inte ☐, Utförande enligt minst AMA09 ☐ gäller, gäller dessutom

Den som lämnar en uppgift nedan är ansvarig för uppgiften.

INGÅR

Totalentreprenad ☐ Vid ja här har säljaren **totalt** funktionsansvar.

Värmepump Typ..... Nominell värmeeffekt

Installation el ☐ Huvudsäkringar räcker uppg. av köpare ☐ säljare ☐

Installation i hus ☐ Extra rad. och expansionskärl bekostas av köpare ☐ säljare ☐

Installation köldm ☐ Installatör har behörighet och tillstånd ☐

Köldbärarslinga ☐ Köldbärare %

Isolering, genomföringar och inomhus dragning spec.....

.....

Garanterad lägsta temp. på köldbärare in till VP våren år 2°C

Tillstånd från kommunen ordnar köpare ☐ säljare ☐

Borrning Utförs enligt Normbrunn 07 ☐

Kostnad för foderrör.....

Kostnad vid artesiskt vatten

Grävning Utförs av köpare ☐ sälj. ☐ (återfyllning utförs av.....)

Tillsatsvärme Elpatron effekt kW, Annan källa.....

Tappvarmvatten VV-beredare typ Kapacitet.....liter

Vid kombination med fränluftsvärme:

Fränluft ☐ Fränluftflödem³/h uppges av köpare ☐ säljare ☐

Kondensvatten ☐ Avledning från luftbatteri ordnas av köpare ☐ säljare ☐

Maximalt buller ☐ Inomhusljudtryck < dB_A(var) Utomhusljud < dB_A(var)

Beräknad besparing kWh/år.....

Gammal anl. nedmonteras ☐ och transporteras bort Av köparen ☐ Av säljaren ☐

Återställning av lokaler och mark.....

.....

Objektet

Huskonstruktion lätt eller tung.(En tung konstruktion behöver lägre effekt.)

Uppvärmd ytam² Personer i huset normaltst

Byggnadsår(ÅÅÅÅ)

Hustyp, antal plan, källare, vind

.....

Belägenhet (medeltemperatur, mintemperatur) Ort: Medel/Min.....

angivet av köpare ☐ säljare ☐

Nuvarande uppvärmning

Nuvarande **brutto**energianvändning för uppvärmning och varmvatten kWh.....(eller m³ olja t ex)

angivet av köpare ☐ säljare ☐

Nuvarande **netto**energianvändning för uppvärmning och varmvatten kWh.....(pann-verkn.gr!)

angivet av köpare ☐ säljare ☐**Beräknad nettoenergianvändning** - endast för nytt objekt kWhangivet av köpare ☐ säljare ☐**Beräknad nettoeffekt** för uppvärmning och varmvatten kWangivet av köpare ☐ säljare ☐Uppskattad framledningstemperatur vid DUT°C angivet av köpare ☐ säljare ☐Uppskattad returledningstemperatur vid DUT°C angivet av köpare ☐ säljare ☐*(DUT Dimensionerande UtomhusTemperatur när det är som kallast)*

Arbetet skall påbörjas-.....-..... åå-mm-dd

Idrifttagning-.....-..... åå-mm-dd

Besiktning/övertagande-.....-..... åå-mm-dd

Fel skall vara avhjälpda-.....-..... åå-mm-dd

För extra energi förbrukad p.g.a. försening svarar säljaren för om han orsakat förseningen.

Pris inklusive moms.....kr, ROT-avdrag.....kr

För kunden att betala netto inkl. moms.....kr

Betaltvillkor.....

Garantier

Garantitid

Försäkring

Besiktning.....

.....

För säljaren

För köparen

.....

.....

Upplysningar för anbudsgivare:

Vid utvärderingen av denna offert kommer stor vikt att läggas vid att:

Totalkostnaden för uppvärmning blir låg: ☐ **eller** att energiförbrukningen blir låg ☐

Vid den ekonomiska analysen kommer vi att använda:

Pay-off-metoden ☐ Nuvärdesmetoden (=LCC) ☐ Internräntemetoden ☐

Vid användning av andra metoder än pay-off-metoden:

Vi kommer att använda oss av% realränta (inflationsrensad) ochårs avskrivningstid ochreal årlig energiprisökning utöver inflationen.

Våra nuvarande taxealternativ:

Fjärrvärme:

Bolag..... abonnemangsform.....

Fast avgift.....kr/år

Effektpris.....kr/kW, år

Energipris jan.....feb.....mar.....apr.....maj.....jun.....jul.....aug.....sep.....okt.....nov.....dec.....kr/MWh

Temperaturavgift/-bonus.....kr/MWh, °C

Volymrabatt Fast avgift.....kr/år Prisavdrag.....kr/MWh

El:

Bolag..... abonnemangsform.....

Avsäkring.....A

Abonnemangsavgift Enkeltariff.....kr/år Tidstariff.....kr/år

Överföringsavgift.....öre/kWh

Fast nätavgift.....kr/månad

Månadseffektavgift.....kr/kW, månad

Årseffektavgift.....kr/kW, år

Högbelastningseffektavgift.....kr/kW, månad

Överföringsavgift högbelastningstid.....öre/kWh övrig tid.....öre/kWh

Reaktiveffektavgift.....kr/kVAr, månad

Ni får bifogat fullmakt till åtkomst av elanvändning (Till Elbolaget och nätbolaget) ☐

Ni ges bifogat fullmatk till åtkomst av fjärrvärmeanvändning (Till Fjärrvärmebolaget) ☐

Val av lämpliga offertgivare

Man bör nog helst gå ut till flera anbudsgivare. Tre anbud kan vara bra vid större projekt och kanske två vid mindre projekt. Viktiga faktorer som avgör vilka entreprenörer som man bör inbjuda att lämna offert är:

- Finns företaget i närheten?
- Har företaget ekonomi för att genomföra projektet?
- Är företaget medlem i någon branschorganisation t ex SVEP?
- Är företaget villigt att lämna referenser och visa tidigare anläggningar?

Bedömning av lönsamhet

När offerter så småningom kommit in är det dags att bedöma offerternas lönsamhet utgående från vad de kostar och de energibesparingar som utfästs. I ett sådant här arbete kan Excel och andra kalkylprogram vara ett utmärkt hjälpmedel. Det finns tre vanliga metoder:

- Pay-off-metoden – hur snabbt får jag tillbaka investeringen?
- Nuvärdesmetoden eller LCC-metoden – hur många kronor tjänar jag på affären?
- Internräntemetoden – vad får jag för ränta på mina pengar?

Förhandling inför beställning - incitamentsavtal?

Man får inte läcka ut upplysningar mellan anbudsgivarna för att pruta ned priset. Det är oetiskt. Det är det förmånligaste anbudet som skall antas. Sådana faktorer som anbudsgivarnas kompetens och ekonomiska stabilitet bör naturligtvis skärskådas ytterligare (bankgaranti om entreprenören går i konkurs). Reservationer som vissa anbudsgivare lämnat men inte andra gjort bör nollställas så att det blir rättvist mellan anbudena. Om sprängning inte ingår i anbudet från en entreprenör men gör det från en annan – måste man ju lägga på lite extra, för risken att sprängning behövs, på den förste entreprenörens anbud.

Om en entreprenör utlovar väsentligt mer än förmodat, kan man överväga att föreslå ett incitamentsavtal avseende t ex värmefaktor eller besparing. Om värmepumpen vid mätning visar sig vara väsentligt bättre än ett visst riktvärde, kan man ge en bonus till entreprenören, medan om den ger mindre, det uppstår ett vite för entreprenören. Vid sådana avtal bör man komma överens om vem som skall bedöma besparingen och även kanske ha ett intervall t ex "mellan 90 000 kWh besparing och 110 000 kWh besparing utgår varken vite eller bonus". Bonus ges om man överträffar 110 000 kWh och vite ges om man underskrider 90 000.

Energibesparing och mätning – verifikation

Kunskapen om hur stor energibesparing värmepumpar verkligen ger, är bristfällig. Mätutrustning saknas ofta helt. Om man avser att skriva ett incitamentsavtal är det naturligtvis nödvändigt att kunna verifiera en besparing eller en värmefaktor.

För villor är en komplett mätning ofta ganska dyr i förhållande till nyttan. Det är då bättre att följa upp elförbrukningen noga och se att den minskat så mycket som offerten förespeglar – samt att förbrukningen inte växer väsentligt med tiden.

En hyfsad energimätning av en fastighetsvärmepump kanske kostar 1-2% av hela anläggningskostnaden. Det är mycket väl investerade pengar för att kunna kontrollera om utlovade

Comment [EB55]: ?

Comment [EB56]: Hur då nollställas?

data innehålls. Det är även efter garantitiden välinvesterade pengar eftersom man då även fortsättningsvis kan få en indikation på hur väl värmepumpen fungerar.

7. Trimma din värmepump

Vi har idag över en miljon befintliga värmepumpar i Sverige. Naturligtvis kommer nya värmepumpar att bli effektivare. Värmefaktorn har faktiskt ökat med 1,5 % om året under de senaste 30 åren. Problemet är de existerande värmepumparna och systemen – hur gör man dem effektiva? Frågan är om användarna kan göra något kostnadseffektivt för att öka sin energibesparing med en befintlig värmepump innan den faller för ålderstreck. Först kommer mycket enkla och billiga underhållsåtgärder att tas upp, sedan kommer sådant som kräver investeringar eller större ingrepp/överväganden att behandlas.

Enkla underhålls åtgärder

Rensa filter

Det finns mer beskrivet om detta under avsnittet ”Radiators och andra värmeavgivare”. Vanligen finns det filter både på varma och kalla sidan av en värmepump. De kan se ut så här på en äldre värmepump.



1. Filter på varma resp kalla sidan (undanskynda i blått ljus)

Man stänger av på båda sidor om filtret och tar sen ut filtret genom att gånga av den stora muttern. Det är speciellt viktigt att rensa filtren ifall man vidtagit någon åtgärd i systemen – t ex bytt radiators eller på något sätt gjort ingrepp i Köldbärarkretsen.

Kolla synglaset

Inte alla värmepumpar har synglas numera – det är synd för det ger en bra förvarning ifall köldmediet håller på att läcka ut. Synglaset ser ut så här på en äldre värmepump.



2. Synglaset

Det skall inte synas bubblor eller gas i synglaset när värmepumpen kommit in i stabil drift. Den lilla prick i mitten skall vara grön – annars finns det fukt i systemet.

Kolla temperaturdifferenser

Temperaturdifferensen mellan inkommande vatten från radiatorerna och det utgående vattnet till radiatorerna är normalt 5-10 grader. Om den oförklarligt skulle börja sjunka kan det vara tecken på

att värmepumpens effekt avtar. Om den oförklarligt skulle börja stiga kan det vara ett tecken på smutsfiltret håller på att sätta igen. Har man termostatventiler i systemet kan dessa emellertid också påverka flödet.

När det gäller köldbärarflödet så ligger temperaturdifferensen mellan det medium som kommer upp ur hålet och det som går i retur till hålet runt 2-4 °C. Om den temperaturdifferensen minskar kan det också vara ett tecken på att värmepumpens effekt av någon anledning avtar. Om temperaturdifferensen istället ökar kan det bero på smuts i filtret, utläckt köldbärare, luftfickor i köldbärarkretsen eller försämrade cirkpump.

Ställ in radiatorsystemet för värmepump

När man installerat värmepump skall man försöka hålla framledningstemperaturen så låg som möjligt. Då behöver värmepumpen inte lyfta värmen lika högt och den kräver mindre elenergi. Mer om hur man ställer in systemet finns i avsnittet "Radiatorsystem och andra värmeavgivare".

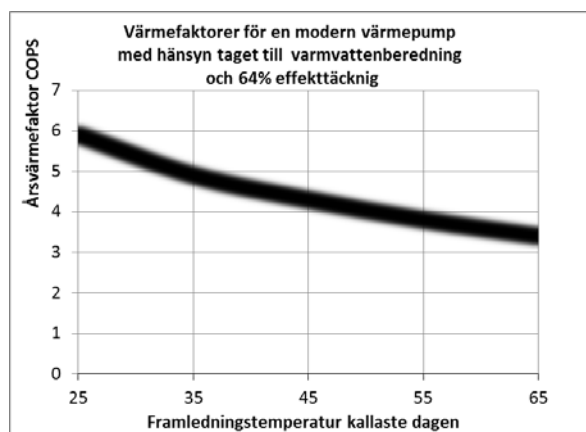
Lite större åtgärder

Det man framförallt kommer att tänka på är åtgärder för att sänka framledningstemperaturen till radiatorerna, höja den inkommande temperaturen från berget, styra värmepumpen bättre, få bort spetsvärmebehovet och att få ett mått på värmefaktorns utveckling.

Sänka framledningstemperaturen

När man varaktigt sänker framledningstemperaturen blir årsvärmefaktorn (SCOP) högre. Normalt finns en reglering inbyggd som styr framledningstemperaturen till radiatorerna så att den blir högre ju kallare det blir ute. Denna funktion kallas ofta för "kurvan" i branschen. "Standardvärdet" för kurvan antas ofta vara 55 °C framledning till radiatorerna och 45 °C i retur från radiatorerna på årets kallaste dag – då DUT (kallas också DVUT) råder utomhus (t.ex. -20 °C). Det skrivs ofta 55/45 vid DUT. Det är alltså denna kurva man skall försöka pressa ned redan från värmepumpen.

Radiatortermostater skall normalt ställas på max, så de släpper igenom så mycket vatten som möjligt. När man justerat in kurvan så att alla rum fått önskad temperatur en molnig vinterdag, ställer man sen tillbaka radiatortermostaterna på 20 °C rumstemperatur i de rum där man t.ex. förväntar sig stark solinstrålning. Vinden bör vara normal för orten och solinstrålningen begränsad eftersom man annars kan komma att ställa kurvan antingen för lågt eller för högt.



3. Det är bra att sänka framledningstemperaturen

Större radiatorytor

Om man ändå skall byta radiatorer, komplettera radiatorsystemet eller bygga nytt kan det vara lönsamt att göra något som idag uppfattas som ett extremt lågtemperatursystem (t ex 35 °C fram vid DUT). Konvektorer med inbyggd fläkt är mycket effektiva för detta. Golv- eller takvärme kan också drivas med låga framledningstemperaturer. Det är vanligen det sämsta rummet med sämst isolering och minsta radiatorytan, relativt sett, som får styra temperaturkurvan för hela huset. I hus med golvvärme som kanske bara kräver 30 grader fram, kallaste dagen, är det inte ovanligt att man på övervåningen har radiatorer som kräver 55 grader fram. Golvvärmens shuntas då ned, från 55 till 30 °C, medan värmepumpen hela tiden arbetar på med 55 grader fram och dålig ekonomi. Radiatorerna på övervåningen borde göras så stora att de kan arbeta med golvvärmesystemets temperaturnivåer. Tekniskt skulle man kunna säga att kvoten $UA_{\text{radiator}}/UA_{\text{rum}}$ i alla rum bör vara lika. Större radiatorytor i rum som läcker ut mycket värme!

Elementfläktar i befintliga hus

Genom att installera elementfläktar på radiatorerna kan man sänka framledningskurvan på radiatorerna väsentligt. Det är lönsammare att installera fläktarna ju högre temperaturer radiatorsystemet kräver. På system där man redan idag har en låg framledningstemperatur, kallaste dagen (lägre än t ex 45°C), lönar sig installationen sämre ekonomiskt.

Om bara några få rum känns speciellt kalla blir installationen just där mycket lönsam. Genom att bara installera elementfläktar i dessa rum, kan man ju sen till låg kostnad sänka framledningskurvan i hela huset.

Golv och takvärme

Närhelst man vill göra om ett innergolv eller innertak bör man åtminstone överväga vattenburen golv- eller takvärme där. Det är dock viktigt att dessa system också blir välisolerade mot kall omgivning. Annars kan det leda till att värmeförbrukningen ökar mer än vad man tjänar på att värmefaktorn också ökar. Isoleringen mot mark och utomhusluft bör **nog** vara minst 250 mm tjock.

Höja den inkommande köldbärartemperaturen?

Här finns flera förslag till värmekällor som kan värma upp berget eller öka den inkommande köldbärartemperaturen direkt: Solvärmeöverskott, utnyttjande av frånluftens värmeinnehåll och uteluftbatterier är de vanligaste. Det finns också metoder som skall minska värmeövergångsmotståndet från berget till köldbärarlösningen så att den bättre kan ta upp värmen. Om man använder värmepumpen för kylning av huset under sommaren – så får huset agera solfångare åt brunnen – en vinn vinn lösning.

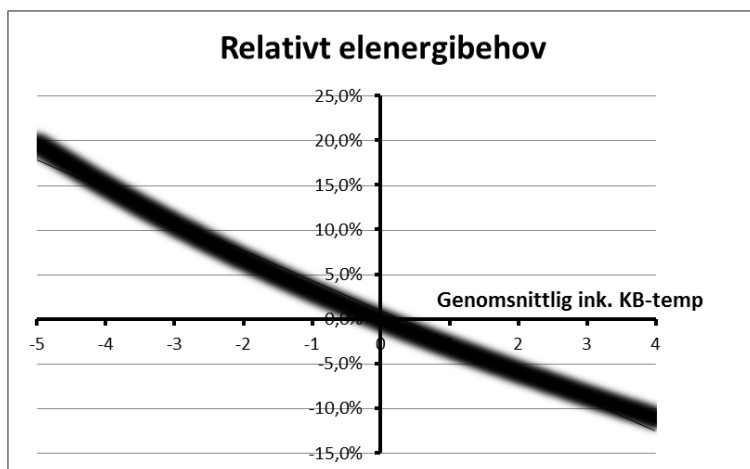
Det är alltid bra att utnyttja tillgänglig (gratis-)värme direkt för att värma den inkommande köldbärarlösningen från ett borrhål lite till. Att köra ned överskottsvärme i borrhålet för att hämta upp värmen senare är inte alltid lika bra. Om man försöker lagra överskottsvärme under dagtid till natten är det enklare än att lagra sommarens värme till vintern. För ett enskilt borrhål är det ju alltid en viss risk att värmen hinner "flyta bort" innan man skall använda den. För ett större fält av borrhål är det sannolikare att värmen finns tillgänglig när man skall ta upp den.

Om man har ett enskilt hål som blir kallare och kallare år från år är det en indikation på att värme inte tillförs hålet särskilt bra under vintern (hållet är underdimensionerat). Det är då också en

Comment [EB57]: Finns det ingen vedertagen rekommendation här så att vi kan stryka "nog"? Nej här måste man nog vara "elastisk" i befintliga hus.

indikation på att värme inte heller kommer att bortföras från hålet under sommaren. Sådana hål borde alltså vara speciellt tacksamma att "översladda" med värme, så att de de facto blir bättre än ett normalt hål.

När det gäller vinsten med att få in varmare köldbärare illustreras det med en exempelfigur nedan. Exemplet är taget ur ett tillverkarprogram (Vitocalc) för en modern värmepump. Den har vid 0 °C genomsnittlig inkommande köldbärartemperatur antagits ge cirka 64 % effekttäckning. Eftersom inte bara värmefaktorn försämras när källans temperatur sjunker, utan också den effekt i kW, som värmepumpen får, är det rimligt att se på en relativ drivenergiförbrukning. En elpatron har antagits gå in när inte värmepumpen kan täcka effektbehovet längre. Ungefär så här ser det ut då:



4. Relativa elenergibehovet inklusive spetsel som funktion av den inkommande genomsnittliga köldbärartemperaturen när den varieras från 0.

Grovt sett kan man säga att elbehovet minskar 3,4 % per grad som man lyckas höja köldbärartemperaturen.

Solvärme

Ett av de företag som hållit på längst inom detta område är EviHeat. De utnyttjar solenergin på flera sätt. I första hand för direkt värme och varmvattenproduktion, i andra hand för att förvärma den inkommande köldbäraren och i tredje hand för att värma borrhålet. EviHeats hemsida antyder att man kan spara cirka 40 % av drivenergin totalt.

Frånluftsvärme

Värmen i frånluften finns tillgänglig hela året – så även om det inte finns så stor effekt att hämta där. blir energimängden förhållandevis stor på grund av de många timmarna. En förutsättning för att kunna använda energin i frånluften är att den är lättillgänglig d v s samlad i inte alltför många utlopp. För att använda sig av värmen behöver man dock också ofta köra en extra cirkulationspump. Det är viktigt att den vinst i form av minskad driftel man får med återvinningen av värmen ur frånluften inte äts upp av en ökad pumpenergiåtgång.

Comment [EB58]: Bättre naturligtvis att borra tillräckligt djupt från början. Elisabet Kjellson visade i sin forskning att det oftast (alltid?) var bättre att borra djupare än att återladda hålet, ur en ekonomisk synvinkel. Se <http://www.energi-miljo.se/2010/01/solvärme-i-borrhål-lonsamt-%E2%80%93-ibland/> "... Hybridsystem med solvärme och bergvärme kan många gånger vara en bra kombination. De kan öka möjligheten att ha tätare mellan värmepumparna i tätbebyggda radhusområden. Men det lönar sig inte att lagra solvärmen i borrhålet till vintern, **undantaget om borrhålet är underdimensionerat.** Det skriver Elisabeth Kjellson, LTH, i sin doktorsavhandling om sol- och bergvärme."

Comment [EB59]: Om vi ska namnge företag så föreslår jag att elementflakten nämns i ovanstående stycke. Finns det någon speciell anledning att nämna just detta företag? **Det är en filosofifråga – fråga de andra, eller bedöm själv... hur har andra gjort?**

Om frånluftsvärmen bara används för att direkt värma upp den inkommande köldbärarvätskan lite till efter borrhålet, kanske den typiskt blir 0,5-1 grader varmare på grund av det. Om det t ex krävs 25 000 kWh för uppvärmning inkl ventilation och varmvatten totalt, blir vinsten kanske 3 % av 25 000 kWh / 3,5 där 3,5 är värmefaktorn. Det blir en vinst på drygt 200 kWh el/år.

Comment [EB60]: Känns som en tveksam åtgärd alltså JA

Om frånluftsvärmen också används för att minska temperatursänkningen i ett kallt borrhål kommer borrhålet att återföras kanske hälften av den värme man tar ut. Det kan innebära att borrhålet kan fortsätta användas istället för att borra ett nytt hål eller ett kompletteringshål – vilket är en stor vinst.

Luftkonvektor

En luftkonvektor kan också användas för att ladda borrhålet. Den kan se ut ungefär som utomhusdelen i en luft/luftvärmepump. Sådana batterier är billigare än solfångare och kan dessutom användas av värmepumpen som värmekälla istället för brunnen när utomhustemperaturen är högre än brunnens temperatur. Återladdningen av brunnen är endast meningsfull om den sjunkit lågt ned i temperatur. Om det rinner mycket vatten genom brunnen så att den t ex "återgenereras" och blir +5 °C varje höst, blir vinsten liten. Värmen hinner ju då också flyta bort.

Comment [EB61]: Det här tycker jag är ett intressant alternativ. Finns det någon som säljer sådana system? Nej men jag känner en entusiast som kört så i 20 år eller så – för hand (James Löfgren, Rättvik).

Comment [EB62]: Gäller ju allmänt för återladdning. Men hur vet man om man har god grundvattengenomströmning? Om inkommande KB varje höst är t ex +5 °C har brunnen återgenererats.

Förbättrad kontakt mellan berg och köldbärare

Typiskt är temperturdifferensen mellan brunnsväggen och köldbäraren 3 grader i en vanlig brunn med U-rörskollektor. Om man kunde bli kvitt den temperaturdifferensen skulle man alltså typiskt kunna uppnå 10 % lägre elförbrukning. Det finns ett försöksprojekt på gång på KTH¹⁰ som är mycket lovande och som till och med kan medföra en något bättre besparing än 10 %, samtidigt som man bara använder rent vatten utan frostskyddsmedel som köldbärare. Man klär in hålets väggar med en tunn plaststrumpa och använder sen bara ett enda rör ned till brunnens botten. Vanligt vatten får gå ned nedkyllt till brunnens botten och berguppvärmt vatten sugas sen av från vattenytan i brunnen och leds till värmepumpen. Denna lösning kräver visserligen att man har så bra brunn att man hela tiden kan köra utan att vattnet fryser i förångaren. Är brunnen för dålig får man borra en ny/en till. Med en varvtalsreglerad värmepump kan man styra ned varvtalet så att det inte fryser i hålet.

Comment [EB63]: Jag förstår tanken med rent vatten. Billigt, god värmebärare och vid punkterad strumpa ingen förorening av grundvattnet. Men jag antar att konstruktionen måste godkännas så att man kan lita på att den blir tät. Nej det är inte så viktigt. Även med punkterad strumpa blir det ett mycket litet utbyte mellan vattnet i hålet och det omgivande berget. Klas Andersson kör ett sådant hål på Lidingö sedan flera år tillbaka.

Andra sätt att förbättra värmeövergången är att fylla brunnen med t ex kvartssand utanför de befintliga slangarna. Vattenmättad kvartssand har fyra gånger bättre värmekonduktivitet (2,4 – 2,7 W/mK jämfört med 0,6 för vatten)¹¹ än det vatten som finns i brunnen - och är förhållandevis billigt.

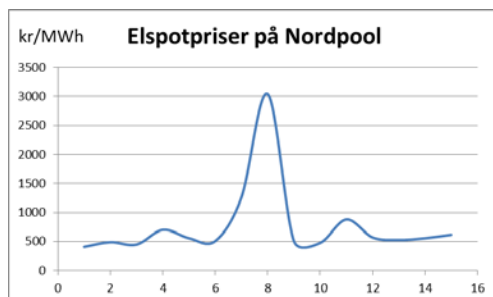
Comment [EB64]: Finns det någon uppfattning hur mycket bättre det blir med denna teknik? Gissningsvis 1,5 grader - borde ge 5% lägre elförbrukning.. men det vill jag nog inte skriva...

Styra värmepumpen bättre

Redan till årsskiftet 2012/2013 kommer priserna på NordPool att bli tillgängliga för det kommande dygnet. Samtidigt kommer en övergång till timmesavläsning av elmätaren. Om man då, genom att utnyttja t ex husets tröghet och låta husets temperatur sjunka några grader, kan undvika att köpa den dyraste elen, kommer man att kunna spara både pengar och miljö. Normalt har ett småhus en tidskonstant på cirka 36 h.

¹⁰ José Acuña, kommande doktorsavhandling 13-02-22.

¹¹ Bengt Rosén, Anna Gabriellsson, Jan Fallsvik, Göran Hellström, Gunnel Nilsson, System för värme och kyla ur mark - En nulägesbeskrivning, STATENS GEOTEKNISKA INSTITUT, Varia 511, Linköping 2001, sid 128.



5. Priserna på NordPool kommer att variera mer i framtiden med mer vindenergi i nätet.

Speciellt intressant kommer det att bli när de kommande priserna på Nordpool och väderförutsikterna samkörs – här kan man nog förutse att en hel del nya produkter kommer att se dagens ljus. Speciellt intressant blir det när dessa produkter kommer att själva kunna nå informationen om elpriser och klimat.

Bli av med spetsen

Om priserna på toppel eller utnyttjad maxeffekt skulle bli höga kan man skaffa en mycket enkel gasolbrännare eller "diesel-motorvärmare" som kan starta på signalen till elpatronen när det behövs.

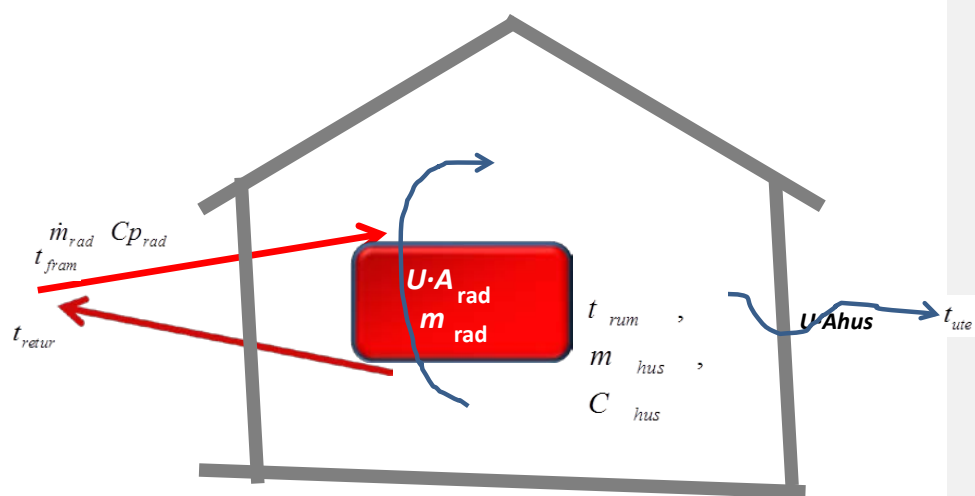
Om man gör små enkla värmepumpar som är ungefär lika stora som spetseffekten, kan man driva dem på elen till elpatronen. De kan då momentant överbelasta borrhålet några timmar utan att det får någon betydelse. Därigenom kommer cirka 2/3 av spetseffekten att försvinna.

En enkel frekvensomvandlare för 75 Hz skulle kunna höja kompressorns varvtal med 50% under en viss inställd tid. Normalt skulle den naturligtvis vara urkopplad.

Allra enklast är kanske installation av en pellets eller vedkamin – den värmer även om elen faller bort helt – vilket man inte ska negligera. Detta finns mer beskrivet om i kapitel XXX.

Comment [EB65]: Hur använder man den? Fattar inte. Man gör en enkel 6 kW värmepump utan allt lull-lull, bygger den kompakt, och ställer den ovanpå huvudvärmepumpen. Sen kopplar man ur elpatronen och driver kontaktorn till den nya lilla värmepumpen med signalströmmen till den urkopplade elpatronen. Den nya enkla värmepumpen kopplas i serie med den gamla på både varma och kalla sidan. Tryckfallen i kondensor och förångare på vätskesidan skall därför vara små.

8. Responstest av hus



Jan-Erik Nowacki, Kenneth Weber

Ett responstest av bergvärmehåll görs för att finna motståndet för värmen att i ett senare skede flyta in till vätskan i slangarna som är nedstoppade i hålet. Man skickar då istället ned en värmepuls med vätskan i slangarna i hålet och mäter samtidigt ned och uppkommande temperaturer ur hålet. På så sätt kan man bilda sig en uppfattning om bergets värmekonduktivitet och motståndet i för värmen att gå genom plastslang och vatten till bergväggen. Pulsen kan vara många timmar lång.

På samma sätt kan man göra ett enkelt responstest av hus. Genom att vid t ex 0 °C ute momentant höja husets effekt till ett värde som motsvarar DUT kan man genom att mäta:

- Effekten som tillförs huset
- Utomhustemperaturen
- Inomhustemperaturen
- Framledningstemperaturen till värmesystemet
- Returlledningstemperaturen från värmesystemet

...som funktion av tiden kan man bilda sig en uppfattning om:

- Husets U-A värde i W/K (inklusive eller exklusive ventilationsförluster)
- Husets värmekapacitans i J/K
- Radiatorernas U-A värde i W/K

Dessa data vill man ofta ha reda på i t ex:

- Nybyggda eller tillbyggda med diffusa data som man skulle vilja verifiera
- Gamla hus med okänd energiförbrukning där ägaren avlidit eller huset stått tomt
- Sommarbostäder som man vill använda permanent
- Typhus som man skulle vilja testa för att verifiera att de uppfyller normerna.

När man t ex skall installera en värmepump i ett hus brukar dessa värden tas fram med hjälp av tumregler varvis stora fel kan uppstå ibland.

Den teoretiska metod som använts för att försöka illustrera responstestet, är att först med Excel och använda antagna värden för radiatorsystemet och för huset samt simulera ett responstest med användning av dessa värden. Då uppstår naturligtvis fiktiva temperaturkurvor. Kurvorna har sedan analyserats för att se om man kan "återvinna" de ovan antagna värdena för radiatorsystemet och huset.

Teori

Radiatorer

Radiatorerna antas ha ett konstant UA-värde oberoende av deras temperatur. Man kan visa att deras konvektions-värmeavgivning ökar med temperturdifferensen mot rumsluften ungefär som $\Delta t_{medel}^{1,25}$. Men när både konvektion och strålning tas med kan man med ganska god noggrannhet anta att värmeavgivningen ökar linjärt med temperaturdifferensen mellan radiatormedeltemperaturen och rumsluften.

1. Värmeavgivningen från radiatorerna (strålning + konvektion) stiger ungefär linjärt med temperaturdifferensen

Den formel som antagits för radiatorsystemet är:

$$\dot{m}_{rad} \cdot C_{p_{rad}} \cdot (t_{fram} - t_{retur}) - U \cdot A_{rad} \cdot \frac{(t_{fram} - t_{retur})}{\ln \frac{(t_{fram} - t_{rum})}{(t_{retur} - t_{rum})}} = m_{rad} \cdot C_{rad} \cdot \frac{\partial \frac{(t_{fram} + t_{retur})}{2}}{\partial \tau} \quad (1)$$

Fritt uttryckt skulle man kunna säga att den energi som inmatas i radiatorsystemet – den energi som tillförs rumsluften leder till att radiatorsystemet väms upp.

Inför simuleringen antogs följande värden:

$$\dot{m} = 0,167 \text{ kg/s}, C_{p_{rad}} = 4186 \text{ J/kgK}$$

$$U \cdot A_{rad} = 233 \text{ W/K motsvarande cirka } 18 \text{ m}^2 \text{ exponerad yta}$$

$$m_{rad} \cdot C_{p_{rad}} = 837200 \text{ J/k motsvarande cirka } 200 \text{ liter vatten}$$

Huset

Huset kännetecknas av sitt U·A-värde och sin termiska kapacitans. Tidskonstanten τ för småhus brukar ligga mellan 24 och 48 timmar beroende på hur välisolerade de är och vad de är byggda av för material.

Beträffande ventilationen av huset kan den antingen tänkas avstängd varvid endast väggarnas U·A-värde inkluderas – eller om ventilationen är på erhålls ett fiktivt U·A värde som även inkluderar ventilationen.

Huset antas följa ekvationen:

$$U \cdot A_{rad} \cdot \frac{(t_{fram} - t_{retur})}{\ln \frac{(t_{fram} - t_{rum})}{(t_{retur} - t_{rum})}} - U \cdot A_{hus} \cdot (t_{rum} - t_{ute}) = m_{hus} \cdot C_{hus} \cdot \frac{\partial t_{rum}}{\partial \tau} \quad (2)$$

Här skulle man kunna säga att den energimängd som matas in av radiatorerna minus den energi som läcker ut via väggarna ger upphov till en temperaturökning i husets stomme.

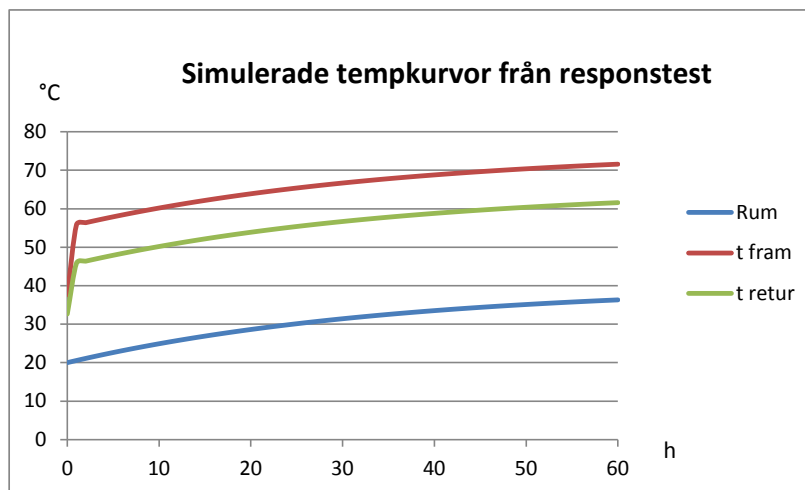
De värden som antagits för huset vid simuleringen är:

$U \cdot A_{hus} = 175 \text{ W/K}$ Det betyder en maxeffekt på 7 kW vid 40 graders temperaturskillnad inne-ute.

$m_{hus} \cdot C_{hus} = 22680000 \text{ J/K}$ det motsvarar 6,3 kWh för att öka husets temperatur en grad.

Simulering

Vi tänker oss ett hus vid 0 °C utomhustemperatur som matas med 3,5 kW effekt och befinner sig i balans. Vid ett visst ögonblick ändrar man effekten i ett steg och börja mata huset med den maximala effekten 7 kW som avser effekten vid DUT. Under en 60 timmars period kommer då temperaturerna att variera enligt följande:



2. Simulerade kurvor från responstest

Det har antagits att utomhustemperaturen är konstant 0 °C utomhus under hela simuleringen. Detta är dock inte kritiskt för den efterkommande analysen som syftar till att se om man ur kurvorna kan återvinna de numeriska antagandena beträffande radiatorsystemet och huset.

Återvinnande av grundantagandena ur temperaturkurvorna

Att beräkna U·A-värdet för radiatorerna är rätt enkelt. Man behöver ju bara beräkna den logaritmiska temperaturdifferensen mellan radiatorer och rumsluften. Med kännedom om den inmatade effekten beräknas U·A-värdet. Man kan försumma radiatorernas massa i detta sammanhang.

$$U \cdot A_{rad} = \frac{P_{rad}}{\frac{(t_{fram} - t_{retur})}{\ln \frac{(t_{fram} - t_{rum})}{(t_{retur} - t_{rum})}}} \quad (3)$$

Denna formel borde gälla varje tidssteg och vara i stort sett konstant.

När det gäller huset blir förfarandet något mer komplicerat. Man måste ju lösa ut två saker ur temperaturkurvan för inomhustemperaturen: $M_{hus} \cdot C_{hus}$ och $U_{hus} \cdot A_{hus}$.

Det gör man genom att helt enkelt anta några rimliga värden på $M_{hus} \cdot C_{hus}$ och $U_{hus} \cdot A_{hus}$. **Eftersom vi gjort simuleringen utgående från kända antagna värden måste vi låtsas att vi inte känner till dem och anta "fel" värden - som om vi inte visste dem.** Utgående från den kända inmatade effekten och de felaktiga gissningarna på $M_{hus} \cdot C_{hus}$ och $U_{hus} \cdot A_{hus}$ skapar vi nu en alternativ utveckling för inomhustemperaturen som naturligtvis också blir fel. Sen bildar vi för varje timme $(t_{rum,sim} - t_{rum,fel})^2$ och summerar alla dessa. Med hjälp av solvern i Excel kan denna kvadratsumma minimeras genom att ändra på $M_{hus} \cdot C_{hus}$ och $U_{hus} \cdot A_{hus}$.

Resultatet framgår ur nedanstående rutor klippta ur Excel:

	Antagna vid kurvkonstr uktion	Gissade start- värden för solver	Återvunna ur kurvorna	
(m·C) hus	22680000	2,00E+07	22680045	J/K
(U·A) hus	175	150	175	W/K



3. Trots felaktigt gissade startvärden hitta solvern rätt värden efter iteration.

Praktik

Mätningar har utförts i ett hus i Norrtälje.

(Här får du fylla i Lite Kenneth)

Ibland är ett energidata för ett hus okända. Det kan bero på att huset är nybyggt, att det stått oanvänt en längre tid, att det skall användas för ett nytt ändamål eller på att den tidigare ägaren (som kunde något om huset) gått bort.

För sådana hus vill man ofta veta hur mycket effekt huset behöver kallaste dagen, hur mycket energi det kommer att ta per år och om t ex radiatorytorna är tillräckligt stora för att man skall kunna använda en värmepump.

Normalt försöker man analysera husets uppbyggnad med väggar, fönster, tak och ventilation. Man jämför kanske också huset med liknande hus per kvadratmeter boyta och givet byggår. På radiatorsidan brukar man leta efter hur shunten är inställd. Dessa metoder är ofta tidskrävande och ger ändå inte så säkra uppgifter.

Ett annat sätt att analysera husets energidata, är att under några timmar tillföra en övereffekt genom t ex husets radiatorsystem. Det är ju ofta möjligt med elpanna, oljepanna eller fjärrvärme som ställs på t ex sin maxeffekt. Om man mäter den tillförda effekten samtidigt som man mäter medeltemperaturen i rummen, temperaturen utomhus och fram- och returtemperaturen från radiatorsystemet kan man få fram följande data.

- Husets UA-värde som anger hur stor maxeffekten blir och indikerar energiförbrukningen.
- Husets tidskonstant som också påverkar maxeffekten
- Radiatorsystemets UA-värde som påverkar val av t ex värmepump

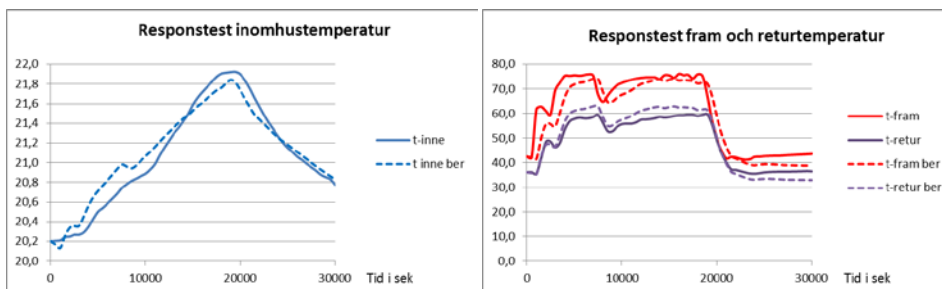
Ett litet experiment

I ett hus i Norrtälje har ett enkelt experiment utförts för att avgöra metodens allmänna användbarhet. Huset är ett tegelhus på 134 m² från 70-talet. Vid tiden 0 ökades effekten in till huset så att den blev väsentligt högre än de cirka 5 kW som behövdes för att hålla temperaturen konstant inne. Effekter och temperaturer som alla varierade mättes fortlöpande i cirka 8 timmar.

Sedan anpassades UA-värdet på huset, husets värmekapacitet, radiatorernas UA-värde och värmekapacitet så att de uppmätta värdena kunde simuleras så bra som möjligt med Excel.

Mätta och simulerade värden framgår av figur XXX1a för huset och figur XXX1b för radiatorsystemet.

Comment [EB66]: Jag kan tänka mig att användningsområdet är större än så. Det kanske finns dom som inte vet vad dom har för framledningstemperatur den kallaste dagen? Trots att dom bott i huset länge, och nu funderar på vp.



4. Mätta och simulerade responstestkurvor för en byggnad a. Inomhus b. Radiatorsystemet.

Resultat

Tab XXX1 Följande data gjorde att kurvor för effekt och temperaturer anpassades bäst:

$U \cdot A_{\text{hus}} =$	342	W/K	$P_{\text{max DUT}} =$	13,7	kW
$m \cdot C_p_{\text{hus}} =$	4,72E+07	J/K	$\tau =$	38,3	h
$U \cdot A_{\text{rad}} =$	274	W/K	$\Delta t_{\text{rad vid DUT}} =$	21,9	K
$m \cdot C_p_{\text{rad}} =$	6,08E+05	J/K	$T_{\text{fram DUT}} =$	81,7	°C
$\dot{m} \cdot C_p_{\text{rad}} =$	0,18	kg/s	$T_{\text{ret DUT}} =$	59,8	°C
Vattenm.	145	l	$v_{\text{mrad DUT}} =$	50,0	K

Några kommentarer:

Husets tidskonstant τ antyder att det är fråga om ett tyngre hus.

Om varaktigheten för husets energibehov sätts till 2750 h blir energiförbrukningen per år 37635 kWh

DUT har antagits till cirka -20 °C , medeltemperaturen på orten har antagits till 5 °C vilket gav varaktigheten, effektbehovet och energiförbrukningen.

Huset var bebott under försöket så en del varmvattenförbrukning och elanvändning utanför kontroll försiggick. Med ett obebott hus och striktare reglering av effekttillförseln borde siffror med bättre noggrannhet kunna uppnås.

9. Checklista vid köp av bergvärmepump

Kompletteras av Erik Björk