



Resurseffektiva kyl- och värmepumpssystem

Bergvärme kombinerat med uteluftkonvektor

Johan Stare, Joachim Claesson

Juni 2014

KTH Energiteknik

Förord

Detta är ett utredningsarbete kring eventuella fördelar med att komplettera befintliga bergvärmepumpsanläggningar för småhus med en uteluftkonvektor, utförd vid Institutionen för Energiteknik, KTH. Arbetet är finansierats av Energimyndigheten via kollektivforskningsprogrammet "effsys+" tillsammans för företrädare för branschen. Dessa företrädare och medfinansiärer är Danfoss Värmepumpar, NIBE, ETM Kylteknik AB, NOWAB, SVEP samt KYS. Deras bidrag genom kunskap och finansiering är ovärderlig och tillkännages tacksamt.

Vidare vill författarna tacka Professor Michel Bernier och Massimo Cimmino, B.Sc., för tillhandahållande av MATLAB-baserat program för generering av g-funktion för borrhål och borrhålsfält.

Joachim Claesson, projektledare

Stockholm, 2014-06-30

KTH - Energiteknik

Sammanfattning

I detta arbete har problematiken kring befintliga bergvärmeanläggningar som varit i drift i många år och är dags att byta ut undersökts. Fokus har varit på en specifik frågeställning, kan det finnas någon nytta med att komplettera befintlig värmekälla (bergkollektorn) med en uteluftkonvektor. Anledningen är de faktum att

1. Nya värmepumpar är effektivare än gamla.
2. Ny ”praxis” vid dimensionering gör att värmepumpar väljs relativt större än tidigare.
3. I en del områden är det väldigt tätt mellan hålen, vilket gör att dessa kan påverka varandra.

En effektivare värmepump använder, vid samma värmeavgivning till huset, mindre elektrisk energi, vilket betyder att större mängd energi tas upp ur hålet. Detta leder till försämrade förutsättningar för effektiv värmepumpsdrift och prestandan för värmepumpen kan bli betydligt sämre än förväntat.

I detta arbete har ett stort antal variationer på en nyinstallerad värmepump undersökts för ett (av många möjliga) typiskt hus. Dels har det studerats hur en gammal byts mot ny, ny med kompletterande konvektor och ny med konvektor som även återladdar borrhålet. Även ny värmepump med avbrottskriterier vid för kall brine samt borrhålsfält har studerats. Dessutom ny värmepump dimensionerad enligt ”äldre” praxis, dvs 50 % effekttäckning vid DVUT istället för 70 %.

Simuleringarna visar visserligen att konvektor i sig självt, och vid återladdning ger värmepumpen bättre driftförutsättning, men inte tillräckligt för att kompensera för de driveffekter som behövs för pump och fläkt som tillkommer vid dessa systemlösningar. För borrhålsfält blir driftpunkten vid riktigt låga temperaturer, och i dessa fall kan värmepumpen via styrsystemet stänga av kompressorn. I dessa fall visar sig konvektorn med återladdning signifikant öka årsvärmefaktorn i förhållande till att inte installera den.

Vidare visar simuleringarna att dimensionera den nya värmepumpen efter gammal praxis (50 % effekttäckning) tillsammans med luftkonvektor och återladdning ger, trots ökat kyleffekt i värmepumpen, en driftpunkt som är jämförbar med den gamla. Det innebär att finns det från början inga driftstörningar i form av avstängd värmepump har konvektorn med återladdning den inverkan att problem inte kan förväntas med den nya effektivare värmepumpen, trots det större momentana effektuttag en ny har.

För alla andra fall kommer det nya systemet att betyda kallare energibrunn med risk för framtida driftsproblem.

Summary

The present investigation has studied what happens when an old existing heat pump is replaced with a new, larger more efficient heat pump. The focus was on a particular concept involving a complementary heat source for the heat pump based heating system. The complementary heat source studied was an outdoor air convector. The motivation of the study were the following observations:

1. New heat pumps are more efficient than old heat pumps.
2. New design-praxis favor relatively larger heat pumps installed.
3. In suburbs with many installed geothermal heat pump systems, the energy wells may influence each other.

A more efficient heat pump utilizes less electrical energy and more geothermal energy for the same heat output. This implies that a new heat pump will work at significantly lower conditions, decreasing the efficiency and the resulting seasonal performance factor (SPF) of the system may be considerable lower than expected.

In the present investigation a large variations of systems have been simulated in a (out of many possible) typical Swedish single family house. An old heat pump have been replaced with an new heat pump, a new heat pump with a complementary air convector, an new heat pump with a complementary air convector also recharging the geothermal well. In addition, a new heat pump with cut-off criteria implemented, turning the heat pump off when brine temperatures becomes too cold. Finally, a new heat pump is installed according to older design praxis (i.e. 50 % heat coverage at DOT instead of 70 %).

The simulations show that the complementary air convector does increase the operating conditions of the heat pumps, but not enough to compensate for the additional driving power required for pumps and fan in the suggested solution. For heat pumps installed in an area with many other heat pumps installed, the temperatures of the brine in the heat pump is really low, which for some new heat pumps may cause the compressor to turn off in order to protect the system. Under these circumstances the complementary air convector with recharge significantly does increase the annual system performance compared to only install a new heat pump.

Further, the simulations indicate that if the new heat pump is sized according to old praxis, installed with a recharging air convector “reset” the operating conditions to what the old one had, in spite of the increase cooling capacity of the heat pump. This implies that if no operation disturbances from over-freezing the geothermal well were experienced with the old heat pump, no problem should be anticipated with the new installed system.

For all the cases investigated, the new installed system will operate at colder borehole temperatures with the risk of potential operating disturbances in the future.

Innehåll

Förord.....	i	
Sammanfattning.....	ii	
Summary.....	iii	
Innehåll.....	iv	
1	Bakgrund.....	1
2	Projektdeltagare.....	4
3	Mål.....	5
4	Modell.....	6
4.1	Klimatdata.....	6
4.2	Huset.....	6
4.3	Radiatortemperaturer.....	7
4.4	Tappvarmvattenanvändning.....	8
4.5	Värmepumparna.....	9
4.6	Uteluftkonvektorn.....	10
4.7	Frånluftskonvektorn.....	10
4.8	Borrhålet.....	11
4.9	Tidsstegens uppdelning.....	12
4.10	SPF.....	13
4.11	Testfall.....	14
4.11.1	Ensamt borrhål 70 m djupt.....	14
4.11.2	Ensamt borrhål 100 m djupt.....	16
4.11.3	15x15 borrhål, vardera 100 m djupa.....	16
5	Resultat.....	18

5.1	70 meters enskilt hål	18
5.1.1	Den gamla värmepumpen i 15 år, 70 m borrhål	18
5.1.2	Byte till ny värmepump, 70 meters borrhål	19
5.1.3	Anslutning av uteluftkonvektor, enkel styrning, 70 meter	21
5.1.4	Anslutning av uteluftkonvektor, alternativ styrning, 70 m.....	23
5.1.5	Återladdning, 70 meter enskilt hål	25
5.2	100 meters enskilt hål	27
5.2.1	Äldre värmepumpsdrift i 15 år, 100 m borrhål.....	28
5.2.2	Byte till ny värmepump, 100 m borrhål	29
5.2.3	Inkoppling av uteluftkonvektor, 100 m borrhål.....	30
5.2.4	Återladdning, 100 meter borrhål	31
5.2.5	Frånluftskonvektor kombinerat med 100 meters djupt hål.....	32
5.2.6	Ny mindre VP med 50% effekttäckning vid DVUT	33
5.2.7	Ny VP med samma kyleffekt som den gamla, ingen luftkonvektor.....	36
5.3	15x15 borrhålsfält 100 metershål med 20 m avstånd	36
5.3.1	Gammal värmepump	36
5.3.2	Ny värmepump utan konvektor och utan lägsta tillåtna brinetemperatur	38
5.3.3	Ny värmepump med konvektor utan återladdning och utan lägsta tillåtna brinetemperatur.....	39
5.3.4	Ny värmepump med konvektor och återladdning men utan lägsta tillåtna brinetemperatur.....	40
5.3.5	Utan konvektor med lägsta tillåtna brine ut ur VP=-8 °C	41
5.3.6	Med konvektor, lägsta tillåtna brine ut ur VP = -8 °C.....	41
5.3.7	Med konvektor, lägsta tillåtna brine ut ur VP=-8 °C och återladdning.....	43
5.3.8	Med frånluftskonvektor, lägsta tillåtna brine ut ur VP=-8 °C och återladdning	45

5.4	Diskussion	46
6	Måluppfyllelse	48
7	Lärdomar	49
8	Förslag på fortsatt arbete	50
	Nomeklatur	51
	Referenser	52
	Projektets vetenskapliga publikationer	53
	Projektets populärvetenskapliga publikationer och presentationer.....	54

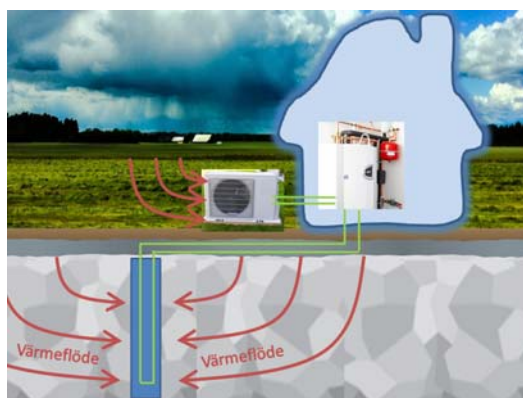
1 Bakgrund

En bergvärmepump är en energieffektiv teknik för uppvärmning av byggnader. En ny väldimensionerad bergvärmepump med tillhörande energibrunn bör nå en årsverkningsgrad på över 300 % (dvs. COP_1 större än 3), relaterat till köpt drivenergi. Nyckeln till energieffektiva värmepumpsystem är att hålla det s.k. temperaturlyftet (skillnaden mellan kall och varm temperatur i värmepumpen) så litet som möjligt. Temperaturlyftet beror på flera saker, men det viktigaste är att använda sig av ”stabila” källor (t.ex. Energibrunnen) och sänkor (t.ex. golvvärmesystem). Denna kombination, energibrunn och golvvärmesystem, har den största energieffektiva potentialen för värmepumpande tekniker.

Många bergvärmepumpar har varit i drift åtskilliga år och det börjar bli dags att ersätta dessa. Ofta ersätts dessa äldre med en ny värmepump, med liknande eller större värmeavgivning. Energibrunnen har dock fortfarande många år kvar på sin tekniska livslängd och används ofta därför utan vidare åtgärder.

Trots att energibrunnen är den enskilt mest effektiva värmekällan till en värmepump, kan det finnas kombinationer som kan vara ännu mer effektiva. T.ex. så är under vår, höst och sommar luftens temperatur ute betydligt varmare än den temperatur marken eller berget har. Det kan innebära att under dessa timmar kan det vara mer energieffektivt att låta uteluften vara den huvudsakliga värmekällan till värmepumpen. Problemet med uteluft är dock att under vintermånaderna är temperaturen betydligt lägre än bergets eller markens temperatur. Det är alltså under dessa månader mer energieffektivt att låta berget vara den primära värmekällan till värmepumpen.

Det inses alltså att en kombination av bergkollektor och uteluftkonvektor kan ha potential att mer effektivt leverera uppvärmning av byggnader, än någon av dessa källor separat. Detta gäller således både för nya och befintliga system. En schematisk bild av kombisystemet visas i Figur 1.



Figur 1: Schematisk utformning av bergvärmekollektor uteluftkonvektor.

För en nyprojektering av en värmepumpsanläggning kan det möjligtvis vara så att genom noggrann optimering av relationerna av användandet av bergkollektorn och uteluftkonvektorn kan driftkostnaden för systemet minskas, med bibehållen effektivitet.

Men mest intressant är detta för befintliga bergvärmepumpar där värmepumpsenheter skall bytas ut. Det är mest intressant baserat på i huvudsak fem observationer:

1. Energibrunnen har avsevärd teknisk livslängd kvar.
2. Nya värmepumpar dimensioneras numer för större effekt- (och energi-)täckning.
3. Tidigare energibrunnar dimensionerades för större effektuttag än dagens brunnar.
4. Nya värmepumpar är effektivare än äldre.
5. I områden med omfattande användande av bergvärme kan energibrunnarna påverka varandra genom ensidigt uttag av värme med otillräcklig naturlig återladdning.

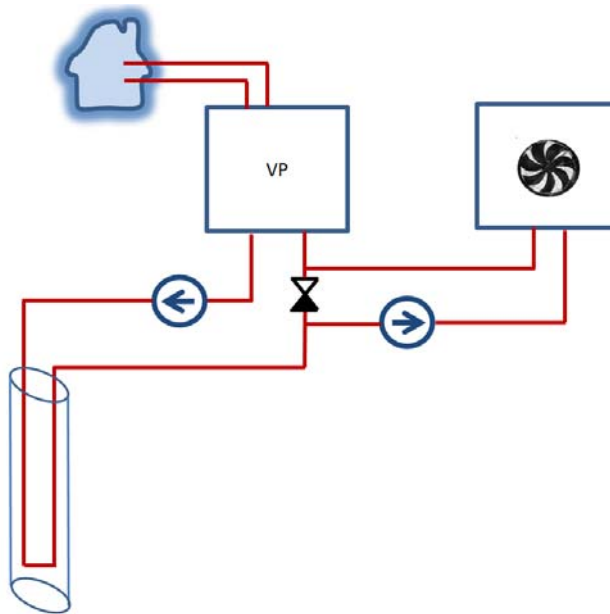
Då energibrunnen har lång livslängd, jämfört med värmepumpen, innebär detta att en ny brunn inte är en investering som byggnadsägaren är intresserad av/behöver göra. Men då en nydimensionering av värmepumpen till byggnadens energi- och effektbehov görs, tenderar nya värmepumpar att vara relativt större, dvs. med en lägre balanstemperatur. Detta kan innebära att värmepumpen har större värmekapacitet och kan till större andel själv förse byggnaden med värme och minska användningen av tillsatsvärme. Eftersom värmepumpen är större leder det till ett ökat energiuttag ur energibrunnen. Energibrunnen kommer tidigare på säsongen att få besvärande låga temperaturer, som kanske tidigare inte varit ett problem för den aktuella byggnaden och den äldre värmepumpen. En värmepump med större kyleffekt tillsammans med att ”gamla” energibrunnar typiskt var kortare per effektuttag än vad som är fallet idag leder också till att temperaturlyftet i värmepumpen blir större för den nya pumpen i förhållande till den gamla, vilket riskerar leda till lägre energieffektivitet än vad som eventuellt förutsas vid projektering av den nya värmepumpen. Ett tillkommande faktum att nya värmepumpar är mer energieffektiva (dvs. använder mindre mängd drivenergi för en given mängd avgiven värmeenergi) innebär då uppenbarligen att nya värmepumpar tar ut ännu mer energi ur energibrunnen än äldre mindre effektiva värmepumpar, för en given avgiven energimängd till byggnaden.

Observationerna ovan leder till att det kan finnas behov av att stötta befintliga energibrunnar genom en kompletterande värmekälla, där uteluft kan vara en lämplig kandidat. Genom att uteluftdelen bidrar med energi och effekt till värmepumpen kan de ovan beskrivna negativa trender motverkas som annars kunde infinna sig. T.ex. genom att återladda energibrunnen med sommarvärmen, att inte använda energibrunnen för att värma huset då utetemperaturen är gynnsam, leder troligen till att energibrunnen kan ”räcka” längre in på säsongen än vad annars skulle vara möjligt.

Att undvika att använda tillsatsvärme är oerhört viktigt för ett energieffektivt uppvärmningssystem baserat på en värmepump.

Projektet avser att undersöka prestanda för en kombinationslösning med en uteluftdel. Uteluftdelen kopplas in på borrhålskretsen (se Figur 2 för möjlig inkoppling), varvid åtminstone fyra driftsfall identifierats:

1. Då utetemperaturen är högre än returtemperaturen från berget, och uteluftdelen ”boostar” borrhålskretsen.
2. Då utetemperaturen är tillräckligt hög för enbart drift av uteluftdelen.
3. Då utetemperaturen är låg, endast borrhålet används.
4. Då utetemperaturen är hög och borrhålet kan återladdas med energi.



Figur 2: Möjlig inkopplingsprincip, för att åstadkomma de olika driftsfallen.

I Figur 2 antas det att när kompressorn står still sker ingen värmetransport till/från vätskan i värmepumpens förångare, utan enbart till berget. Det går alltså inte att ladda berget med konvektorn samtidigt som kompressorn går. För detta skulle två kollektorslingor behövas. En pump tillsammans med en backventil har valts istället för styrda ventiler vilket kan motiveras av en mer robust teknislösning, eftersom just växelventiler verkar vara en av de mest vanliga felorsakerna på värmepumpar (se projekt EP16, EFFSYS).

Genom att t.ex. kapacitetsreglera pumpen så att tryckfallet innan påsticket av kollektorn och efter återkommande påstick från kollektorn är strax över 0 Pa kan flödet fås att, vid behov, helt passera konvektorn. Då konvektorn ej används kan ett visst flöde möjligen ändå erhållas genom konvektorn, storleken på flödet beror på tryckfallet över backventilen i relation till tryckfallet över konvektorslingan. I en praktisk tillämpning kommer troligen konvektorslingans tryckfall att vida överstiga backventilens.

Projektet avser vidare att uppskatta vilka vinster som kan göras med dylikt system, jämfört med att inte ha kombinationslösning eller att borra ytterligare i befintlig energibrunn. Ett biprojekt – finansierat av KYS, avser också att på en eller flera installationer utvärdera praktiskt hur effektiv lösningen kan bli.

Målet med projektet är att validera att den tänkta systemlösningen är mer energieffektiv och kostnadseffektiv än andra alternativ, vid ominstallation av en bergvärmepump i en befintlig energibrunn som varit i drift i minst 15 år. För varje grad som det kan påvisas att det föreslagna systemet kan ge en högre temperatur på inkommande värmebärare till förångaren i värmepumpen leder det till en höjning av värmepumpens effektivitet med ca 3 %. Speciellt är projektets mål att kvantifiera besparingen som systemet innebär genom att energibrunnen kan användas längre in på värmesäsongen, och därmed undvika flertalet timmar med tillsatsvärme i form av direktverkande el.

2 Projektdeltagare

I projektet har förutom KTH – Energiteknik flertalet industrirepresentanter deltagit. Dessa är Energimyndigheten, Danfoss Värmepumpar, NIBE, ETM Kylteknik samt NOWAB. Utöver dessa har även KYS bidragit med finansiering av parallellt projekt.

3 Mål

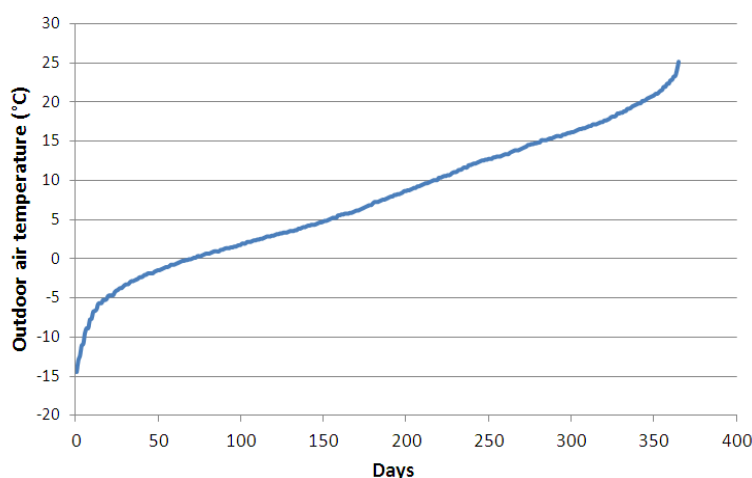
Målet med projektet är att validera att den tänkta systemlösningen är mer energieffektiv och kostnadseffektiv än andra alternativ, vid ominstallation av en bergvärmepump i en befintlig energibrunn som varit i drift i minst 15 år. För varje grad som det kan påvisas att det föreslagna systemet kan ge en högre temperatur på inkommande värmebärare till förångaren i värmepumpen leder det till en höjning av värmepumpens effektivitet med ca 3 %. Speciellt är projektets mål att kvantifiera besparingen som systemet innebär genom att energibrunnen kan användas längre in på värmesäsongen, och därmed undvika flertalet timmar med tillsatsvärme i form av direktverkande el.

4 Modell

I föreliggande arbete har ett hus använts för simulering av behovet som värmepumpsystemet vid varje givet tidsintervall skall tillgodoseas.

4.1 Klimatdata

Klimatdata med lufttemperatur och solinstrålning i fyra väderstreck för Stockholm har skapats med hjälp av Meteonorm (Metoetest). Varaktigheten från det syntetiska året som genereras av Meteonorm kan ses i Figur 3.



Figur 3: Utetemperaturens varaktighet för Stockholm enligt Meteonorm (Metoetest).

4.2 Huset

En husmodell har skapats i form av en enplansvilla med 160 m² golvyta. Huset har rektangulär form med måtten 10 m x 16 m, takhöjd 2.6 m. Ena långsidan mot söder. 15 % av väggarean är fönster, den andel av solinstrålningen som passerar fönstren och därmed absorberas inuti huset har satts till SHGC = 0.9¹. U-värden för väggar $U_{vägg} = 0.35 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, fönster $U_{fönster} = 2.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, golv $U_{golv} = 0.30 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, och tak $U_{vägg} = 0.25 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ har antagits. Ventilationsflödet har satts till $\dot{V} = 0.35 \text{ l}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$. Vidare användes konstant luftdensitet och specifik värmekapacitet ($\rho_{luft} = 1 \text{ kg}/\text{m}^3$, $c_{p,luft} = 1006 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$). Innetemperaturen som tillhandahålls av radiatorsystemet har satts till $T_{design} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$. Ytterligare uppvärmning förväntas tillhandahållas av husets invånare samt elektrisk

¹ Detta värde är för högt för fönster som kan tänkas användas i dessa byggnader, borde åtminstone vara mindre än 0.8. Användandet av det höga värdet insågs för sent för att ändra i simuleringarna. Detta kan påverka och omfördela byggnadens värmebehov, då mindre "gratisenergi" kommer in i byggnaden när solen står lågt under hösten och våren.

utrustning som används i hushållet. Husets årliga värmebehov från radiatorsystemet är 17.7 MWh då solinstrålning genom fönstren tas i beaktning. Detta värde är typiskt för en äldre villa i den storleken, se exempelvis Harrysson (2014).

Den termiska massan av huset, radiatorsystemet, köldbäraren och grundvattnet i borrhålet simuleras inte. Detta innebär att värmeövergången vid jämvikt modelleras för dessa delar.

4.3 Radiatortemperaturer

För att kunna beräkna ett värmepumpsbaserat värmesystems effektivitet måste såväl inkommande (kalla) vätsketemperatur från berget (eller från uteluftkonvektorn) som inkommande (och utgående) (varma) temperatur till husets radiator(golvvärme)-system vara kända eller beräkningsbara. Bestämning av inkommande kalla temperaturen beskrivs i avsnitt 4.6 och avsnitt 4.8.

Metoden för bestämning av varma sidans vätsketemperaturer, den s.k. radiatorkurvan, är baserad på PRESTIGE (Forsén, 2004). Radiatorkurvan för ett befintligt system uppskattas genom att initialt bestämma konstanterna K_1 , K_2 , som beräknas vid dimensionerande utevintertemperatur (DVUT), enligt:

$$K_1 = \frac{\left(\frac{T_{fram,DUT} - T_{retur,DUT}}{\ln\left(\frac{T_{fram,DUT} - T_{inne}}{T_{retur,DUT} - T_{inne}}\right)} \right)}{T_{fram,DUT} - T_{retur,DUT}} \quad (1)$$

$$K_2 = \frac{T_{inne} - T_{ute,DUT}}{T_{fram,DUT} - T_{retur,DUT}} \quad (2)$$

Utöver dessa konstanter använder PRESTIGE två hjälpvariabler enligt

$$\zeta = K_2 e^{\frac{\ln\left(\frac{K_1(T_{inne} - T_{ute})}{K_2}\right)}{1+n_R}} \quad (3)$$

och

$$\beta = e^{\frac{T_{inne} - T_{ute}}{\zeta}} \quad (4)$$

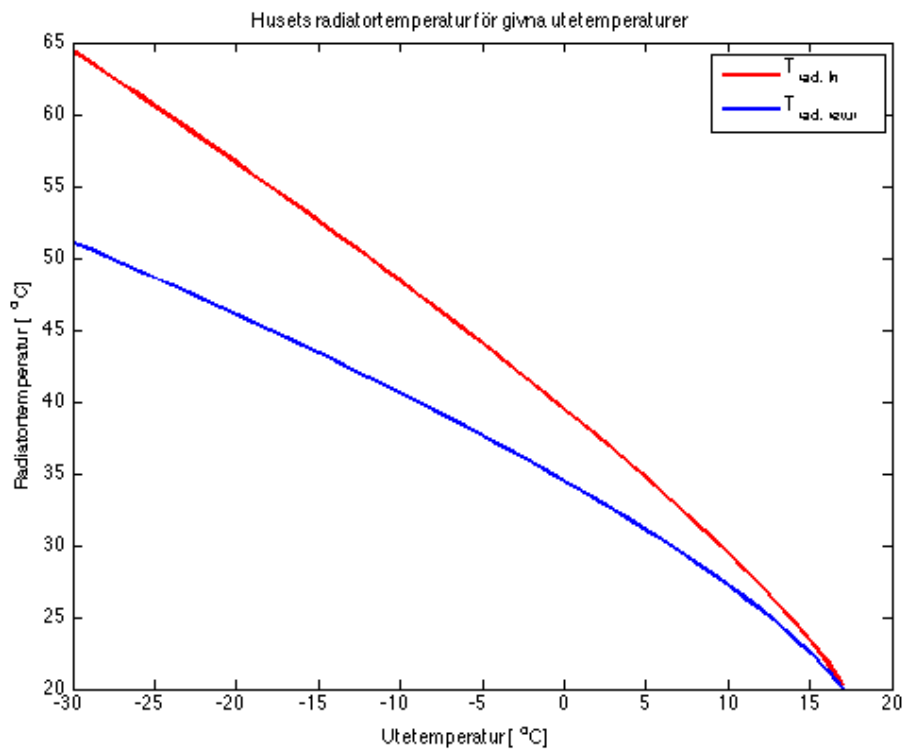
Från dessa konstanter och hjälpvariabler beräknas framlednings- och returledningstemperaturen för värmeemissionssystemet enligt

$$T_{fram} = \frac{\beta(T_{inne} - t_{ute}) + K_2 T_{inne}(\beta - 1)}{K_2(\beta - 1)} \quad (5)$$

och

$$T_{retur} = \frac{(T_{inne} - T_{ute}) + K_2 T_{inne} (\beta - 1)}{K_2 (\beta - 1)} \quad (6)$$

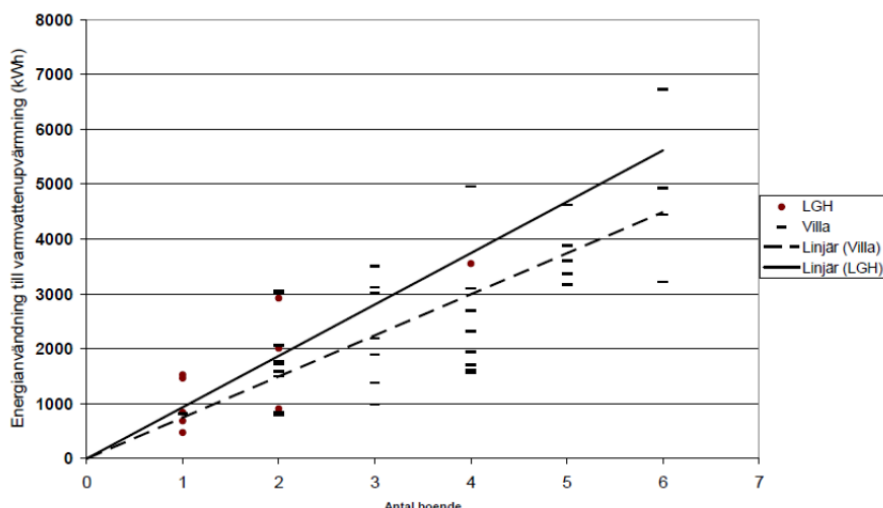
Det finns även beskrivet i standarden (CEN SS-EN 15316-2-3, 2007) hur radiatorkurvan kan beräknas. Genom att använda proceduren enligt PRESTIGE (dvs. ekvationer (1) till (6)) fås något för höga temperaturer, vilket i alla fall inte leder till någon överskattning av värmepumpssystemets prestanda. Figur 4 visar använd radiatorkurva som används vid simuleringarna i detta projekt. Det är alltså ett något äldre system med framledningstemperatur på 55 °C och returlledningstemperatur på 45 °C vid DVUT som använts i aktuell undersökning.



Figur 4: Radiatorkurva för huset, värmepumpen tillhandahåller radiatortemperatur in i radiatorsystemet

4.4 Tappvarmvattenanvändning

Tappvarmvatten produceras av värmepumpen vid två tillfällen per dygn, morgon och eftermiddag. Energimyndigheten (ER 2009:26) har relativt nyligen kartlagt typisk varmvattenanvändning för svenska hushåll, se Figur 5. För ett typiskt hushåll på 3.5 personer förbrukas 42 liter varmvatten/(person dygn). Temperaturen av det producerade varmvattnet antas vara 57 °C. Av den totala energi som behövs för att producera varmvatten under varje dygn antas 70 % behövas under morgonen. Detta eftersom duschandet normalt sker då.



Figur 5: Varmvattenanvändning per hushåll.

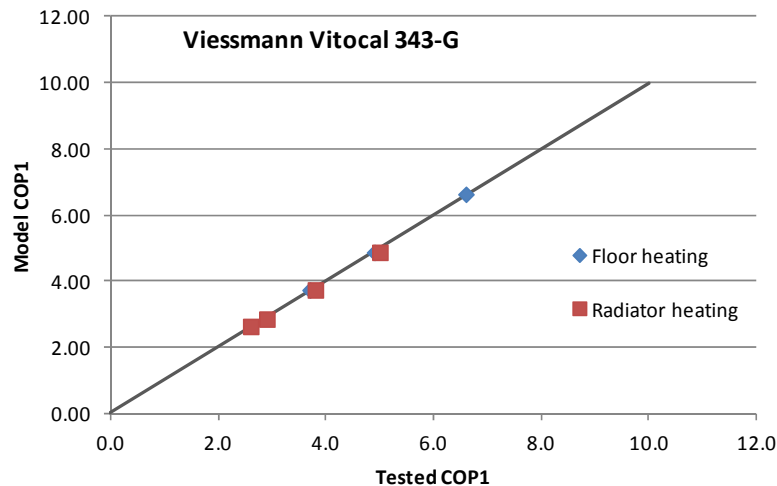
4.5 Värmepumparna

De två värmepumpar som används under simuleringen modelleras med hjälp av volymetrisk köldalstring samt volymetrisk isentropiskt kompressorarbete vid givna kondenserings och förångningstemperaturer, se Granryd m.fl. (2011). Köldmedierna som används är R22 för den äldre värmepumpen och R410A till den nya värmepumpen. Den nya värmepumpen är baserad på prestanda för Viessmann's värmepump Vitocal 343-G. Konstant temperaturskillnad mellan kondensationstemperatur och radiatortemperatur samt mellan förångningstemperatur och brinetemperatur har ansatts. Den äldre värmepumpens kompressors volymflöde vid kompressorns inlopp bestäms initialt genom att anta att värmepumpen skall kunna täcka 50 % av husets effektbehov vid DVUT. För den nya värmepumpen är motsvarande siffra 70 %. Isentropisk verkningsgrad för respektive kompressor har satts till 60 % (gammal) och 79 % (ny). Jämförelse mellan predikterad prestanda i modellen och testdata från katalogblad för Vitocal ges i Figur 6. Värmepumparna prestanda vid 0 °C/35 °C kan ses i Tabell 1.

Tabell 1: Värmepumparnas prestanda vid 0 °C/35 °C²

	Värmeeffekt, \dot{Q}_1	Kompressoreffekt, \dot{E}_k
Gammal R22-VP (50 % @ DVUT))	3.8 kW	1.2 kW
Ny R410A-VP (70 % @ DVUT)	6.2 kW	1.3 kW
Ny R410A-VP (50 % @DVUT)	4.4 kW	0.9 kW
Ny R410A-VP (Samma kyleffekt som R22)	3.1 kW	0.7 kW

² Att inte de har samma effekter när "de borde ha det" beror på hur de olika köldmedierna beter sig vid olika arbetstemperaturer. DVUT är ju skilt från "testpunkten" som här anges.



Figur 6: Jämförelse mellan predikterad och katalogdata för ”ny” värmepump.

4.6 Uteluftkonvektorn

I föreliggande projekt används en konvektor för att under vissa driftsfall utnyttja den relativt högre temperaturen på uteluften jämfört med bergets till att antingen:

1. Ladda berget med energi
2. Komplettera berget som energikälla till värmepumpen
3. Användas som enda energikälla till värmepumpen.

Vilket av driftsfallen avgörs baserat på de faktiska temperaturerna för varje simuleringssteg. För konvektorn antogs ett värmegenomgångstal motsvarande $UA = 750 \text{ W/K}$. Luftflödet över konvektorn ansattes till $\dot{V} = 28.3 \text{ m}^3/\text{min}$ (Thermia Utomhusdel - 12ZP-TO) och erforderlig fläkteffekt till $P_{\text{fläkt}} = 100 \text{ W}$ då konvektorn är i drift. Vidare användes konstant luftdensitet och specifik värmekapacitet ($\rho_{\text{luft}} = 1.2 \text{ kg/m}^3$, $c_{p,\text{luft}} = 1006 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$). Brinetemperatur ut ur konvektorn, vid given brinetemperatur in i konvektorn samt lufttemperatur, beräknas medelst ϵ -NTU-metoden (Incropera m.fl., 2013).

4.7 Frånluftskonvektorn

I de fall där uteluftkonvektorn ersätts av en frånluftskonvektor, som avser att återvinna delar av ventilationsförlusterna, modelleras denna på liknande sätt som uteluftskonvektorn. Dock är då luftflödet över konvektorn samma som ventilationsflödet i huset, samt inkommande temperatur är samma som innetemperaturen ($22 \text{ }^\circ\text{C}$) i huset. Fläkten som driver ventilationsflödet anses använda 10 W . Det kan vara diskutabelt om fläktarbetet skall räknas till värmesystemet, eller om det är att betrakta tillhöra ventilationssystemet. Brinepumpens arbete antas vara samma som för uteluftskonvektorn, när den anses återladdas, dvs 60 W . Brinepumpen anses vara igång alla timmar på dygnet och brineflödet går alltid genom frånluftskonvektorn.

4.8 Borrhålet

Två olika borrhålslängder används under simuleringarna: 70 m och 100 m. Dessa anses vara representativa för den borrhålslängd som användes vid tidiga installationer för hus med energibehov av 17.7 MWh/år. Berget anses bestå av granit med termisk diffusivitet $\alpha = 0.128 \text{ m}^2/\text{dag}$ och värmeledningsförmåga $\lambda = 2.9 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. Borrhålets diameter är 100 mm. Bergets ostörda temperatur har satts till $8 \text{ }^\circ\text{C}$. Pumpen som cirkulerar den frysskyddade vätskan i berget och konvektorn (i föreliggande fall) har ansats använda 40 W vid drift enbart av berget som värmekälla och 60 W då både berget och konvektorn används som värmekälla till värmepumpen. Enligt Björk m.fl. (2013) och Madani (2012) så är en rimlig effekt på denna pump relaterat till kyleffekten i värmepumpen (dvs. vid enbart borrhåls drift, uttagen värmeeffekt ur berget) 1 % till 3 %. Effektiviteten på denna är viktig då den påverkar effektiviteten på värmepumpen vid drift (se t.ex. Björk m.fl. (2013) och Madani (2012)) och indirekt vid återladdning. Vid återladdning måste vätskepumpen gå och på så sätt minskar nyttan med återladdning, sett ur ett årsperspektiv. Mer elektricitet behöver köpas i och med att drivenergin till värmepumpssystemet ökar. Vid normal drift utan återladdning stängs pumpen av i samband med att kompressorn i värmepumpen stängs av.

Temperaturen vid borrhålsväggen beräknas med hjälp av finita linjekällmodellen (se t.ex. Yang m.fl., 2010) och eftersom energiuttaget ur berget varierar med tiden används superpositionering av hålets respons på energipulser enligt Yavuzturk & Spitler (1999). Den resulterande modellen ses i ekvation (7).

$$T_{borrhål_n} = T_{berg,ostört} + \sum_{i=1}^n \frac{(\dot{Q}_i - \dot{Q}_{i-1})}{2\pi\lambda} g\left(\frac{t_n - t_{i-1}}{t_s}, \frac{r_b}{H}\right) \quad (7)$$

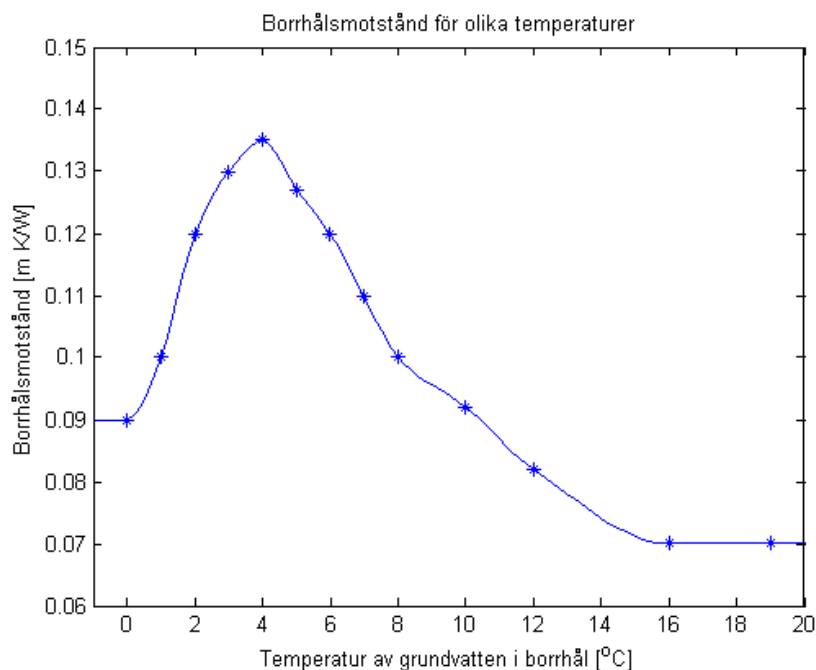
De g-faktorer som beskriver den matematiska lösningen av finita linjekällmodellen har genererats med hjälp av *Preprocessor for the generation of g-functions* av Cimmino & Bernier (2013). Metoden som används för beräkningarna baseras på en finit linjekälla i homogent medium. Genom superposition kan g-faktorer för borrhålsfält genereras. Vid generering av g-funktion för borrhålsfält används randvillkoret BC-III vilket innebär att temperaturen antas vara samma i alla borrhål. Detta randvillkor motsvarar det som användes för de ursprungliga g-funktionerna av Eskilson (1987).

Från bergväggen leds sedan värmen in till kollektorslangvätskan (brine) via det grundvattenfyllda borrhålet. Den temperaturdifferens som uppstår över vätskepelaren, från bergväggen till vätskan i kollektorslangen, modelleras enligt:

$$T_{brine_n} = T_{borrhål_{n-1}} - \dot{Q}_n \cdot R_B \quad (8)$$

\dot{Q}_n är värmepumpens kyleffekt³ för aktuellt driftsfall, per meter borrhål.

³ Värmepumpens faktiska kyleffekt, inte tidsstegets medelvärderade kyleffekt. Dessa båda överensstämmer endast om värmepumpen går kontinuerligt under hela tidssteget.



Figur 7: Borrhålsmotståndet för olika borrhålstemperaturer. (Gustafsson, 2010; Acuña, 2010)

Borrhålsmotståndet, R_B , antas varieras beroende på temperaturen av grundvattnet i borrhålet enligt Figur 7. I temperaturintervallet mellan 0 °C och 10 °C används värden från Gustafsson (2010), under 0 °C antas borrhålsresistansen vara 0.09 m·K / W och temperaturoberoende. För högre temperaturer (över 10 °C) används resultat från Acuña (2010). Ingen hänsyn har tagits till att vid brinetemperaturer strax under noll börjar grundvattenpelaren i borrhålet att partiellt frysa till is.

4.9 Tidsstegens uppdelning

Varje simulering av ett energisystem innebär en approximation, en bild av verkligheten. Detta återspeglas ovan med val av olika matematiska modeller som avser att fånga verkligheten enligt ”tillräcklig” noggrannhet. Eftersom ett värmesystem i hus avger olika värmeeffekter beroende på laster måste dessa modelleras över tid. Traditionella sättet är att använda varaktigheten för temperaturen, se Figur 3, och beräkna ortens s.k. gradtimmar. Detta fungerar inte för värmesystem vars prestanda beror på driftpunkt. En variant på detta är att använda BIN-metoden, där en viss temperaturnivå räknas samman till en ”klump” (BIN) och energianvändning för varje respektive klump summeras sedan ihop. Detta fungerar inte på system vars driftpunkt kan vara olika vid samma utetemperatur, då andra faktorer kan påverka dess driftpunkt, t.ex. solinstrålning eller totalt energiuttag ur berget. I dessa fall är det troligt att en sekventiell beräkning behöver göras, dvs. simuleringen ”stegar” i tiden. Tidssteget som används kommer att påverka utfallet, samt val av undermodeller. I detta arbete har steglängden valts till 6 timmar. Detta fångar till viss del uteklimatets variation med natt, morgon, eftermiddag och kväll. Varje tidssteg delas, i detta arbete, in i tre distinkta faser, se Tabell 2.

Tabell 2: Tidsstegets tre distinkta faser.

Produktion av tappvarmvatten	Om tappvarmvatten skall produceras under det berörda tidssteget bestäms effekten $\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + \dot{E}_k$ från värmepumpen under givna förutsättningar. Borrhålstemperatur från föregående tidssteg används. Tiden det tar för värmepumpen att producera varmvattnet bestäms av $t_1 = Q_{DHW} / \dot{Q}_1$. Medeleffektupptaget ur berget under tidssteget bestäms.
Värme tillförs radiatorsystemet	Om ett värmebehov finns aktiveras värmepumpen. Radiatorsystemets temperatur vid aktuell utetemperatur bestäms. Effekten $\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + \dot{E}_k$ från värmepumpen bestäms. Tiden $t_2 = Q_{radiator} / \dot{Q}_1$ det tar för värmepumpen att producera energin för uppvärmning bestäms. Om $t_1 + t_2 \geq t_{steg}$ läggs den överskjutande delen av uppvärmningen till elpatronen enligt $Q_{el} = \dot{Q}_1(t_1 + t_2 - t_{steg})$. Medeleffektuttaget ur borrhålet under tidssteget adderas till den tidigare medeleffekten under tidssteget.
Återladdning	Återladdning sker om återladdning är aktiverad och det finns tid kvar på tidssteget och utetemperaturen är tillräckligt mycket högre än brinetemperaturen upp ur bergvärmväxlaren vid senaste varmvattenproduktionen. Bergvärmväxlaren och konvektorn kopplas samman. Brineflödet hålls på samma nivå som då värmepumpen är aktiv. Jämvikt söks, medeleffekten till borrhålet under tidssteget adderas till den tidigare medeleffekten under tidssteget.

4.10 SPF

I detta arbete simuleras ett energisystem, och dess prestanda är intressant att studera och jämföra med alternativa systemlösningar. För att en rättvis jämförelse ska vara möjlig behöver de energiposter som påverkas av tekniklösningen beaktas. De poster som har beaktats är givetvis drivenergin till de olika komponenterna i systemet. De största förbrukarna är kompressorn i värmepumpen och tillsatsvärmaren som här anses vara elektrisk. Utöver dessa tillkommer också brinepumpens elanvändning för bergkollektorn, samt drivenergi för uteluftkonvektorn, dvs. en extra brinepump och fläkt.

Dessa drivenergier ställs mot nyttan som erhålls. Systemet avser att hålla huset varmt och tillhandahålla varmvatten. Så nyttan är alltså levererad värme till värmesystemet, dels via värmepumpen, dels via tillsatsvärmaren, samt levererad varmvattenmängd.

Konkret beräknas alltså systemets årsvärmefaktor enligt:

$$SPF = \frac{\sum \dot{Q}_1 \cdot \Delta\tau + \sum \dot{Q}_{VV} \cdot \Delta\tau + \sum \dot{Q}_{AUX} \cdot \Delta\tau}{\sum \dot{E}_k \cdot \Delta\tau + \sum \dot{E}_{fläkt} \cdot \Delta\tau + \sum \dot{E}_{pumpar} \cdot \Delta\tau + \sum \dot{Q}_{AUX} \cdot \Delta\tau} \quad (9)$$

4.11 Testfall

I detta avsnitt presenteras de olika scenarier som simulerats i projektet. Resultatet av simuleringarna redovisas senare i avsnitt 5.

4.11.1 Ensamt borrhål 70 m djupt

Detta är att betrakta som basfallet, dvs. den värmepump som efter ett antal år är dags att ersätta med en ny. Den gamla värmepumpen simuleras i 15 år med endast berget som energibrunn. Vid samtliga nedanstående testfall körs först den gamla värmepumpen i 15 år för att erhålla verklighetstroga startförhållanden, där borrhålet och dess omgivning kylts ned av ett bergvärmsystem som varit i drift under detta antal år. Efter den gamla värmepumpen simuleras en ominstallation av en nyare värmepump, där ett antal olika alternativ har undersökts:

- Ny värmepump utan konvektor med endast berget som energibrunn körs i 15 år.
- Ny värmepump med ansluten uteluftskonvektor körs i 15 år. En enkel styrmetod tillämpas där endast uteluftens temperatur avgör huruvida berget, luften eller både berg och luft används som energikälla enligt tre olika driftfall, se Tabell 3.

Tabell 3: Driftfall för värmepump, berg och uteluftkonvektor.

Temperaturer	Brineflödets väg efter värmepumpen
$T_{\text{luft}} \leq T_{\text{max endast berg}}$	VP – berg – VP
$T_{\text{max endast berg}} < T_{\text{luft}}$ och $T_{\text{luft}} < T_{\text{min endast luft}}$	VP – berg – konvektor – VP
$T_{\text{min endast luft}} \leq T_{\text{luft}}$	VP – konvektor – VP

Högsta observerade utetemperaturen är 28.5°C. Gränstemperaturen $T_{\text{max endast berg}}$ varierar mellan 0 °C och 29 °C i steg om 1°C. För varje temperatursteg på $T_{\text{max endast berg}}$ varierar $T_{\text{min endast luft}}$ så att $T_{\text{max endast berg}} \leq T_{\text{min endast luft}} \leq 29$ °C i steg om 1°C. Först användes den äldre värmepumpen i 15 år med endast berget som värmekälla därefter den nya värmepumpen med bergvärmeväxlare och konvektor anslutna i enighet med rådande gränstemperaturer. Ett medelvärde för årsvärmefaktorn (SPF) för de år med den nya värmepumpen beräknas.

- Ny värmepump med ansluten konvektor med alternativ styrning. Styrningen som används ovan resulterar i att temperaturskillnaden mellan vätskan upp ur bergvärmeväxlaren och lufttemperaturerna $T_{\text{max endast berg}}$ samt $T_{\text{min endast luft}}$ varierar under värmesäsongen. Alltså varierar det värmebidrag som fås från konvektorn. Detta kan undvikas och ge en mer balanserad användning av konvektorns potential genom att istället relatera bryttemperaturerna till

$$\Delta T_{drift} = T_{ute} - T_{brine,retur,berg} \quad (10)$$

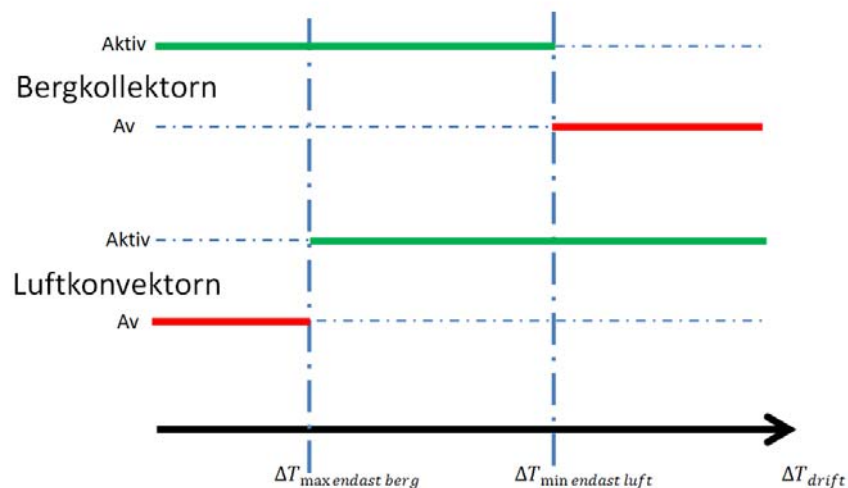
Där $T_{brine,retur,berg}$ är vätsketemperaturen upp ur bergvärmväxlaren vid senaste körning av värmepumpen i samma driftfall (värmning av tappvarmvatten eller radiatorsystem) som det aktuella driftfallet. Att evaluera vid samma driftfall görs eftersom vätsketemperaturen varierar mellan driftfallen och då verkningsgraden av värmepumpen varierar beroende på denna och rådande radiatortemperatur.

Genom att stega igenom alla möjliga kombinationer av bryttemperaturer för respektive värmekälla, kan optimal (högsta SPF) för systemet identifieras, ekv. (11) och (12). Dessa används sedan för redovisning av systemets effektivitet.

$$\Delta T_{max\ endast\ berg} = (T_{ute} - T_{brine,retur,berg})|_{SPF_{max}} \quad (11)$$

$$\Delta T_{min\ endast\ luft} = (T_{ute} - T_{brine,retur,berg})|_{SPF_{max}} \quad (12)$$

där $T_{brine,retur,berg}$ är ett sparat värde enligt ovan. Vätskeflödets väg avgörs i Tabell 4, vilket även illustreras i Figur 8.



Figur 8: Driftfall för luftkonvektor och bergkollektor.

För att finna vilka värden på $\Delta T_{max\ endast\ berg}$ och $\Delta T_{min\ endast\ luft}$ som ger högst årsvärmefaktor görs ett antal simuleringar där den gamla värmepumpen används kopplad till endast berget i 15 år och sedan den nya värmepumpen med möjlighet att kopplas till både berg och konvektor i 15 år. Bryttemperaturer varierar enligt $0^{\circ}\text{C} \leq \Delta T_{max\ endast\ berg} \leq 20^{\circ}\text{C}$ samt $10^{\circ}\text{C} \leq \Delta T_{min\ endast\ luft} \leq 35^{\circ}\text{C}$ sådant att $\Delta T_{max\ endast\ berg} \leq \Delta T_{min\ endast\ luft}$ i steg om 1°C .

Tabell 4: Vätskeflödets väg beroende på temperaturer i systemet.

Temperatur	Vätskeflödets väg efter värmepumpen
$\Delta T_{drift} \leq \Delta T_{max\ endast\ berg}$	VP – berg – VP
$\Delta T_{max\ endast\ berg} < \Delta T_{drift}$ och $\Delta T_{drift} < \Delta T_{min\ endast\ luft}$	VP – berg – konvektor – VP
$\Delta T_{min\ endast\ luft} \leq \Delta T_{drift}$	VP – konvektor – VP

4.11.2 Ensamt borrhål 100 m djupt

Testfall motsvarande de för 70 m borrhålsdjup används, undantaget konvektoranslutning med enkel styrmetod. Utöver dessa fall har även återladdning med en frånluftskonvektor istället för uteluftkonvektor simulerats. Dessutom har ny effektivt värmepump med samma kapacitet som den gamla studerats.

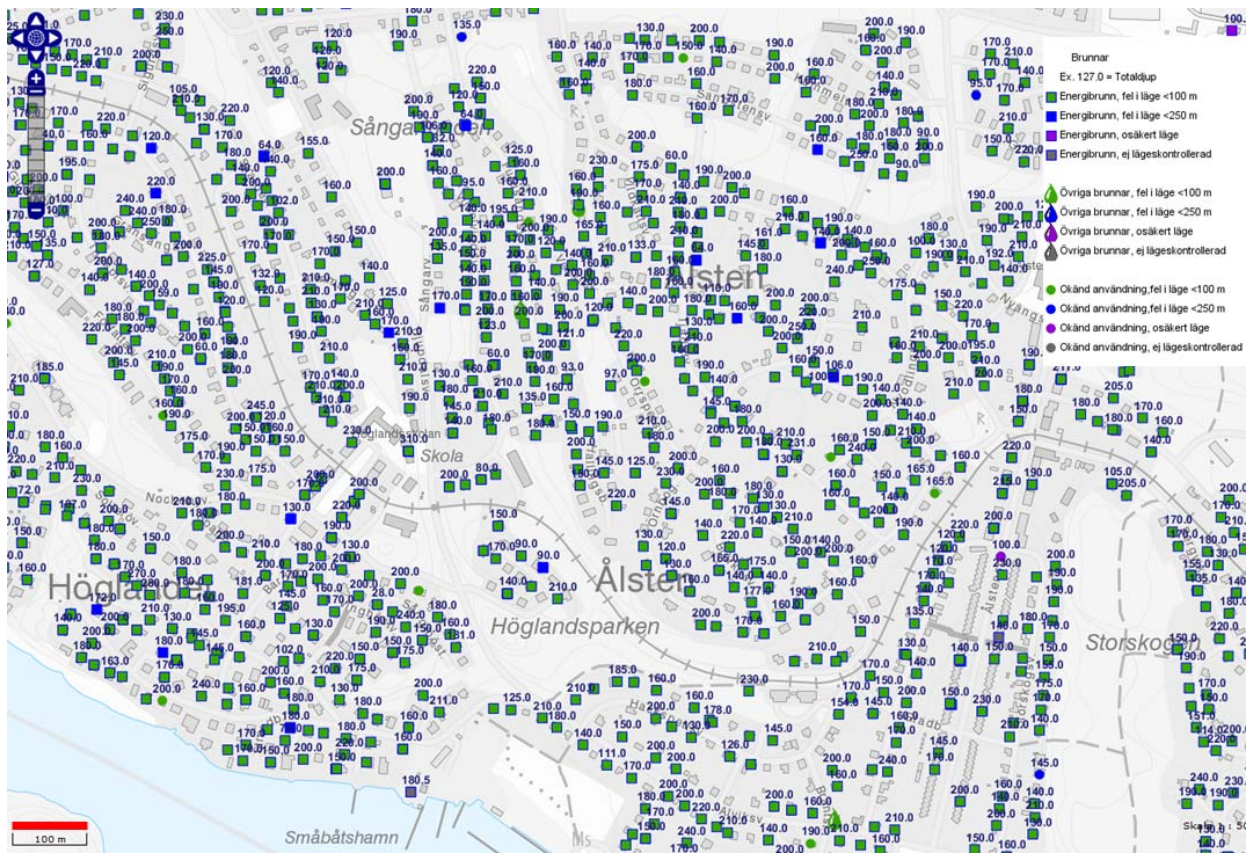
4.11.3 15x15 borrhål, vardera 100 m djupa

I vissa villaområden, exempelvis i Bromma, har det varit populärt att installera bergvärme, se Figur 9. Dessa områden karaktäriseras ofta av många, relativt små tomter i anslutning till varandra. Till viss del kan detta liknas vid ett borrhålslager, men utan att någon återladdning sker. Det är alltså ett kontinuerligt spatialt energiuttag där den naturliga återladdningen av det individuella borrhålet i "lagret" endast fås från ytan. I ett enskilt hål, utan omgivande grannhål, kan den naturliga återladdningen ske dels från ytan, dels i radiell led⁴. Regler för hur borrhålen får placeras varierar mellan olika kommuner men ofta är det minsta tillåtna avståndet mellan borrhålen 20 m (Björk m.fl., 2013). Testfall motsvarande de för 100 m borrhålsdjup används med tillägg enligt nedan.

- Den gamla värmepumpen används i 30 år istället för 15 år eftersom ett stabilt cykliskt temperaturbeteende ej observeras tidigare och de fiktiva borrhål som undersöks i detta arbete främst borrades under 1980-talet.
- Utöver de tidigare nämnda testfallen undersöks också inverkan av en styrning av värmepumpen som syftar till att undvika låga vätsketemperaturer. Under simuleringen innebär det att om vätsketemperaturen ut ur värmepumpen under ett givet driftfall underskrider $T_{brine, min} = -8^{\circ}\text{C}$ tillhandahålls istället erforderad energimängd under

⁴ Detta är inte en helt korrekt beskrivning, det mesta av den naturliga återladdningen sker från ytan. Hål utan grannhål har bara större yta att tillgå för återladdningen och solenergin som tillförs markytan långt bort från hålet "transporteras" i stort sett radiellt i marken via värmeledning.

berört tidssteg och driftfall av elpatronen. Då inget effektuttag ur borrhålet sker får det tid att återhämtas.



Figur 9: Energibrunnar i stadsdelen Bromma, Stockholm, enligt Brunnsarkivet, SGU.

5 Resultat

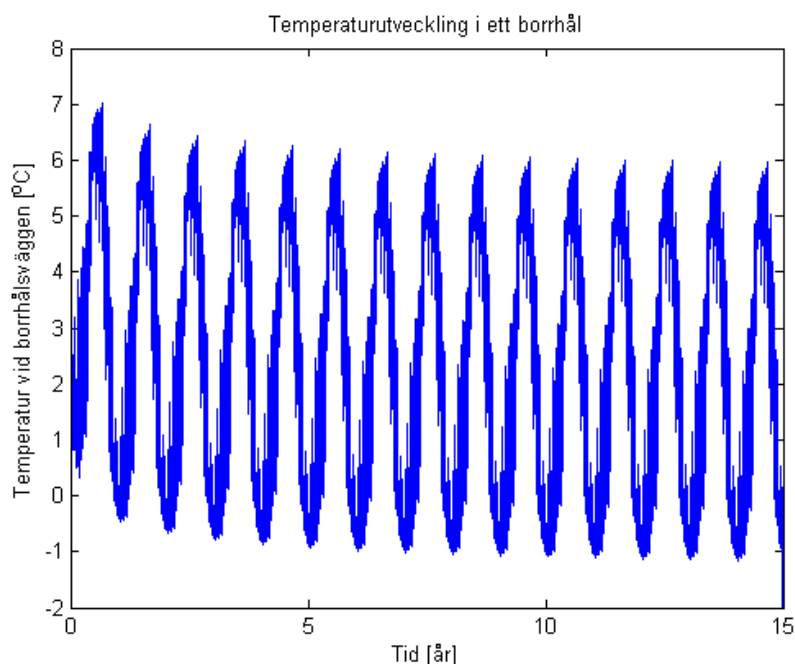
I detta avsnitt redovisas resultaten från simuleringar av värmepumpssystemet. Vid alla simuleringar körs först den gamla värmepumpen direkt mot borrhålet under 15 år då inget annat anges. Därefter ansluts den nya värmepumpen. Tre olika borrhålskonfigurationer har simulerats, ett hål på 70 meter, ett hål på 100 meter, samt ett borrhålsfält med 100 meters hål.

Temperaturen av cirkulationsvätskan (brine) i värmepumpen och värmeväxlarsystemet redovisas i flertalet grafer i detta arbete. Varje punkt representerar ett varaktighetsviktat medelvärde av brinetemperaturerna vid respektive driftfall under ett givet tidssteg. Då värmepumpen är i drift redovisas temperaturerna vid värmepumpens anslutningar. Vid återladdning redovisas temperaturerna vid anslutningarna till konvektorn. Om temperaturerna vid värmepumpen skulle redovisas vid återladdning skulle ingen temperaturskillnad mellan ingående och utgående brine föreligga då värmepumpen ej är i drift och därmed inte påverkar vätskans temperatur.

5.1 70 meters enskilt hål

För detta fall används ett hål på 70 meter. Detta kan anses vara ett kort hål.

5.1.1 Den gamla värmepumpen i 15 år, 70 m borrhål

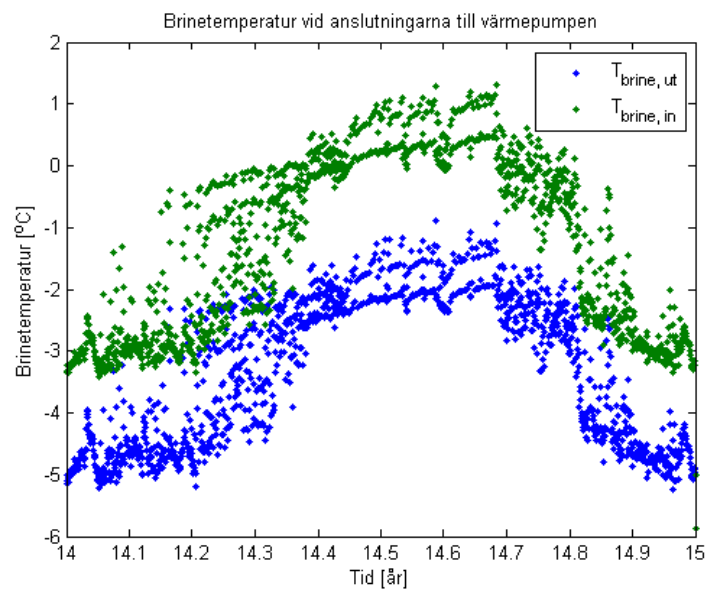


Figur 10: Borrhålslängd 70 m. Temperaturutveckling vid borrhålsväggen under 15 år med den gamla värmepumpen.

Då den gamla värmepumpen får arbeta under 15 år sjunker temperaturen vid borrhålsväggen. Den årliga förändringen är störst under de första åren. Temperaturgradienten avstannar nästan

helt efter ca 10 år och efter 15 år är den lägsta borrhålstemperaturen $-1.15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Motsvarande siffra för en simulering på 30 år är $-1.25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Medeleffektuttaget från hålet (årsmedel, inkl stilleståndsperioder) är $-18,7\text{ W/m}$, medan momentant effektuttag ur berget är -35 W/m . Årsvärmefaktorn (SPF) för denna värmepump är 2.30. Effektiviteten för värmepumpen styrs till stor del av temperaturen på brinevätskan i värmepumpen. Dessa kan ses i Figur 11. Ingående lägsta brinetemperatur till värmepumpen är $-3.14\text{ }^{\circ}\text{C}$ och motsvarande utgående är $-5.23\text{ }^{\circ}\text{C}$.



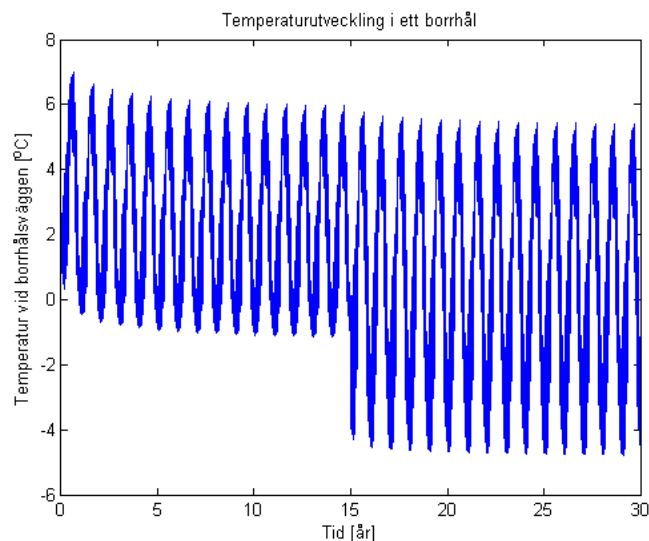
Figur 11: Vätsketemperaturer (brine) i gamla värmepumpen, sista årets drift innan byte.

5.1.2 Byte till ny värmepump, 70 meters borrhål

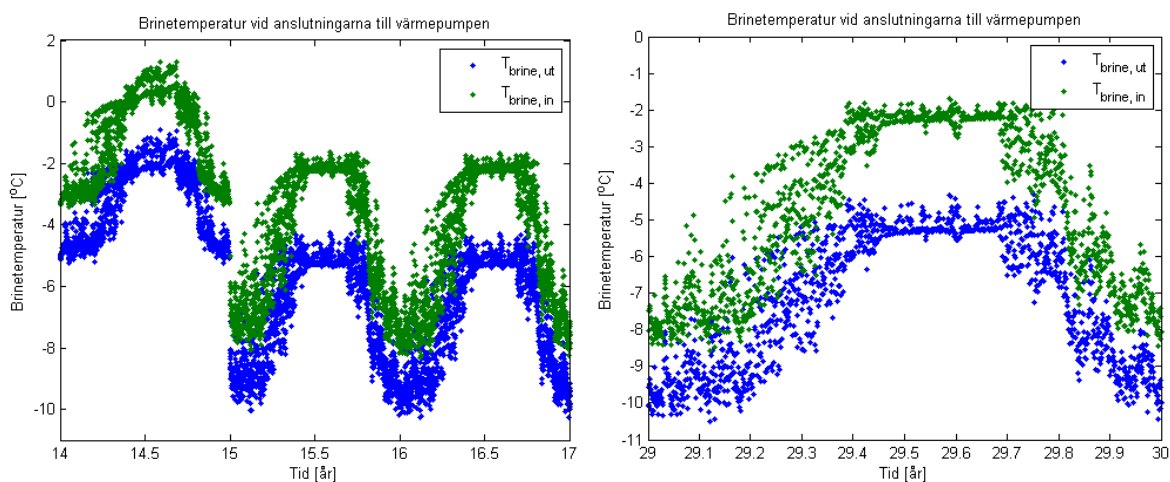
Den minsta möjliga åtgärd vid byte av värmepump är att enbart köpa en ny. Under förutsättning att denna dimensioneras som vid nyinstallation idag, dvs. upp mot 70 % av husets värmeeffekt vid DVUT ska täckas av värmepumpen, kommer upptagen värmeeffekt hur borrhålet att drastiskt öka, som diskuterats tidigare.

Figur 12 visar de beräknade borrhållsväggtemperaturerna för dels den ursprungliga värmepumpen, dels den nya installerade värmepumpen. Lägsta borrhålstemperatur då den nya värmepumpen används är $-4.78\text{ }^{\circ}\text{C}$. Det är tydligt att detta innebär en betydande temperatursänkning av borrhållsväggen, vilket också kan ses i Figur 13 där brinetemperaturerna i värmepumpen visas. Då värmepumpens förångningstemperatur, därmed också dess effektivitet, är starkt styrd av utgående temperatur på brinevätskan från värmepumpen innebär detta ett betydligt sämre driftsfall. Det kan ses i Figur 13 att den ursprungliga värmepumpen arbetar med en utgående temperatur runt $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ till $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$, emedan den nya, större och effektivare värmepumpen arbetar med utgående temperaturer runt $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ till $-9\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Medeleffektuttaget när den gamla värmepumpen används (år 1-15) är -18.7 W/m och när den nya värmepumpen används (år 16-30) är motsvarande siffra -23.3 W/m .



Figur 12: Borrhålslängd 70 m. Temperaturutveckling vid borrhålsväggen under 30 år. Byte till ny värmepump vid 15 år.



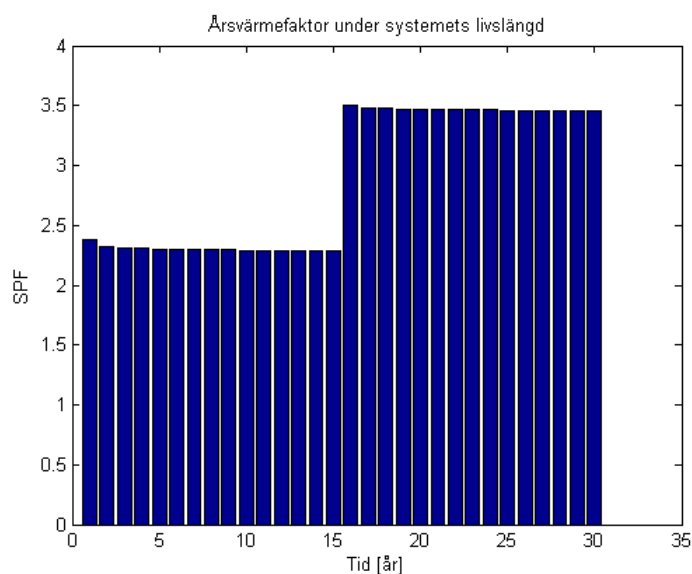
Figur 13: Borrhålslängd 70 m. Brinetemperatur vid anslutningar till borrhål. År 14 med gamla värmepumpen, byte till ny värmepump vid 15 år.

I Figur 13 visas brinetemperaturerna vid värmepumpen för sista året med ursprunglig och den nyinstallerade värmepumpen. Betydande variationer kan ses över säsongen, och framför allt den kraftigt minskade temperaturen som erhålls med den nya värmepumpen.

Lägsta brinetemperaturen upp ur borrhålet under år 1-15 är -3.22 °C , under år 16-30 är den istället -8.6 °C . Från värmepumpen är den typiskt tre grader lägre⁵. Skillnaden mellan nya

⁵ Beror lite på rådande driftspunkt.

och gamla är alltså nästan fem grader, vilket reducerar potentialen⁶ för den nya mer effektiva värmepumpen. Årsvärmefaktorn för detta scenario är för den nya värmepumpen 3.46, se Figur 14.

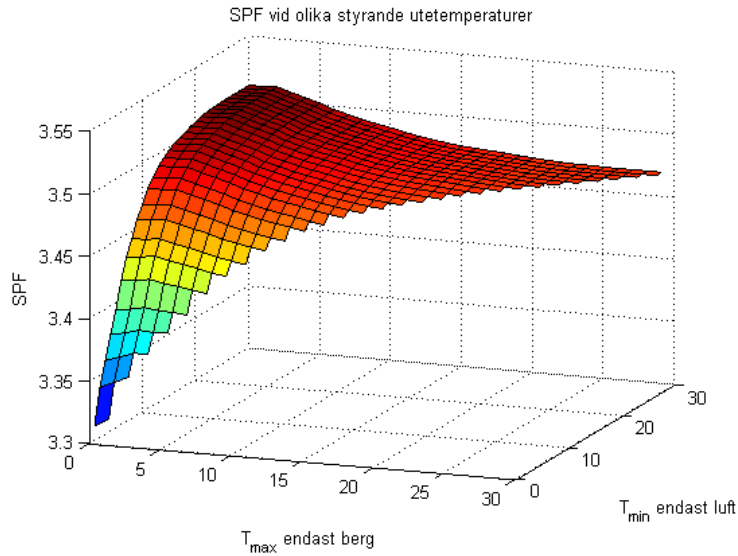


Figur 14: Årsvärmefaktor för ny värmepump, utan konvektor, 70 meters borrhål.

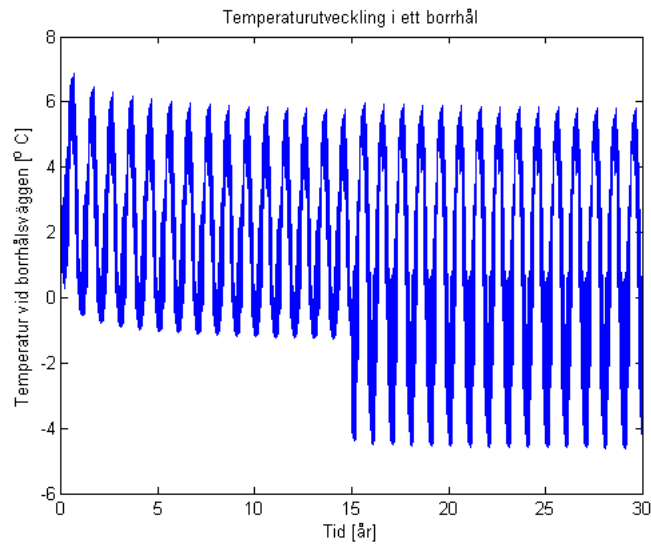
5.1.3 Anslutning av uteluftkonvektor, enkel styrning, 70 meter

Installation av en konvektor som endast avlastar berget genom att emellanåt, då temperaturerna är gynnsamma, användas istället för bergkollektorn studeras i detta avsnitt. I denna simulering har fast temperatur används som kriterier för när uteluftkonvektorn skall användas, antingen tillsammans med bergkollektorn eller ensam. Påverkan av dessa gränstemperaturer på SPF kan ses i Figur 15. Den färgade ytans gräns i framkanten motsvaras av årsvärmefaktorerna då $T_{\max \text{ endast berg}} = T_{\min \text{ endast luft}}$. Det vill säga de fall då berget och konvektorn aldrig används tillsammans.

⁶ Vad som avses är att om den nya värmepumpen hade haft samma kyleffekt, skulle samma brinetemperaturer erhållits, men med ett bättre COP_1 . Dock hade avgiven värme från värmepumpen blivit motsvarande mängd mindre, vilket hade inneburit att under kalla dagar, vid kontinuerlig drift, skulle elpatronen fått aktiveras för att kompensera för motsvarande bortfall. Men under de perioder då värmepumpen går periodvis hade värmepumpen gått längre tid, mer effektiv, vilket innebär mindre el och mer bergvärme, dvs. högre COP_1 .

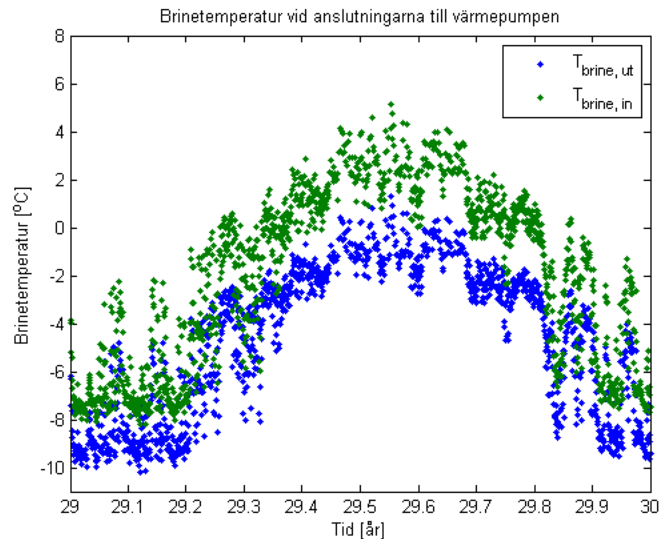


Figur 15: Borrhållslängd 70 m. Medelvärde av SPF under åren 15-29 med ny värmepump efter 15 år med gammal värmepump.



Figur 16: Borrhållslängd 70 m. Temperaturutveckling vid borrhållsväggen under 30 år. Byte till ny värmepump vid 15 år. Brytpunkter för när bergvärmväxlaren seriekopplas med konvektorn samt när endast konvektorn används bestäms av utemperaturen.

Maximal $SPF = 3.51$ fås vid seriekoppling av bergvärmväxlaren och luftkonvektorn i intervallet $2\text{ °C} \leq T_{ute} \leq 29\text{ °C}$. Detta kan jämföras med 3.46 då endast berget används som värmekälla. Att däremot låta uteluftkonvektorn tillhandahålla all värme från utetemperaturer över noll grader sänker SPF signifikant till 3.3, detta innebär en ökad energiförbrukning för uppvärmning med 0.32 MWh/år.



Figur 17: Borrhållslängd 70 m. Brinetemperaturer vid anslutningar till värmväxlersystem (berg och konvektor) med styrning enligt ovan.

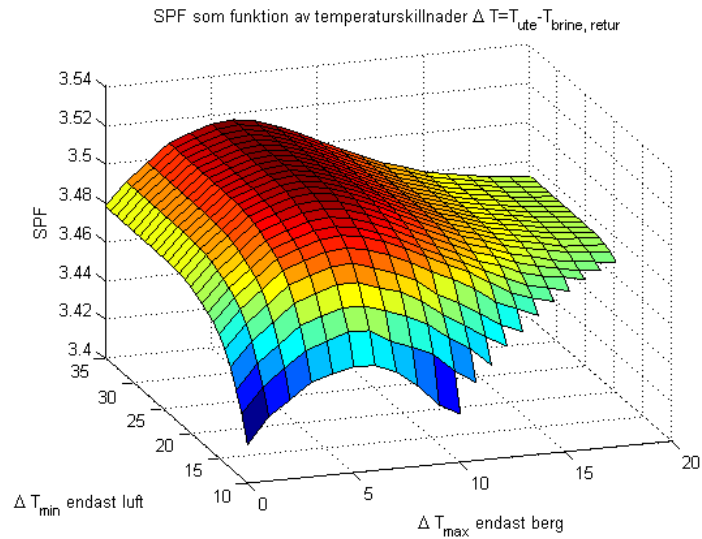
Lägsta borrhållstemperaturen blir $-4.62\text{ }^{\circ}\text{C}$, detta kan jämföras med att lägsta borrhållstemperatur då konvektorn ej var ansluten var $-4.78\text{ }^{\circ}\text{C}$. Borrhållstemperaturen når högre nivåer än tidigare under sommaren på grund av den ökade möjligheten till återhämtning då luften tillhandahåller en del av den värme som behövs till huset.

Lägsta temperatur på brine upp från borrhålet blir $-8.21\text{ }^{\circ}\text{C}$. Medeleffektuttag från berget under år 16-30 blir -19.9 W/m .

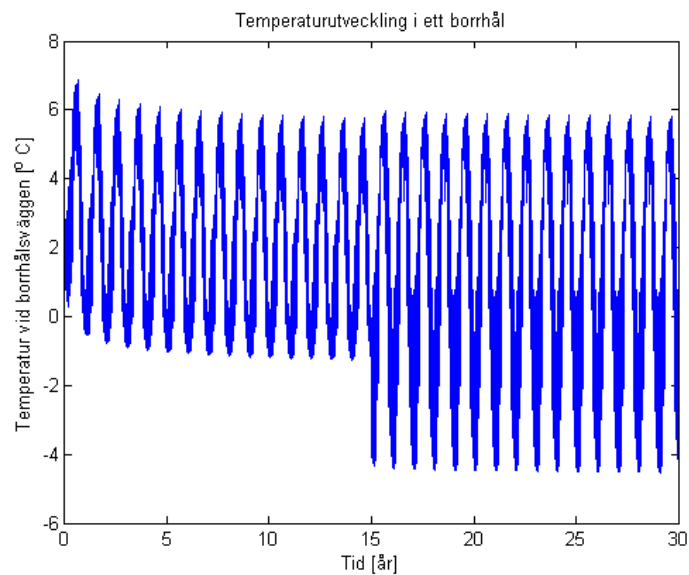
5.1.4 Anslutning av uteluftkonvektor, alternativ styrning, 70 m

I detta alternativ ändras endast reglerstrategin, dvs. när konvektorn används eller inte, se ekvationer (11) och (12) och Figur 8. Den resulterande årsvärmefaktorn (SPF) för denna alternativa styrning ses i Figur 18. En måttlig ökning av SPF kan observeras gentemot att enbart använda berget som värmekälla. Högsta SPF (3.52) fås då berget används själv då utetemperaturen är mindre än $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ varmare än uppgående brine från berget, samt att konvektorn används själv då utelufttemperaturen är $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ varmare än än uppgående brine från berget. Att enbart använda berget som värmekälla, se avsnitt 5.1.2, ger ett SPF på 3.46.

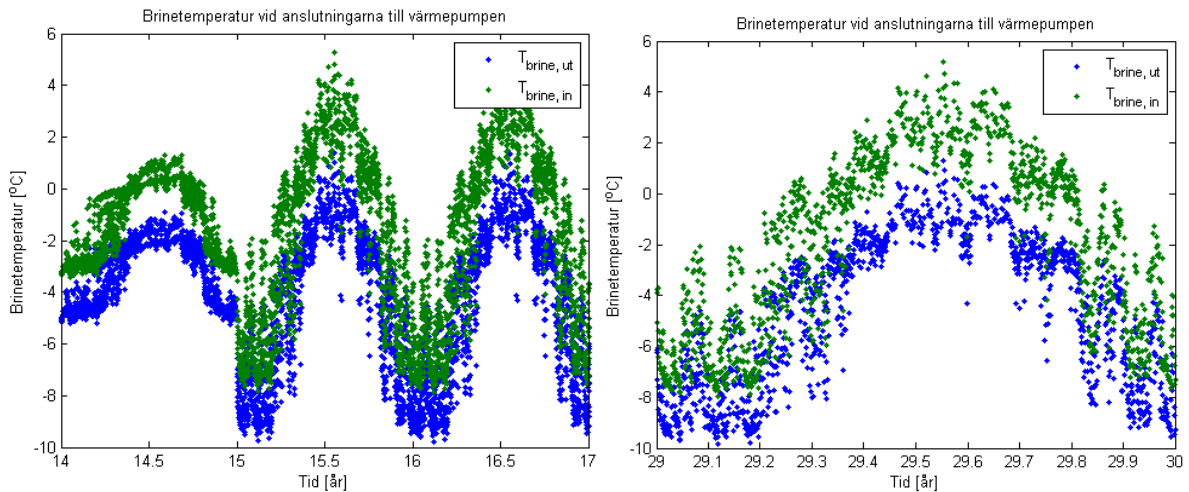
Då gränstemperaturerna för högsta SPF är identifierade kan systemets prestanda beräknas. Temperaturen vid borrhållsväggen blir för detta fall $-4.53\text{ }^{\circ}\text{C}$, se Figur 19. Brinetemperaturerna i värmepumpen blir $-7.95\text{ }^{\circ}\text{C}$ och $-9.85\text{ }^{\circ}\text{C}$, se även Figur 20. Årsmedeleffektuttaget ur berget för den nya värmepumpen blir -19.7 W/m , emedan momentanuttaget är som störst -52 W/m .



Figur 18: Borrhållslängd 70 m. Årsvärmefaktor för olika styrkriterier för när värmepumpen körs kopplad till berg, både berg och luft samt endast luft. Medelvärde av SPF under åren 15-29 med ny värmepump efter 15 år med gammal värmepump.



Figur 19: Borrhållslängd 70m. Borrhålets väggtemperatur.

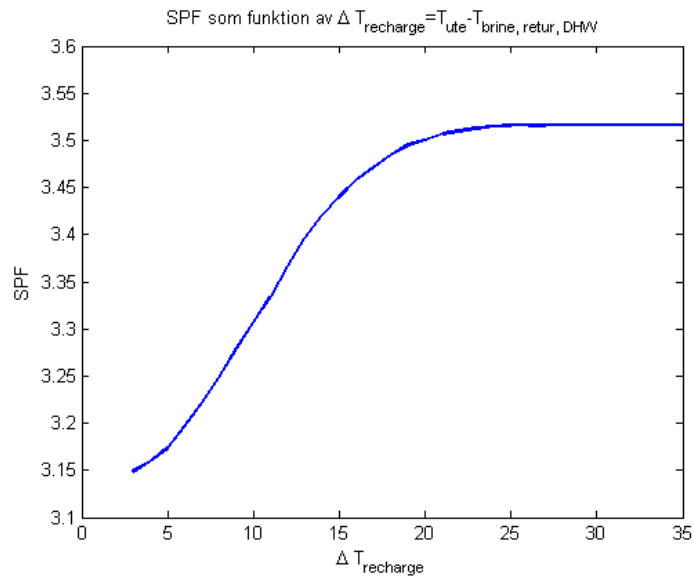


Figur 20: Brinetemperaturen i värmepumpen, 70 m borrhål, konvektor utan återladdning.

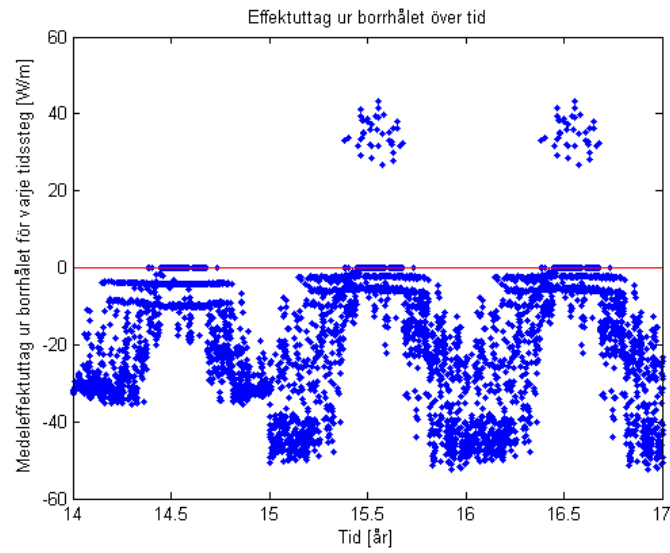
5.1.5 Återladdning, 70 meter enskilt hål

I detta fall används även luftkonvektorn till att återladda borrhålet om temperaturen på luften är tillräckligt mycket högre än uppgående brine från berget. Hur mycket högre temperaturen behöver vara för att få högsta SPF är inte känt på förhand, utan ett flertal temperaturdifferenser har undersökts. När luftkonvektorn används för att återladda hålet används dels brinepumparna och konvektorfläkten även under den tid värmepumpen inte används för uppvärmning. Detta ökar tillförd elenergi till systemet. Förhoppningen är att detta skall återbetala sig genom mindre tillförd elektriskt energi till kompressorn. Figur 21 visar årsvärmefaktorn (SPF) som funktion av olika övertemperaturer av luften i förhållande till berget. Som synes fås ingen förbättring av SPF för detta fall med ett kort enskilt borrhål. Det indikerar att det ökade pump- och fläkt-arbetet åter upp den vinst som fås i värmepumpsenheten.

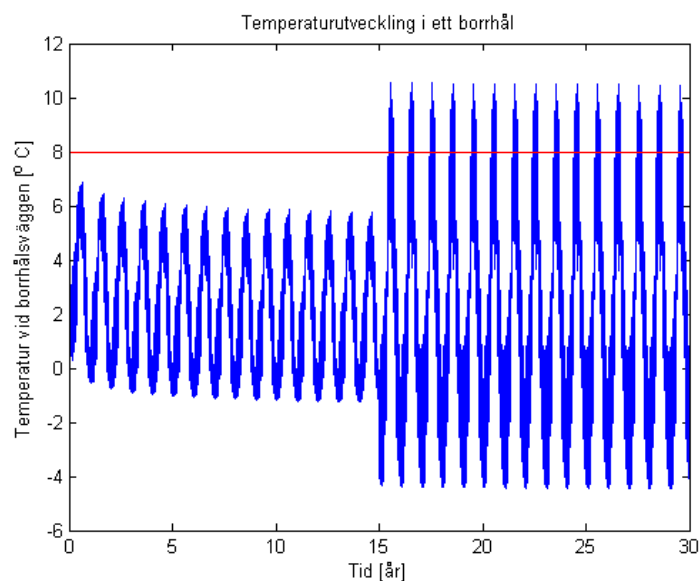
Att använda återladdning under 20°C i temperaturskillnad mellan utgående brine från bergkollektorn och uteluften ger alltså ett något lägre SPF (3.42) än utan återladdning. Däremot kan återladdningen bidra till att det årliga medelvärdet av effektuttaget från berget hålls på samma nivå som innan byte till ny värmepump. Medeleffektuttaget från berget när återladdning sker från $\Delta T_{\text{recharge}} = 20^{\circ}\text{C}$ är under år 16-30 -18.7 W/m . Tidsmedeleffekter till/från berget visas i Figur 22. De få gånger, med bibehållen SPF, som återladdning sker är tydlig i figuren. Borrhålets väggtemperatur visas i Figur 23 där lägsta borrhålsväggtemperatur är -4.46°C . I Figur 24 visas brinetemperaturerna i värmepumpen.



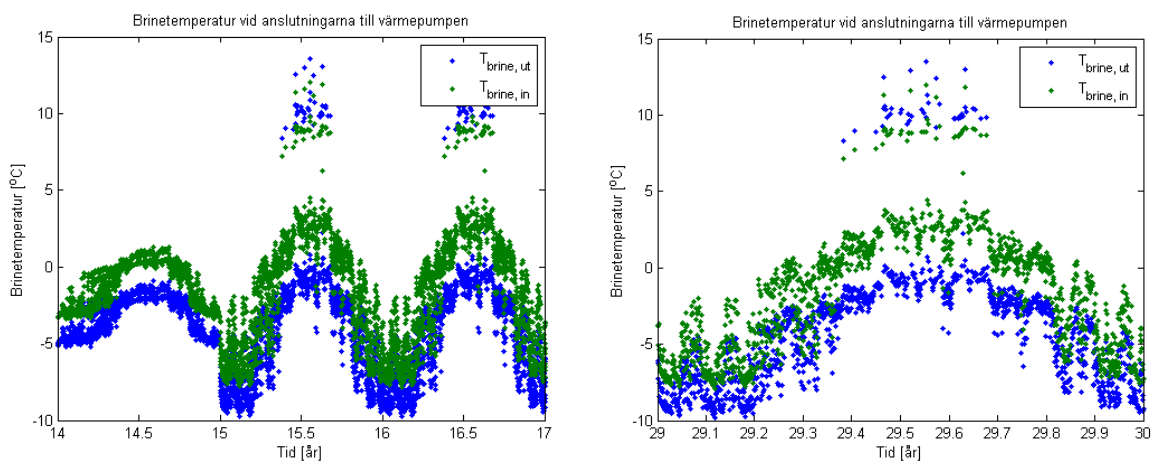
Figur 21: Borrhålslängd 70 m. Årsvärmefaktor vid olika bryttemperaturer för återladdning.



Figur 22: Borrhålslängd 70 m. Effektuttag ur berget. Negativa värden är effekt från berget, positiva värden är effekt som tillförs berget.



Figur 23: Borrhålslängd 70m. Borrhålets väggtemperatur vid återladdning.



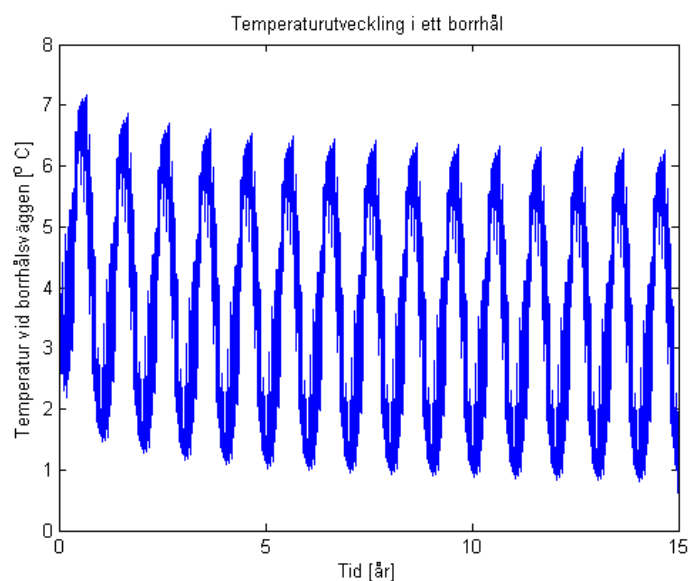
Figur 24: Borrhålslängd 70 m. Brinetemperaturer under år 14-16 och sista simulerade året. Återladdning ses under sommaren.

5.2 100 meters enskilt hål

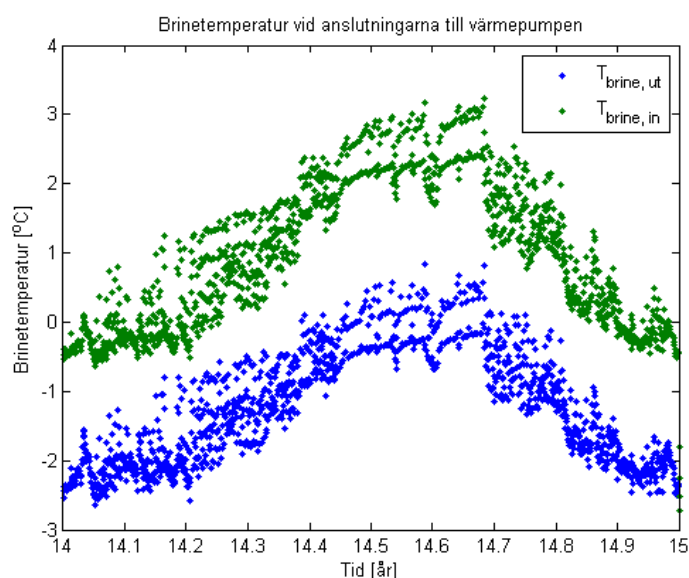
Då borrhålslängden ökas till 100 m fås inte längre lika stora problem med låga brinetemperaturer under vintern eftersom den längre bergvärmväxlaren gör att temperaturskillnaden mellan borrhålstemperaturen och brinetemperaturen minskar samt att borrhålstemperaturen håller högre nivåer än tidigare. Detta gör att tiden reduceras då temperaturskillnaden mellan brinetemperatur ut ur bergvärmväxlaren och lufttemperaturen är stor. Konvektorns möjligheter att effektivt tillföra värme till värmebäraren reduceras än mer än för ett kortare hål. Det är rimligt då systemlösning med luftkonvektor blir alltmer onyttig ju längre och ensammare hålet är. Fallet med borrhålsfält återkommer i avsnitt 5.3.

5.2.1 Äldre värmepumpsdrift i 15 år, 100 m borrhål

Första femton åren används återigen ett gammal liten värmepump. För ett borrhål på 100 meter förbättras förutsättningarna och prestandan för samma gamla värmepump som i 70 meters hålet ger en årsvärmefaktorn (SPF) för systemet på 2.48, att jämföra med 2.30. Denna förbättring av SPF fås naturligtvis av att värmepumpen jobbar med gynnsammare temperaturnivåer. Figur 25 visar borrhållets väggtemperatur, vilket som lägst blir 0.81 °C. Motsvarande siffra för 70 metershållet är -1.15 °C. Dessa trettio meter (43 % längre hål) ger alltså nästan två graders högre bergväggtemperatur.



Figur 25: 100 m enskilt borrhål, gammal värmepump.

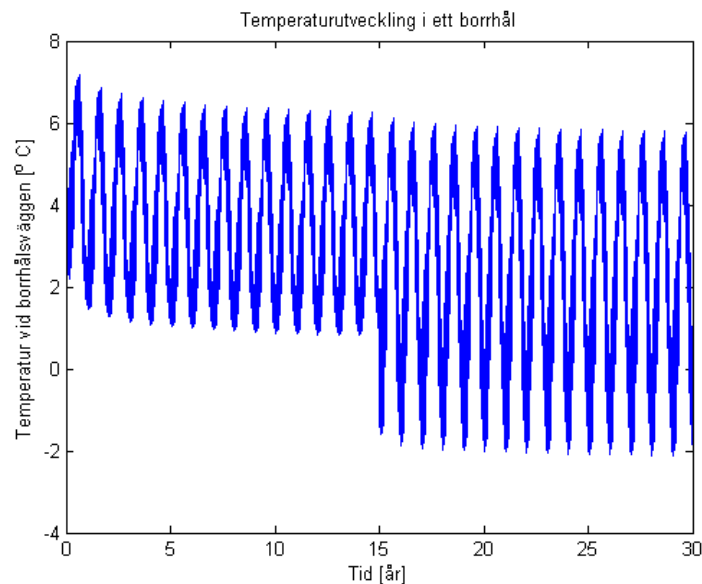


Figur 26: Brinetemperaturer i värmepumpen, 100 m enskilt hål, gammal värmepump.

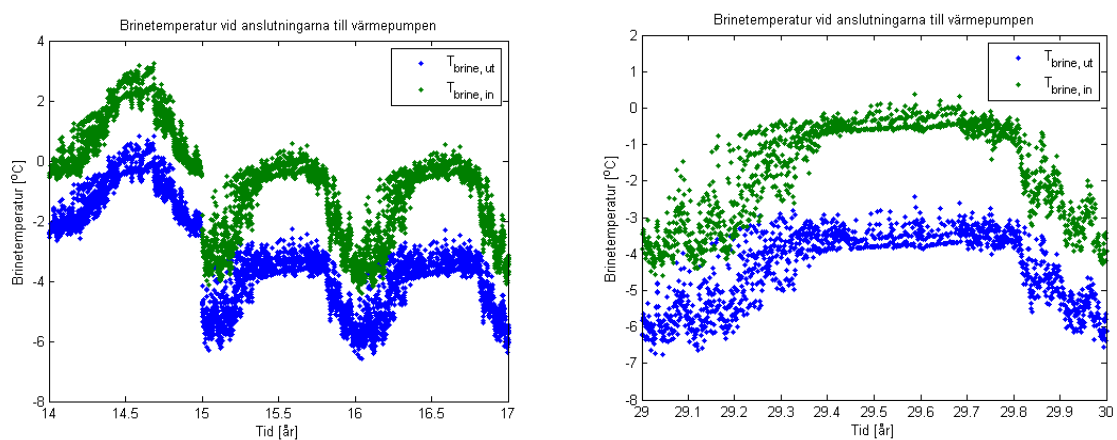
Det är inte bergväggtemperaturen som värmepumpen känner av utan brinetemperaturerna. Dessa visas i Figur 26. Dessa är som lägst $-2.64\text{ }^{\circ}\text{C}$ ut ur värmepumpen och $-0.63\text{ }^{\circ}\text{C}$ in i värmepumpen. Detta är strax över $2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ varmare än vad minsta temperaturer var för 70 metershållet. Medeleffektuttaget ur berget är -13.8 W/m . Detta illustrerar på ett bra sätt nyttan med ett längre borrhål och även om det faktiska effektuttaget ur berget ökar vid drift (eftersom kompressorn jobbar vid högre förångningstemperaturer), minskar temperaturdifferensen mellan borrhållsväggen och brinevätskan. Detta kommer sig av minskat termiskt motstånd som uppenbarligen minskar mer än vad den ökade effektuttaget gör.

5.2.2 Byte till ny värmepump, 100 m borrhål

I detta scenario byts den gamla, lilla och ineffektiva värmepumpen ut mot en modern, betydligt mer effektiv och kraftfull värmepump. Den gamla körs i 15 år, varpå den nya installeras.



Figur 27: Bergväggstemperatur, 100 m hål, ingen luftkonvektor.



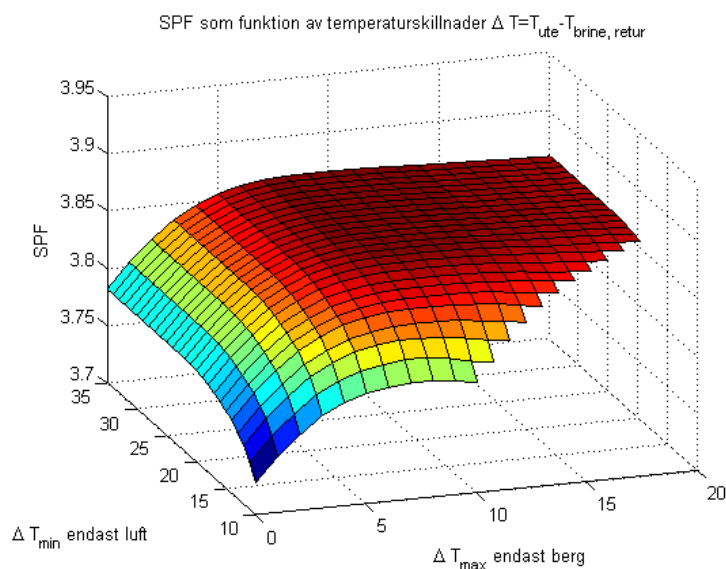
Figur 28: Brinetemperaturer i värmepumpen, 100 m enskilt hål utan konvektor.

Borrhållsväggens temperatur visas i Figur 27 och den lägsta noterade temperaturen är $-2.12\text{ }^{\circ}\text{C}$. För 75 meters långt hål är motsvarande temperatur $-4.78\text{ }^{\circ}\text{C}$. En signifikant ökning för ett 100 meters långt hål alltså. Den gamla värmepumpen hade en lägsta temperatur på $0.81\text{ }^{\circ}\text{C}$. De resulterande brinetemperaturer i den nya värmepumpen visas i Figur 28. De lägst observerade temperaturerna är $-4.61\text{ }^{\circ}\text{C}$ och $-6.76\text{ }^{\circ}\text{C}$.

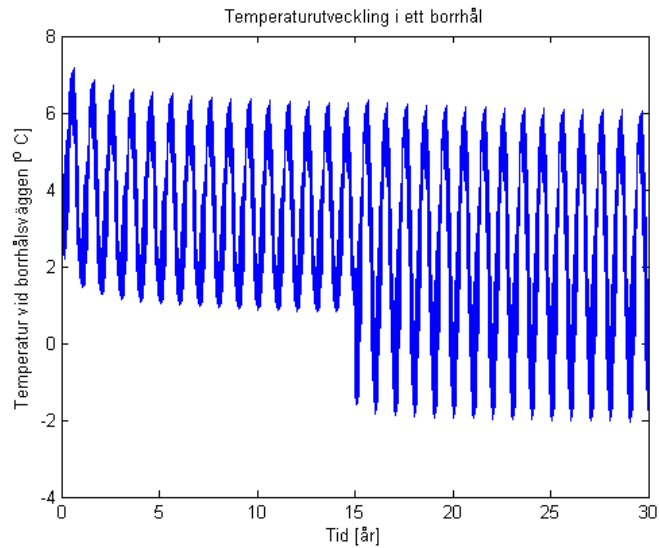
Medeleffektuttaget ur berget (årsmedel) är -16.88 W/m och värmepumpssystemet har en årsvärmefaktor (SPF) på 3.86.

5.2.3 Inkoppling av uteluftkonvektor, 100 m borrhål

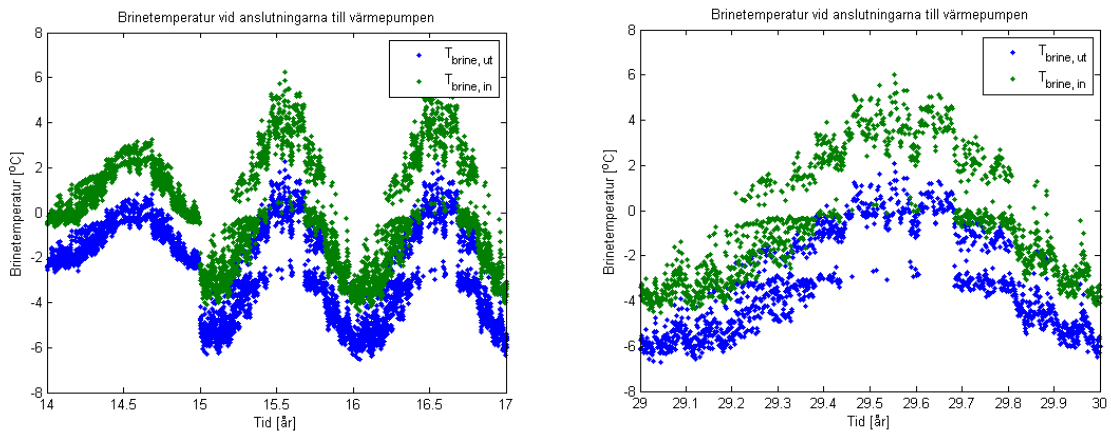
Eftersom hålet nu är längre är den nya värmepumpen nu något mindre i förhållande till borrhålet. Detta innebär, som vi sett, till att bättre betingelser för driften av värmepumpen erhålls. Precis som för 70 meters djupt borrhål identifieras först en optimal uppsättning inkopplingstemperaturnivåer för bergkollektorn och luftkonvektorn genom att undersöka alla möjliga kombinationer. Resultatet av denna undersökning visas i Figur 29. Det är uppenbart att det marginella optimum som fanns för ett 70 meters djup borrhål nu i princip är helt borta. Högsta SPF (3.86) fås då $\Delta T_{\text{max endast berg}}$ sätts till $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ och att luftkonvektorn endast körs själv om temperaturen på uteluften är $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ högre än temperaturen på brinevätskan som kommer upp ur bergkollektorn. Detta innebär i praktiken att luftkonvektorn nästan aldrig körs själv. Det kan noteras att det erhållna SPF med uteluftkonvektorn är lika bra (dålig) som om konvektorn inte hade använts. Återigen har den eventuella vinst som erhållits med något mer gynnsamma temperaturer ätit upp av fläkt- och pumparbete. Den lägsta identifierade bergväggstemperaturen (se Figur 30) är $-2.04\text{ }^{\circ}\text{C}$, knappt en tiondel högre än utan konvektorn. Brinetemperaturerna i värmepumpen är $-6.70\text{ }^{\circ}\text{C}$ och $-4.53\text{ }^{\circ}\text{C}$ (se Figur 31), även detta väldigt nära de som observerats för samma hål men utan konvektorn. Årsmedeleffektuttaget ur berget är -16.10 W/m .



Figur 29: Borrhållslängd 100 m. Årsvärmefaktor för olika styrkriterier för när värmepumpen körs kopplad till berg, både berg och luft samt endast luft. Medelvärde av SPF under åren 15-29 med ny värmepump efter 15 år med gammal värmepump.



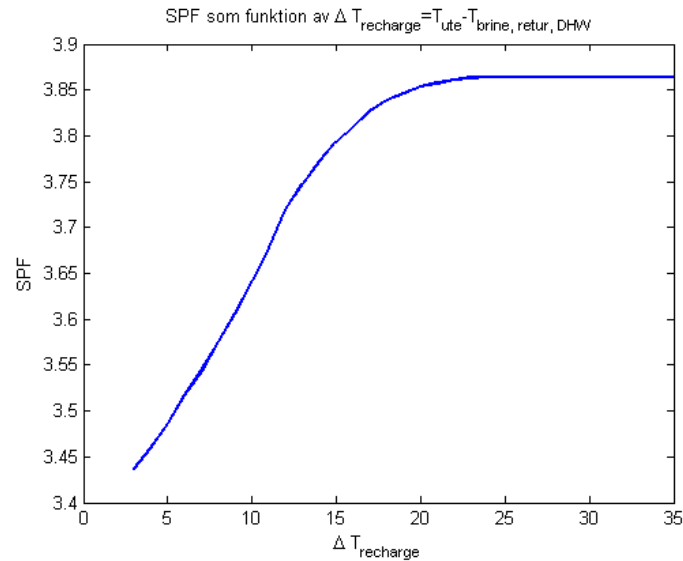
Figur 30: Borrhålsväggens temperatur för 100 m, luftkonvektor utan återladdning.



Figur 31: Brinetemperaturer i värmepumpen, 100 m hål, luftkonvektor utan återladdning.

5.2.4 Återladdning, 100 meter borrhål

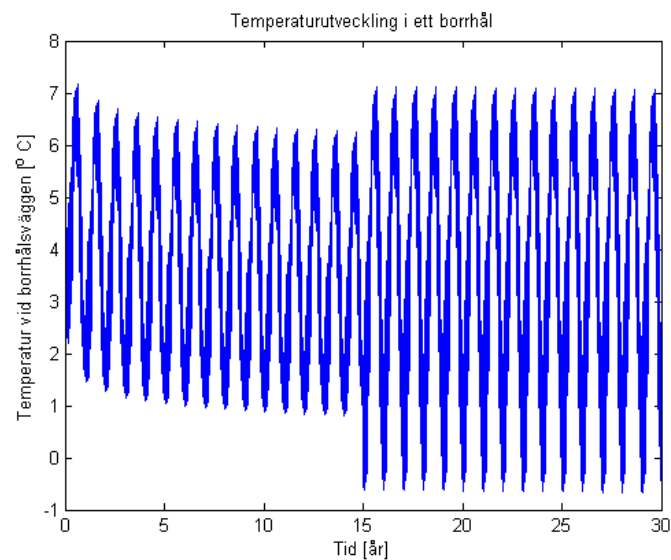
Här har luftkonvektorn använts till att då temperaturerna är gynnsamma använda tillgänglig energi i luften till att återladda berget. Detta innebär att pumpar och fläktar behöver köras betydligt mer än om återladdning inte utfördes. Figur 32 visar att ingen förhöjd SPF erhålls på systemet vid återladdning.



Figur 32: Borrhålslängd 100 m. Årsvärmefaktor vid olika bryttemperaturer för återladdning.

5.2.5 Frånluftskonvektor kombinerat med 100 meters djupt hål

I denna lösning ersätts uteluftskonvektorn, som används vid lämpliga tillfället när temperaturerna är gynnsamma, med en frånluftskonvektor. Frånluftskonvektorn återvinner energin som följer med ventilationsluften ut och överför den energin till, i detta fallet, brinevätskan. Frånluftskonvektorn inkopplas alltså mellan berget och värmepumpen och är alltid i drift. Detta innebär att när värmepumpen inte går, återladdas hålet. När värmepumpen går tillför konvektorn energi till brinevätskan, som redan blivit uppvärmd av berget, och höjer dess temperatur ytterligare något.



Figur 33: Borrhålstemperaturer vid återladdning av borrhålet med frånluftskonvektor.

Figur 33 visar de resulterande borrhållsväggtemperaturerna, lägsta temperaturen är $-0.67\text{ }^{\circ}\text{C}$. Årsmedelvärmefaktorn blir 3.71, vilket är något sämre än att använda uteluftkonvektorn utan återladdning. Medeleffektuttaget ur berget är -12.6 W/m .

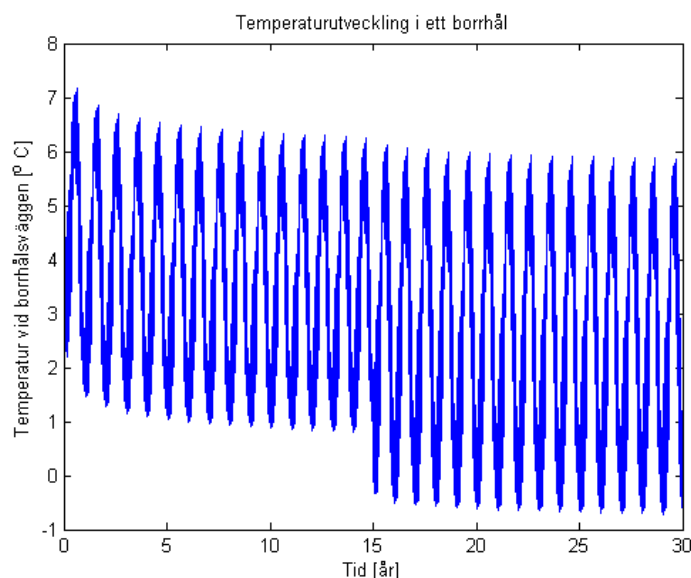
5.2.6 Ny mindre VP med 50% effektäckning vid DVUT

Eftersom den värmepump som använts har betydligt större kapacitet i enlighet med typisk dimensionering av nyinstallation kan det även vara intressant att undersöka att en ny effektiv värmepump ersätter den äldre ineffektiva men där den är storleksmässigt lika stor. Två fall kan då särskiljas, lika kyleffekt (ur berget) eller samma värmeavgivning (till huset).

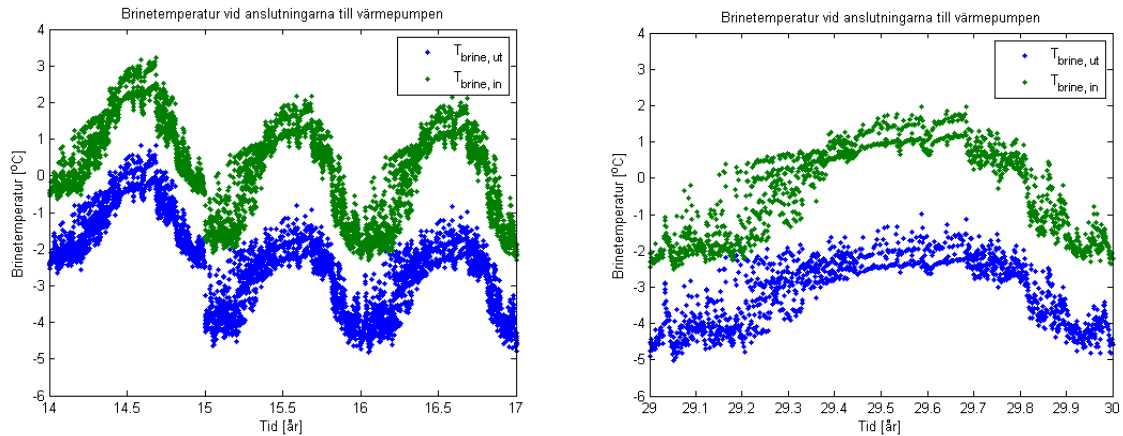
I detta avsnitt undersöks vad som händer med systemet om samma dimensioneringskriterier används som vid den ursprungliga installationen, dvs. 50 % effektäckning vid DVUT. Det innebär att då den nya värmepumpen är mer effektiv kommer ett något större effektuttag ur berget att ske. Detta eftersom kompressorn tillför mindre mängd energi till köldmediet.

Enskilt 100 meters borrhål

Under antagandet att omgivande håll är på stort avstånd kan borrhålet anses vara opåverkad av omgivande håll. Den resulterande borrhållsväggens temperaturer kan ses i Figur 34. Lägsta erhållna temperatur är $-0.7\text{ }^{\circ}\text{C}$. De korresponderande brinetemperaturerna i värmepumpen kan ses Figur 35. Det kan ses att lägsta brinetemperaturen i värmepumpen är $-5.0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Årsvärmefaktorn (SPF) för denna lösning blev 3.36 och medeleffektuttaget ur berget är -16 W/m och det momentana effektuttaget är -32 W/m .



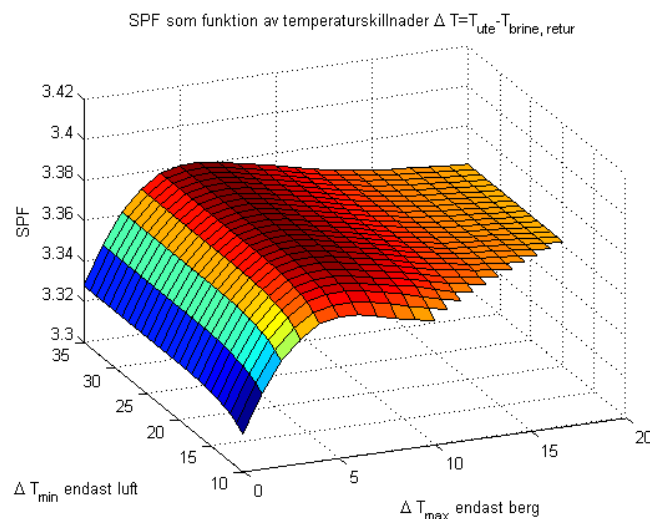
Figur 34: Borrhålets väggtemperatur för ny värmepump dimensionerat för 50 % vid DVUT, ingen luftkonvektor.



Figur 35: Brinetemperaturer i värmepumpen för värmepump enligt ”gammalt” dimensioneringskriterier. Ingen luftkonvektor.

Anslutning av utekonvektor

I denna lösning installeras även en uteluftskonvektor som komplement till bergkollektorn, ingen återladdning sker. Först identifieras de gränstemperaturer som ger högst årsvärmefaktor (SPF), vilket är $\Delta T_{\text{max endast berg}} = 6 \text{ °C}$ och $\Delta T_{\text{min endast luft}} = 24 \text{ °C}$ som ger en SPF på 3.38. Detta innebär alltså ingen reell förbättring jämfört med att enbart köra värmepumpen utan konvektorn. Borrhållets väggtemperatur är som lägst -0.5 °C , två tiondelar högre än utan konvektorn för samma värmepump. Den kallaste brinetemperaturen i värmepumpen är dock tre tiondelar högre än för samma värmepump utan konvektorn. Medeleffektuttaget ur berget är -14.4 W/m och det momentana effektuttaget är i princip som utan konvektorn.

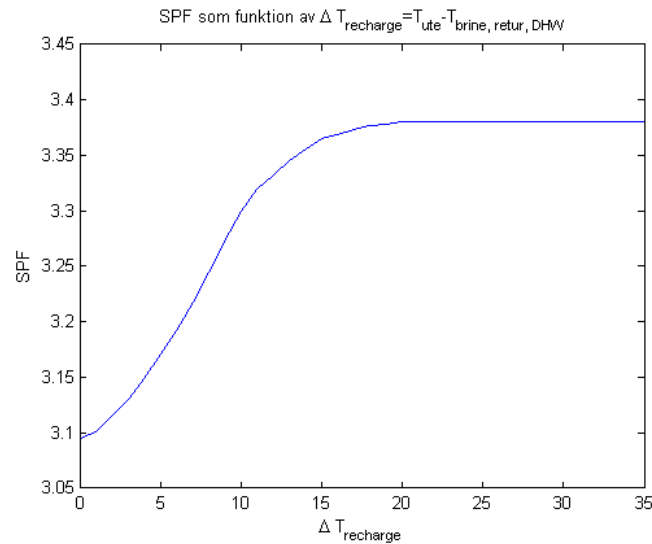


Figur 36: SPF för olika kombination av bryttemperaturer.

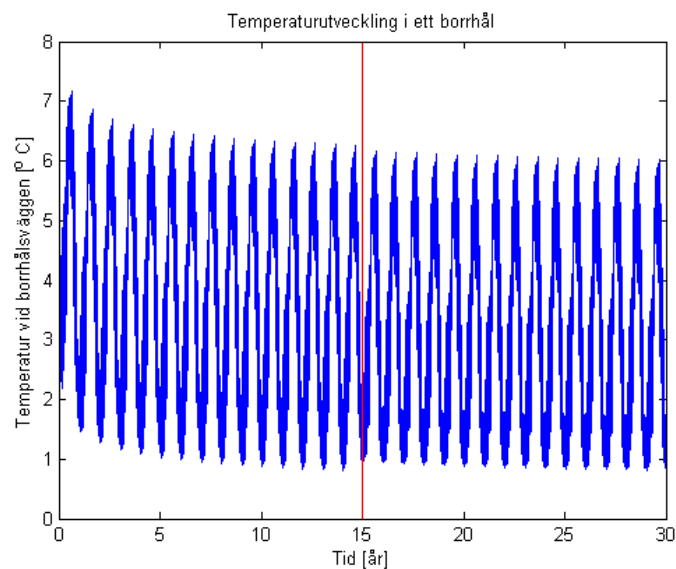
Återladdning

I detta fall används konvektorn till att återladda hålet då temperaturerna är gynnsamma. Som tidigare fås ingen egentlig nytta (på SPF) av återladdningen (se Figur 37), den nytta som tillförs äts tydligen upp av den ökade drivenergin till pump och fläkt. Om $\Delta T_{\text{recharge}} = 17 \text{ °C}$

väljs sjunker SPF till 3.37. Minsta väggtemperatur på borrhålet blir då $-0.45\text{ }^{\circ}\text{C}$ samt lägsta brinetemperatur i värmepumpen blir $-4.7\text{ }^{\circ}\text{C}$. Medeleffektuttaget ur berget blir -13.8 W/m medan momentaneffektuttaget är fortfarande i princip oförändrat från tidigare. Återladdning av berget gör att medeleffektuttaget i princip är lika med den ursprungliga gamla värmepumpen. Det kan innebära att om inga driftproblem föreligger med den ursprungliga maskinen, bör en installation av en ny värmepump med uteluftkonvektor och återladdning inte heller leda till driftproblem.



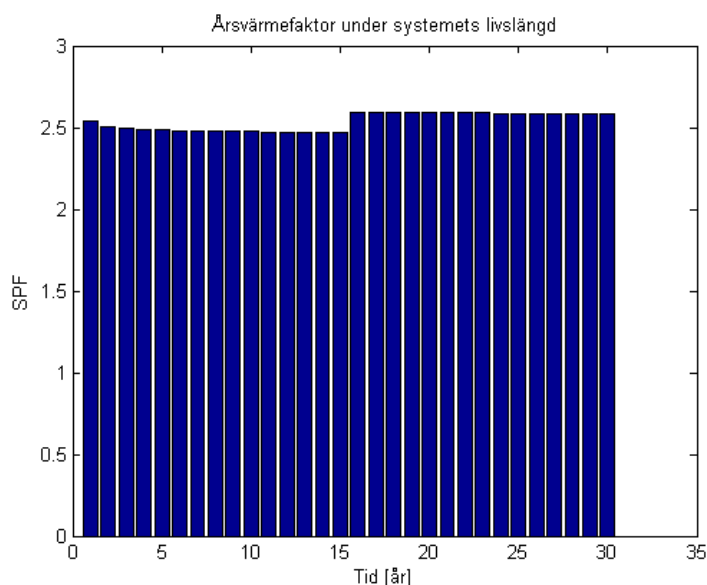
Figur 37: Inverkan av återladdning för ny liten värmepump dimensionerad för 50 % effektäckning vid DVUT.



Figur 38: Borrhållsväggtemperatur med ny värmepump med samma kyleffekt som den gamla.

5.2.7 Ny VP med samma kyleffekt som den gamla, ingen luftkonvektor

I denna del redogörs för fallet att den nya värmepumpen har samma kyleffekt som den gamla. Som ses i Figur 38 är väggtemperaturen givetvis ungefär samma som för den gamla. Årsvärmefaktorn ses i Figur 39 och indikerar en knapp förbättring till 2.59. Den nya värmepumpen är mycket mer effektiv, men vid samma kyleffekt avges mindre mängd värme till huset, vilket innebär att tillsatsvärmaren (el) behöver arbeta mer. Nettot blir alltså en knapp förbättring.



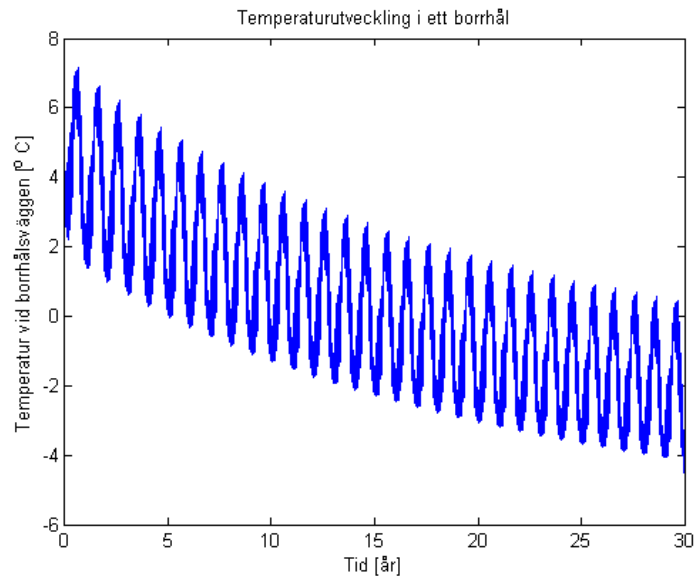
Figur 39: Årsvärmefaktorn för ny värmepump med samma kyleffekt som den gamla.

5.3 15x15 borrhålsfält 100 metershål med 20 m avstånd

Detta avsnitt av undersökningen skiljer sig från det tidigare eftersom nu antas det finnas många närliggande hål som kan påverka varandra. Det innebär också att den markyta där den huvudsakliga naturliga återladdningen sker via är kraftigt begränsat. Det kan alltså förväntas att borrhålen har en kraftig obalans mellan energiuttag och tillgänglig återhämtningsenergi. Undersökningarna i detta avsnitt antar att alla borrhål i fältet har samma energiuttag och nedgående brinetemperaturer. Detta innebär också att vid åtgärder antas det att alla hålen i fältet gör samma åtgärd samtidigt.

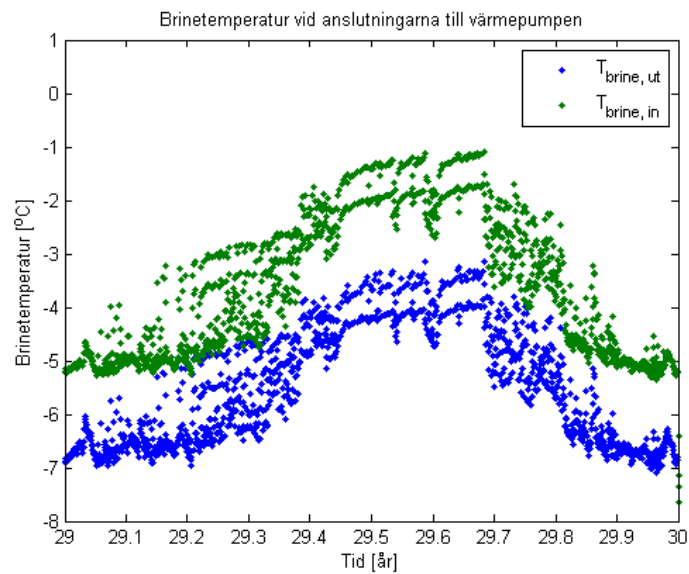
5.3.1 Gammal värmepump

I denna del undersöks den gamla värmepumpens prestanda i borrhålsfältet. Figur 40 illustrerar att tillskillnad från enskilt hål fås ingen tidsberoende lösning. Därför har den ursprungliga värmepumpen körts i trettio år.

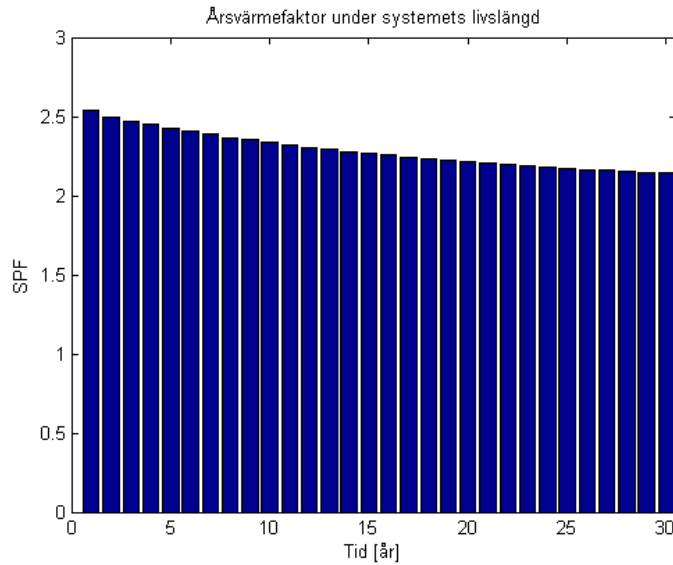


Figur 40: Gammal värmepump i borrhålsfält.

Brinetemperaturerna i värmepumpen visas i Figur 41. Årsvärmefaktorns utveckling för den gamla värmepumpen i borrhålsfältet visas i Figur 42. Det syns en stadig nedgång som ännu efter 30 år inte stabiliserats.



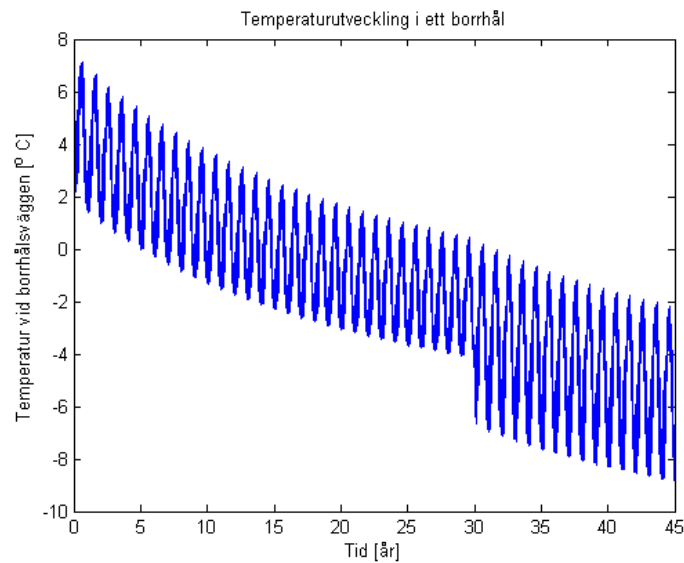
Figur 41: Brinetemperaturer i den gamla värmepumpen efter 30 års drift i borrhålslager.



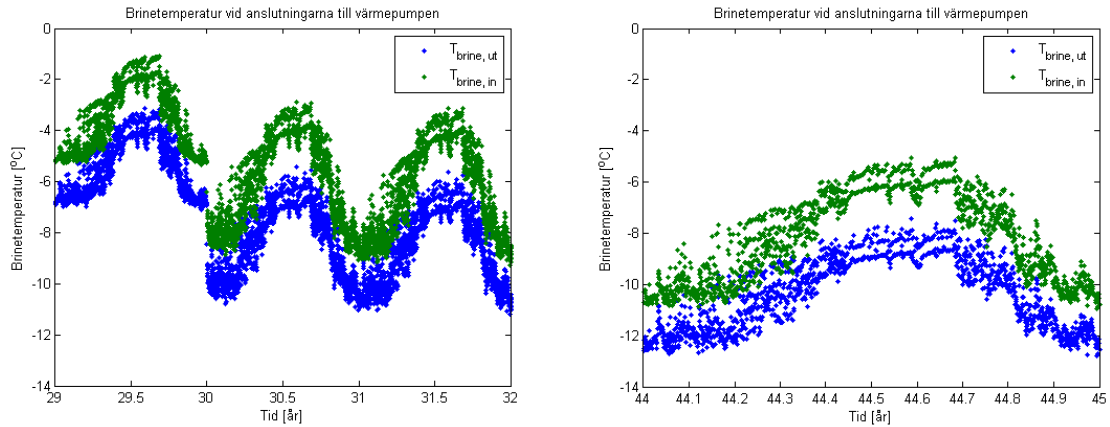
Figur 42: Årsvärmefaktor för gammal värmepump i borrhålsfält.

5.3.2 Ny värmepump utan konvektor och utan lägsta tillåtna brinetemperatur

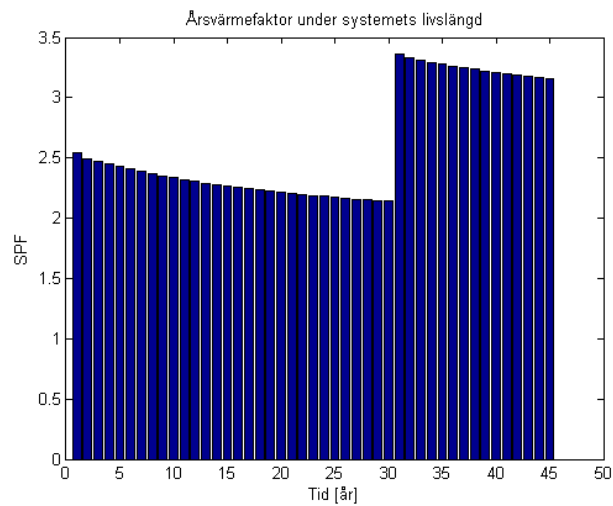
I detta scenario installeras en ny större och effektivare värmepump efter 30 år. Figur 43 visar bergväggstemperaturen i hålet. En kraftig sänkning av väggtemperaturen sker. Efter installation av den större värmepumpen kommer värmepumpen att gå på riktigt kalla brinetemperaturer, se Figur 44. Årsvärmefaktorns variationer visas i Figur 45. Sett över de sista 15 åren (dvs. den nya värmepumpen) är SPF i medel 3.24. Medeleffektuttaget ur berget är innan bytet (gammal värmepump) -13.0 W/m , medans den nya installerade drar i medel ur berget -15.9 W/m . Det momentana effektuttaget är ner mot -40 W/m .



Figur 43: Temperaturen på borrhålsväggen för ett 100 meter borrhål med omkringliggande borrhål med identisk last.



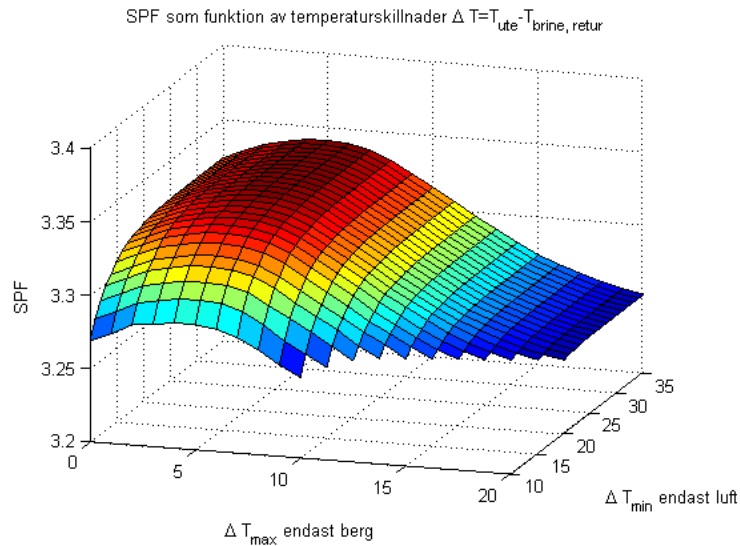
Figur 44: Brinetemperaturer i värmepumpen för ett 100 m långt borrhål med identiska omkringliggande hål med samma last.



Figur 45: Årsvärmefaktor för ny värmepump installerad i borrhålsfält med identiska laster.

5.3.3 Ny värmepump med konvektor utan återladdning och utan lägsta tillåtna brinetemperatur

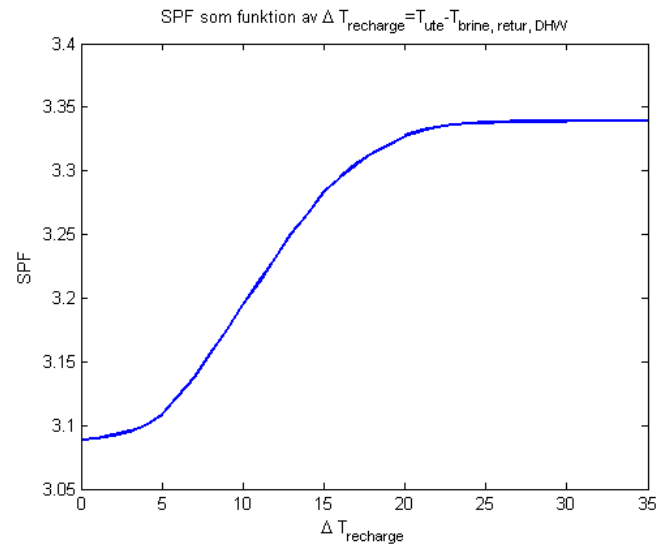
I detta fall kompletteras systemet med en luftkonvektor men ingen återladdning sker. De brytgränser som ger högsta SPF (3.34) identifieras till $\Delta T_{\text{max endast berg}} = 6 \text{ }^\circ\text{C}$ och $\Delta T_{\text{min endast luft}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, se Figur 46. I detta fall fås en signifikant skillnad jämfört med utan luftkonvektor. Medeleffektuttaget från berget för det nyinstallerade värmepumpsbaserade systemet är -12 W/m , medens momentant effektuttag är -35 W/m .



Figur 46: Identifiering brytgränstemperaturer som ger högsta SPF för hål i borrhålsfält, utan återladdning.

5.3.4 Ny värmepump med konvektor och återladdning men utan lägsta tillåtna brinetemperatur

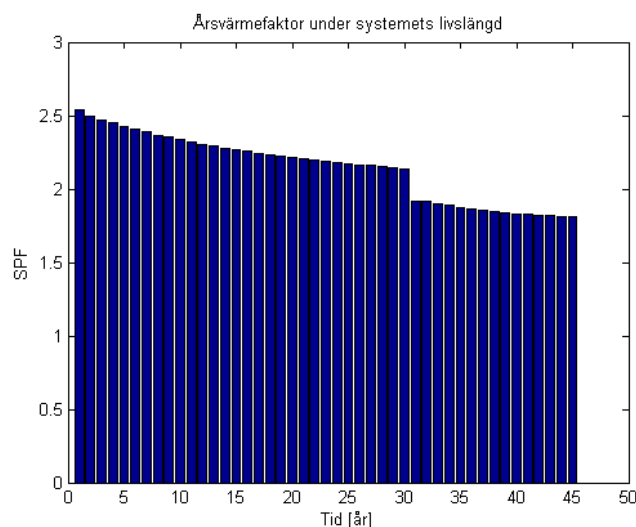
Här simuleras även möjligheten till att återladda borrhålet, vilket görs för alla individuella hål i hela fältet. Det antas alltså att alla installerar samma tekniklösning samtidigt. Det visar sig att SPF för detta fall inte förbättras, och att konvektorn utan återladdning ger samma SPF, se Figur 47. Värmepumpen får två tiondelar högre temperaturer att jobba med jämfört med om luftkonvektorn används som värmekälla men inte för att återladda borrhålet.



Figur 47: Återladdning av borrhål i borrhålsfält.

5.3.5 Utan konvektor med lägsta tillåtna brine ut ur VP=-8 °C

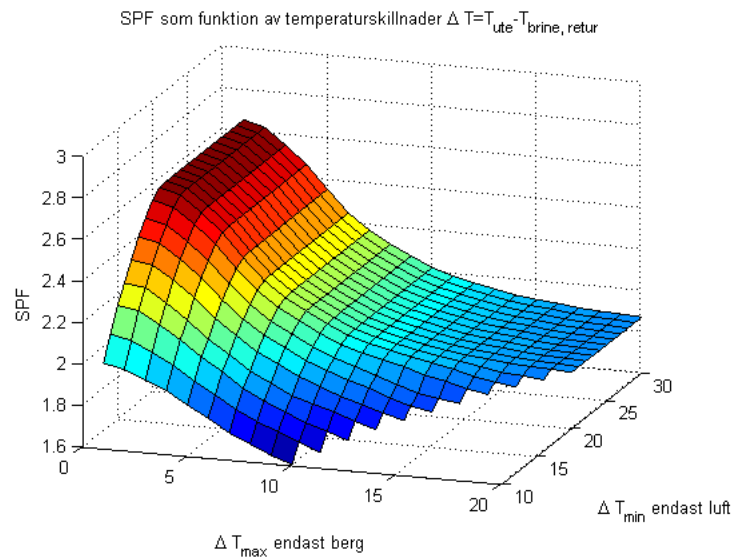
I vissa värmepumpar reduceras kapaciteten av värmepumpen då temperaturen på brinevätskan blir för låg. För t.ex. NIBE Fighter sker detta enligt fabriksinställningarna när utgående brine från värmepumpen har en temperatur under -8 °C. Denna gräns går att sänka ytterligare om användaren är medveten om att möjligheten finns. I simuleringar har här antagits att värmepumpen stängs av om utgående brinetemperatur från värmepumpen är lägre än -8 °C. Då används istället enbart den elektriska tillsattsvärmaren. Figur 48 visar hur årsvärmefaktorn (SPF) varierar. Den nya värmepumpen får nu t.o.m. sämre SPF (1.86 i medel) än den gamla R22 värmepumpen, eftersom tillsattsvärmaren används flitigt. Medeleffektuttaget är -10.6 W/m och momenteffektuttaget är -38 W/m.



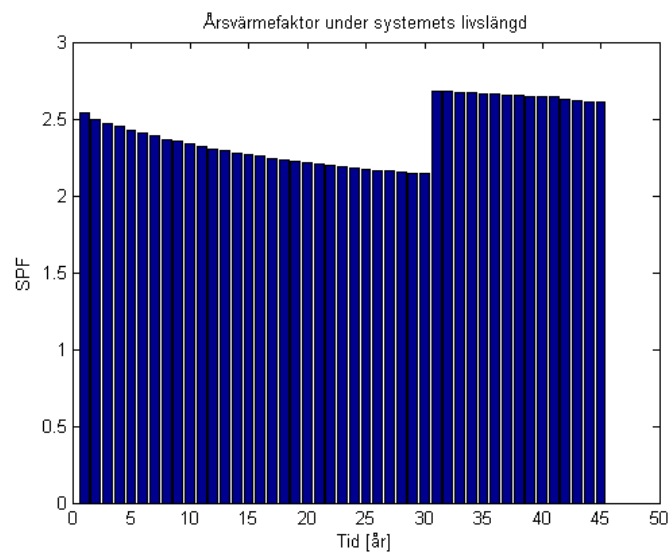
Figur 48: Årsvärmefaktorn då värmepump stängs av under -8 °C.

5.3.6 Med konvektor, lägsta tillåtna brine ut ur VP = -8 °C

Om det antas att värmepumpen är utrustad med avbrott vid viss temperatur ut ur berget är det mycket mer intressant att se till att dessa låga temperaturer undviks. Här visas resultat om luftkonvektorn implementeras som kompletterande värmekälla med ingen återladdning sker. Simuleringarna tyder på en betydande skillnad i årsvärmefaktor (SPF), och högsta SPF (2.65) fås om brytgränserna sätts till $\Delta T_{\text{max endast berg}} = 1 \text{ °C}$ och $\Delta T_{\text{min endast luft}} = 21 \text{ °C}$, se Figur 49 och Figur 50.

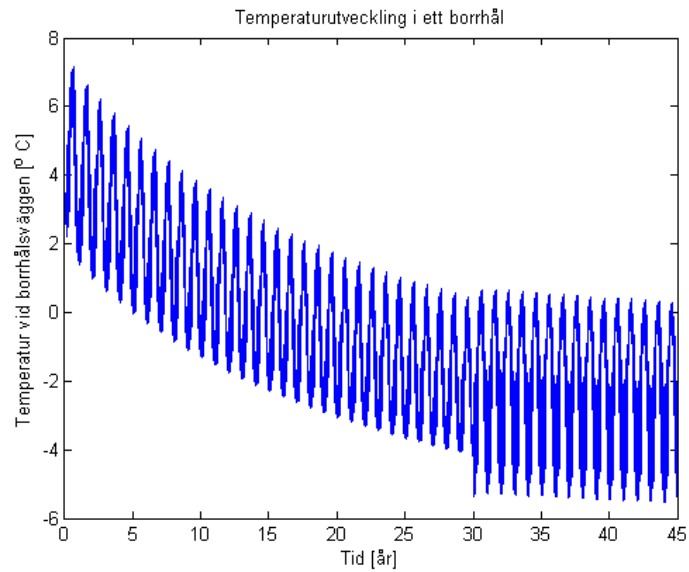


Figur 49: Identifiering av brytgränser för högsta SPF, vid avstängd VP under $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$ utgående brinetemperatur.



Figur 50: Årsvärmefaktorn för implementerad utluftkonvektor utan återladdning då värmepumpen stängs av vid för kalla temperaturer.

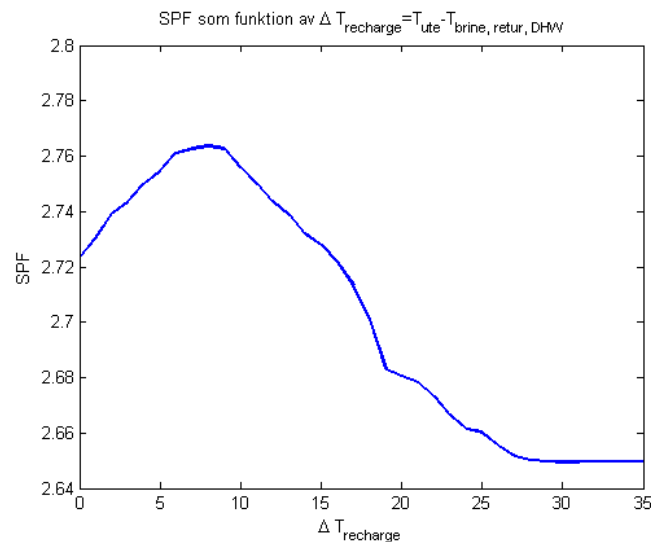
Medeleffektuttaget ur berget är -10.0 W/m , men momentanuttaget är -40 W/m . Man erhåller alltså lägre medeleffektuttag men ett högre momentaneffektuttag. Bergväggens temperaturförändring över tiden kan ses i Figur 51, där väggtemperaturen uppenbarligen nästan stabiliserats. Detta beror till stor del på att värmepumpen stängs av vid för kalla temperaturer.



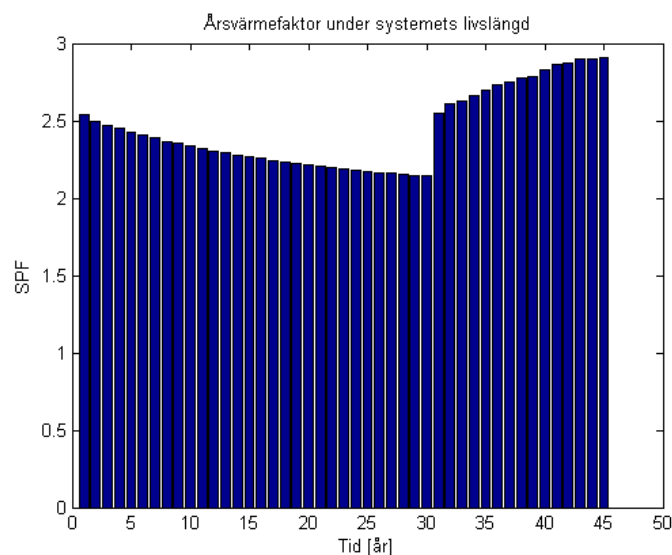
Figur 51: Borrhålets väggtemperatur vid borrhålsfält med uteluftkonvektor utan återladdning.

5.3.7 Med konvektor, lägsta tillåtna brine ut ur VP=-8 °C och återladdning

I detta fall återladdas även borrhålen i fältet. Utfallet för SPF för detta fall visas i Figur 52 och Figur 53. Ytterligare en signifikant förbättring av SPF (2.76) erhålls för detta fall. Det innebär att den extra drivenergi i form av pump- och fläktarbete som offras i luftkonvektorn, som tidigare inte kunde utnyttjas, nu ger ett betydande tillskott på systemets effektivitet.

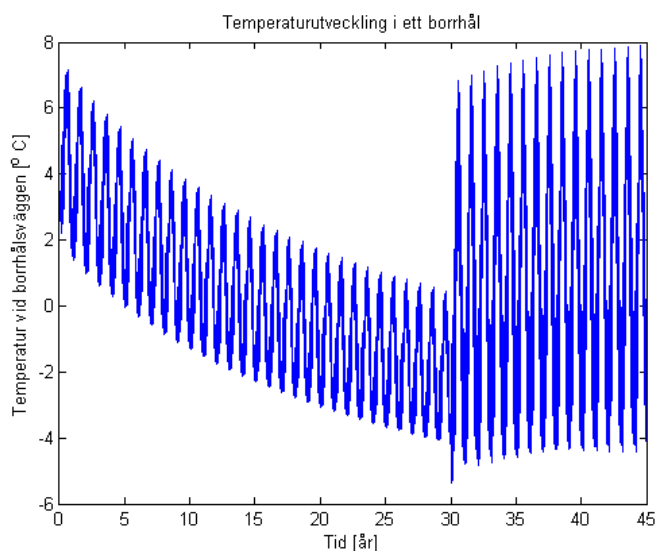


Figur 52: Inverkan av återladdning för borrhålsfält för värmepumpar som stängs av vid kalla brinetemperaturer.

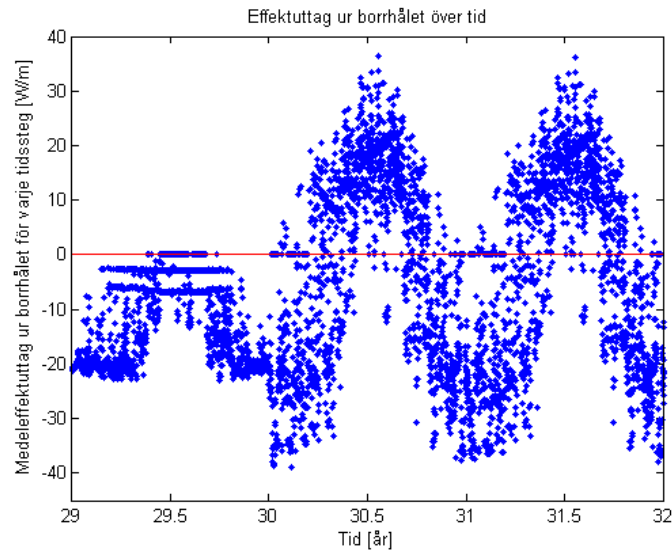


Figur 53: Förändring av SPF då återladdning görs på borrhål i borrhålsfält med värmepumpar som stängs av vid kalla brinetemperaturer.

Figur 54 visar borrhållsväggens temperatur och det kan noteras att denna ökar, istället för att svagt sjunka som det gör utan återladdning. Figur 55 illustrerar skillnaden i energiuttag ur berget, där en mycket mer balanserad profil erhålls. Medeleffektuttaget är -4.37 medans det momentana effektuttaget fortfarande är runt -40 W/m. Det låga medeleffektuttaget visar att det nu är mer att likna vid ett energilagret, där luftens energi under sommaren laddas ner i lagret och används under vintern. Det är dock fortfarande inte fullständig balans mellan laddning och urladdning.



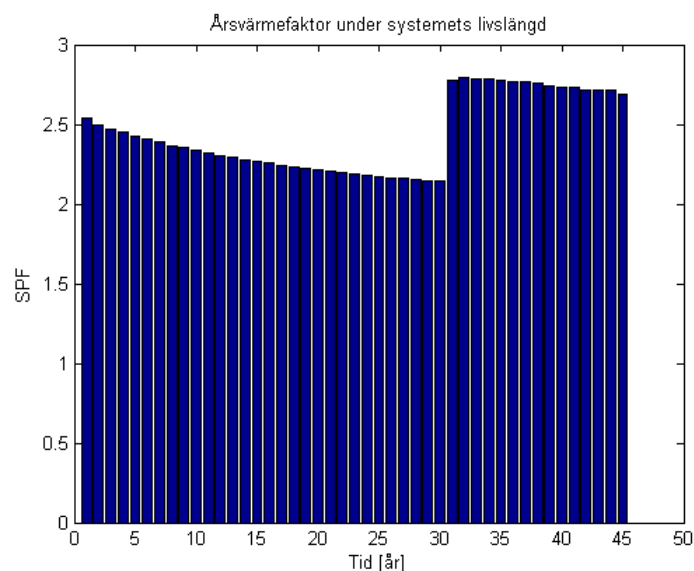
Figur 54: Borrhållets väggtemperatur vid återladdning.



Figur 55: Värmeuttag (negativa värden) och värmetillförsen (positiva värden) vid återladdande borrhålsfält med värmepumpar som stängs av vid kalla brinetemperaturer.

5.3.8 Med frånluftskonvektor, lägsta tillåtna brine ut ur VP=-8 °C och återladdning

I detta fall undersöks att en frånluftskonvektor används istället för en uteluftkonvektor. Simuleringarna indikerar att samma SPF (under 15 års drift) erhålls som för återladdning med uteluft. Dock är trenden nedåtgående för frånluftskonvektorn, se Figur 56, vilket indikerar att uteluftkonvektorlösningen är att föredra framför frånluftskonvektorn. Medeleffektuttaget ur berget är högre i detta fall (-9.47 W/m), med en större obalans i energiuttag.



Figur 56: Återladdning med frånluftskonvektor.

5.4 Diskussion

Projektet har skapat en modell av ett bergvärmesystem med en kompletterande värmekälla i form av en uteluftskonvektor. Ett stort antal fall har undersökts. Resultaten pekar på att det endast är i specifika fall som uteluftskonvektorn är energitekniskt rimlig att använda. Det fall som står ut är då den installerade värmepumpen har ett avstängningskriterier vid kalla brinetemperaturer och då värmepumpen är installerad i en stadsdel med många energibrunnar, t.ex. Bromma. Annars innebär det en marginell skillnad energitekniskt att använda en uteluftskonvektor.

Intressant är att bestämma hur stor värmepump som skall installeras vid ett utbyte. En stor ersättningsvärmepump ger teoretiska höga COP, men med ett kraftigt högre energiuttag ur berget. Detta större uttag gör att berget blir allt kallare och att kollektorslangarna blir betydligt kallare än tidigare. Det kan leda till frysning av hålet och värmepumpen slutar att fungera. Har värmesystemet inte haft detta problem med den ursprungliga värmepumpen kan detta bli en obehaglig överraskning. Har värmesystemet problem med isbildning och efterföljande driftsproblem skall absolut inte en större värmepump väljas, utan då kan en ny lika stor värmepump med återladdning med uteluftskonvektor vara intressant.

Att använda ”gamla” dimensioneringskriterier för den nya värmepumpen tillsammans med återladdning med en uteluftskonvektor och som kompletteringskälla till bergkollektorn verkar innebära att finns det inga driftproblem med hopklämda kollektorslangar (av för stor isbildning) kommer det inte heller att inträffa med denna nya lösning.

Ett alternativ som inte simulerats är att kompletteringsborra ett parallellt hål bredvid det befintliga. Detta minskar givetvis inte problem med eventuella överuttag av energi ur marken, men det minskar borrhålsmotståndet (då den värmeöverförande ytan ökar) och höjer därmed värmepumpens drifttemperatur. Eftersom temperaturen då blir högre i borrhålet reduceras även hastigheten av isbildning vilket är fördelaktigt om det finns ovan nämnda driftsstörningar.

Kostnaden för installation av dessa båda system är inte i detalj undersökta, men uppskattningsvis kostar en uteluftskonvektor, installerad och klar, 30 000 SEK medan ett kompletteringshål kan kosta (100 m) i storleksordningen 60 000 SEK. Det kan förväntas, genom att inspektera g-funktionen för två hål i närheten av varandra⁷ (Eskilsson, 1987) samt att inse att per meter borrhål halveras effektuttaget, att temperaturdifferensen från ostört berg till borrhålsväggen reduceras till ca 65 % av det enskilda hålet relaterat ostört berg. Det skulle innebära att för ett 100 meters djupt borrhål ökar väggens temperatur från -2 °C till 1.5. Eftersom värmepumpens effektivitet kan förväntas öka med några procent per grad kan SPF åtminstone förväntas bli runt 4 istället för 3.86.

En mer detaljerad ekonomisk analys tillsammans med jämförbara simuleringar behövs för att kvantifiera skillnader mellan de båda alternativen. För ett enskilt hål är det dock rimligen så att då ingen egentlig ökning av SPF erhålls med uteluftskonvektor, så är ett parallellt

⁷ Det är alltså tänkt att dessa två hål är parallella och betjänar samma värmepump.

kompletteringshål nog att föredra. Det är dock fortfarande ganska måttliga förbättringar som kan åstadkommas.

6 Måluppfyllelse

Målet med projektet har varit att kvantifiera och identifiera potentialen med att komplettera en värmepump med en uteluftkonvektor. Projektet har undersökt ett stort antal varianter av installationen och hur och när konvektorn kan vara ett intressant alternativ. Vi har inte kunnat kvantifiera den ekonomiska vinsten, då det inte varit möjligt att kvantifiera när eventuella problem med isbildning sker. Ett scenario har undersökts för att indikera potentialen.

Det anses alltså att målen med projektet har uppfyllts och nyttan (eller onyttan) med luftkonvektorn har kvantifierats.

7 Lärdomar

Det är inte lätt att på förhand se utfall av olika systemlösningar. Även när lösningar simuleras i detalj införs många förenklingar, vissa på grund av att det inte finns bättre modeller att tillgå.

Den största lärdomen är nog vikten av att ta till rejält med borrhål, så att inte ett nytt måste borrar nästa gång värmepumpen behöver bytas ut. De husägare med korta hål som står inför ett byte sitter i ett dilemma; hur ska de välja sitt nya värmesystem? Enklaste lösningen på det är att fungerade det med den gamla, välj en som har samma kyleffekt. Vill något bättre SPF erhållas men utan att riskera problem, välj en med samma effekttäckning och komplettera med en utekonvektor och återladdning.

Inom stadsdelar bör det även funderas över om inte ett mer balanserad energiuttag skall vara nödvändigt. Här kan temperaturen i berget bli besvärande lågt.

8 Förslag på fortsatt arbete

Efter varje genomfört projekt genereras fler frågeställningar än vad som fanns från början. Förhoppningen är att dessa nya frågeställningar leder till än mer fördjupad förståelse.

I detta projekt kan följande frågor identifieras som bör kartläggas:

1. Vad innebär det att borra ett kompletteringshål, dvs. hur kan detta modelleras?
2. Hur mycket is kan det bildas innan problem uppstår?
3. Kommer resultaten att vara annorlunda beroende vilken del av Sverige som studeras?
4. Utöver sol (Kjellsson) och uteluft (detta arbete), vad kan användas som kompletteringskälla för bergvärmeanläggningar?

Nomenklatur

COP_1	Värmefaktor	-
c_p	Specifik värmekapacitet	$J/(kg \cdot K)$
DVUT	Dimensionerande VinterUteTemperatur	$^{\circ}C$
\dot{E}_k	Kompressoreffekt	W
H	Borrhålslängd	M
$K_{1,2}$	Hjälpvariabler radiatorkurvan	-
n_R	Radiatorexponenten	-
NTU	Antal värmeöverförande enheter	-
P	Eleffekt	W
\dot{Q}	Värmeeffekt	W, W/m
Q	Värmeenergi	J
R_B	Borrhålsmotstånd	$m \cdot K / W$
r_b	Borrhålsradie	M
SHGC	Andel sol som blir till värme inne i huset	-
SPF	Årsvärmefaktor	-
T	Temperatur	$^{\circ}C$
t	Tid	s
t_s	Bergets tidskonstant	S
U	Värmeomgångstal	$W/(m^2 \cdot K)$
UA	Totalt termiskt överföringsförmåga	W/K
\dot{V}	Volymflöde	m^3/s
VP	Värmepump	-
ΔT	Temperaturdifferens	$^{\circ}C$
α	Termisk diffusivitet	m^2/s
ε	Värmeväxlareffektivitet	-
λ	Värmeledningsförmåga	$W/(m \cdot K)$
ρ	Densitet	kg/m^3
ζ, β	Hjälpvariabler radiatorkurvan	-

Referenser

ATON, 2007. Energideklaration av bostadsbyggnader, Metoder för besiktning och beräkning, Version 2.

Björk E., Acuña J., Granryd E., Mogensen P., Nowacki J-E., Palm B., Weber K., 2013, Bergvärme på djupet – Boken för dig som vill veta mer om bergvärmepumpar, KTH – Energiteknik, ISBN 978-91-7501-754-9.

Cimmino, M., Bernier, M.. 2013. Preprocessor for the generation of g-functions used in the simulation of geothermal systems. *Konferensartikel*, 13th Conference of International Building Performance Simulation Association, Chambéry, France, August 26-28, 2013, s 2675-2682.

Energimyndigheten, 2009. Mätning av kall- och varmvattenanvändning i 44 hushåll, Delrapport I Energimyndighetens projekt Förbättrad energistatistik i bebyggelsen och industrin. (ER 2009:26)

Eskilsson, P., 1987, Thermal Analysis of Heat Extraction Boreholes, Doktorsavhandling, Lunds Tekniska Högskola, ISBN 91-7900-298-6.

Forsén Martin, 2004, Simulering av värmepumpssystem, Rapport. Stockholm : effsys, 2004.

Granryd E., Ekroth I., Lundqvist P., Melinder Å., Palm B., Rohlin P., 2011, Refrigerating Engineering, Avd. Tillämpad Termodynamik och Kylteknik, Inst. Energiteknik, KTH.

Gustafsson, A.-M., 2010. Thermal Response Tests – influence of convective flow in groundwater filled borehole heat exchangers. *Doctoral Thesis*, Luleå University of Technology, Sweden.

Harrysson, C., 2014. Kris för energieffektivisering av småhus: Förväntade energivinster uteblir ofta. *Kyla+*, 3/2014, sid. 38-41.

Incropera F.P., DeWitt D.P., Bergman T.L., Lavine A.S., 2013, Principles of Heat and Mass Transfer, 7th ed., John Wiley & Sons, Singapore, ISBN 978-0-470-64615-1.

Metoetest, Meteoronorm v6.1.0.19, Bern, Schweiz.

H. Yang, P. Cui, Z. Fang, 2010, Vertical-borehole ground-coupled heat pumps: A review of models and systems, *Applied Energy*, vol. 87, pp. 16-27.

Yavuzturk, C., J.D. Spitler. 1999. A Short Time Step Response Factor Model for Vertical Ground Loop Heat Exchangers. *ASHRAE Transactions*. 105(2): 475-485.

Projektets vetenskapliga publikationer

Claesson J., 2013, Performance Evaluation of Combined Heat Sources for Innovative Heat Pumps – Ground Source Combined With an Air Coil, CLIMA 2013, PaperID 650.

Ramqvist A., Länsmans M., 2014, Komplettering av befintlig bergvärmekälla med en ny effektiv värmepump och uteluftkonvektor, Kandidatexamensarbete, KTH – Energiteknik.

Kibe A., 2014, Uppgradera befintlig bergvärmekälla med en ny värmepump, Kandidatexamensarbete, KTH – Energiteknik.

Heinerud V., Mattsson J., 2014, En studie av uteluftkonvektor som komplement till bergvärmepump, Kandidatexamensarbete, KTH – Energiteknik.

Projektets populärvetenskapliga publikationer och presentationer

Stare J., Claesson J., 2014, Komplettera bergvärme med uteluftkonvektor, Kyla⁺. (inskickad och under korrekturläsning/publicering).