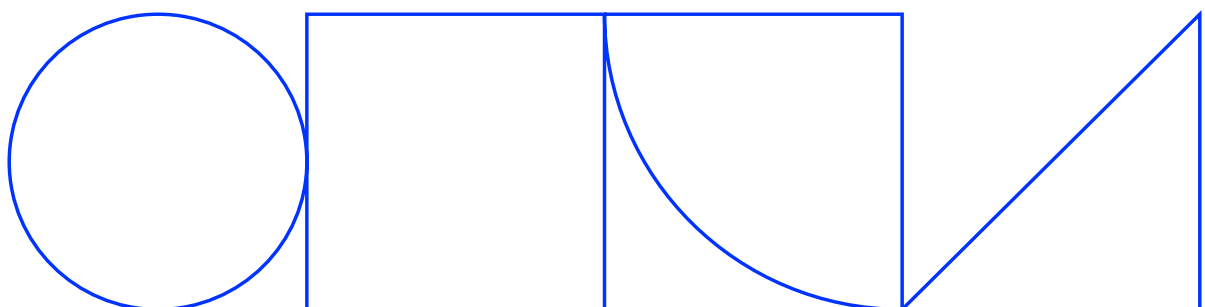


Hur lågt kan vi gå?

Optimerade lågtemperatursvärmesystem med bergvärme

Taha Arghand, Johan Svensson
Bengt Dahlgren, PEAB

2024-03-28



Förord

Vi vill härmed framföra vårt djupaste tack till Svenska Byggbranschens Utvecklingsfond SBUF och HSB Living Lab-Göteborg för deras finansiella stöd som gjorde denna studie möjlig under åren 2023-2024. Utan deras generositet och engagemang hade detta arbete inte varit genomförbart.

Vi vill även rikta ett varmt tack till referensgruppen för deras värdefulla bidrag till studien. Deras dedikation och insiktsfulla insatser har varit ovärderliga för att forma och förbättra innehållet i denna rapport. Vi är tacksamma för det prestigefria samarbetet och den kunskap som de delade med sig av.

Referensgrupp:

Martin Larsson, RISE

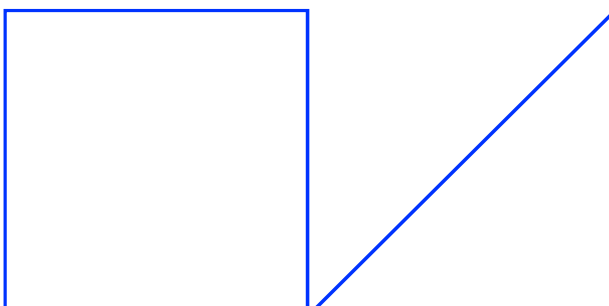
Saqib Javed, Lund Tekniska Högskolan

Carl-Ola Danielsson, Swegon

Mattias Gruber, Fläktgrupp

Henrik Olsson, NCC

Nicklas Johansson, Thermia



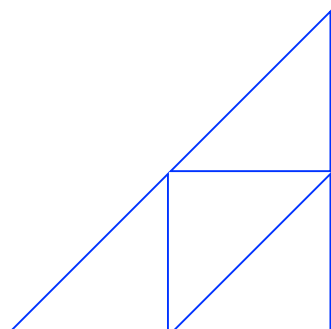
Sammanfattning

Bergvärmepumpar är traditionellt utformade för högtemperaturförsörjning som orsakar höga värmeförluster i rörsystemet och hög elanvändning för att driva värmepumpen. Att använda lågtemperaturdesign kan minska värmeförlusterna och elanvändningen. Detta projekt syftar till att hjälpa entreprenörer och konstruktörer att utforma ett kostnadseffektivt och energieffektivt värmesystem med bergvärmepumpar med lågtemperaturvärmesystem.

Genom en noggrann analys bekräftar studien fördelarna med att implementera lågtemperaturvärmesystem med jordvärme i bostäder. Systematisk utvärdering av energiprestanda, livscykelkostnader och miljöpåverkan visar på tydliga förbättringar i energieffektivitet och minskad elkonsumtion. Användning av lägre framledningstemperaturer till värmesystem leder till bättre prestanda hos värmepumparna, vilket resulterar i avsevärda besparingar över systemets livslängd. Resultaten visar att varje 10 grads minskning av framledningstemperaturen leder till en ca. 15% till 20% minskning av den inköpta elen.

Studien lyfter även fram potentialen till att minska CO₂-utsläpp och bidra till mer hållbara byggnadspraxis. Studiens resultat antyder att genom att höja temperaturen på framledningstvattnet kan man minska kompressorns behov av elektricitet, vilket i sin tur potentiellt kan minska CO₂-utsläppen med ca. 20 %. Dock är de initiala investeringskostnaderna och behovet av noggrann planering och design framhållna som betydande hinder. Vikten av ytterligare forskning, politiskt stöd och tekniska framsteg för att underlätta en bredare adoption av dessa system understryks, för att säkerställa deras ekonomiska och miljömässiga livskraftighet för hållbar utveckling framöver.

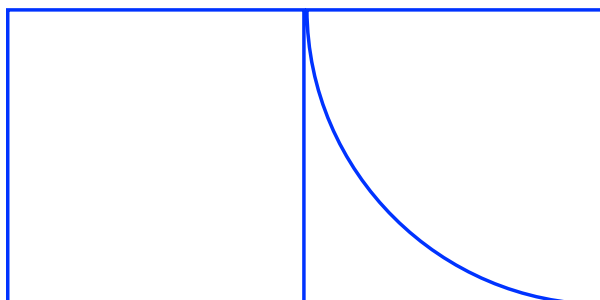
För att avgöra den mest kostnadseffektiva framledningstemperaturen, måste man överväga både de initiala och de årliga kostnaderna, samt andra ekonomiska och tekniska parametrar. Denna optimering kräver en grundlig analys där såväl tekniska prestanda som ekonomiska förutsättningarna beaktas för att ta fram en välunderbyggd strategi för investeringen. Denna studie visar att den optimala framledningstemperaturen för värmesystemet i byggnaden varierar mellan 45°C och 55°C. Denna variation beror i huvudsak på framtida ekonomiska förutsättningar, bland annat energipriser och kalkylräntor, samt investeringskostnader. Resultaten indikerar också på att det är viktigt att ta hänsyn till värmesystemets framledningstemperatur redan i de tidiga designskedena, eftersom detta påverkar storleken på borrhålssystemet samt dess livslängd.



Innehåll

Förord	1
Sammanfattning	2
1. Inledning	5
1.1. Bakgrund	5
1.2. Syfte	6
1.3. Genomförande	7
1.3.1. Datainsamling och dataanalys	7
1.3.2. Simulering och validering av modell	8
1.3.3. Systemstudier	8
1.3.4. Dimensioneringsunderlag och livscykelanalys	8
1.3.5. Rapport	8
2. Referensprojekt och modellvalidering	9
2.1. Referensprojekt	9
2.2. Klimat	10
2.3. Simulerad byggnad	10
2.4. Modellvalidering	11
3. Metod	13
3.1. Fallstudie	13
3.2. Värmesystem	14
3.2.1. Primärsidan- borrhålanläggning	14
3.2.2. Sekundärsidan- byggnadsvärmesystem	17
3.3. LCC	17
3.3.1. Investeringskostnader	17
3.3.2. Årliga kostnader	18
3.3.3. Reinvestering och restvärde	19
3.3.4. Totala kostnader	20
3.4. Simulering	20
3.5. Borrhål projektering	20
3.6. Metodologi	21
4. Resultat	23
4.1. Energianalys	23
4.2. Värmepumpsprestanda	24
4.3. Borrhålsprojektering	27

4.4.	Kostnadsanalys	30
4.4.1.	Investeringskostnader	30
4.4.2.	Årliga kostnader	32
4.4.3.	Reinvestering	32
4.4.4.	Total LCC	32
4.5.	CO2 utsläpp	33
5.	Känslighetsanalys	34
6.	Optimerad driftstemperatur	36
7.	Diskussion	38
7.1.	Praktiska designaspekter	38
7.2.	Allmän diskussion	39
7.3.	Osäkerheter	40
7.3.1.	Osäkerheter vid modellering av byggnad	40
7.3.2.	Begränsningar vid modellering av bergvärmepumpar	41
8.	Slutsats	42
	Referenser	43



1. Inledning

Detta kapitel består av fyra delar:

- Bakgrund
- Syfte
- Genomförande
- Rapportupplägg

1.1. Bakgrund

Europeiska unionen och den svenska regeringen planerar att drastiskt minska fastigheters energianvändning under de närmaste decennierna. Målet är att skapa hållbara samhällen som ska vara energineutrala på kort sikt. För att uppnå detta utmanande mål spelar effektiva värmesystem (rumsvärmare) en nyckelroll. En ytterligare minskning av byggnaders energianvändning innebär att vi tittar på sätt att förbättra värmeproduktionsprocessen.

Bergvärmepumpar är kända som en av de mest energieffektiva teknikerna på marknaden. Användningen av bergvärmepumpar för att leverera värme och kyla till byggnader har ökat kraftigt under det senaste decenniet. Dessa system har en hög potential för energieffektivitet, vilket har miljömässiga och ekonomiska fördelar.

Bergvärmepumpar använder marken som värmekälla i uppvärmningsläget. En bergvärmepump drivs vanligen av el för att flytta värme från marken till byggnaden för uppvärmning och tappvarmvattenapplikationer. Den termiska effektiviteten hos bergvärmepumpar, kallad "coefficient of performance" (COP), definieras som förhållandet mellan värme som levereras till byggnaden och förbrukad el. Ur ett termodynamiskt perspektiv är den termiska effektiviteten hos en bergvärmepump associerad med värmekällans temperatur och temperaturnivån för tillförselvattnet till värmesystemet. Ju lägre framledningstemperatur, desto högre blir värmepumpens termiska effektivitet.

De nuvarande konstruktionsprinciperna för dimensionering av radiatorer antas huvudsakligen för fjärrvärmesystem. Resultat från en undersökning av radiatorer i Sverige visade att den genomsnittliga framledningstemperaturen för designad utomhustemperatur -16 °C är 64 °C [1]. För en utomhustemperatur på 5 °C eller högre hade alla radiatorsystem framledningstemperaturer på 55 °C eller lägre. Att utforma en bergvärmepump baserat på dessa temperaturnivåer orsakar en minskning av COP och en ökning av elbehovet. Med andra ord, för att förbättra värmepumpens prestanda krävs lägre temperaturer.

Dimensionering av värmesystem baserade på principen "lågtemperaturuppvärmning" är ett genomförbart alternativ till den traditionella dimensioneringsmetoden. Lågtemperaturvärmesystem arbetar med relativt låg tilluftsvattentemperatur ($< 45\text{ °C}$). Användning av lågtemperaturvärmesystem i nya och renoverade byggnader är möjlig för bättre värmeisolering av byggnader och nya tekniker för att minska

ventilationsförlusterna. Tidigare studier av dessa system i Sverige visade att en acceptabel termisk komfortnivå uppnåddes med radiatorsystemet som försörjs av vattentemperatur så låg som möjligt [2,3].

Kombinationen av lågtemperaturvärmesystem och bergvärmepumpar har tidigare studerats ur ett energieffektivitetsperspektiv i två projekt av SBUF. Studierna visade att varje grads minskning av framledningstemperaturen ledde till en ökning av COP med cirka 1% till 2% [4,5]. Med andra ord leder en temperatursänkning från 55 °C till 45 °C till cirka 10% till 20 % minskning av den inköpta elen.

Även om det är önskvärt att uppnå en högre COP ur ett energiperspektiv, är de ekonomiska och miljömässiga konsekvenserna av att kombinera lågtemperaturvärmesystem med bergvärmepumpar okända. Värmesystem med högre COP tar högre energi från marken och kräver därmed ett större borrhålssystem. Därför är deras investeringskostnader för att borra och installera borrhålen förmodligen högre jämfört med högtemperaturvärmesystemen. Dessutom krävs större radiatorer för att kompensera för den reducerade varmvattentemperaturen. Därför innebär investeringskostnaderna vid användning av lågtemperaturvärmesystem en betydande investeringskostnad. Det finns en risk att höga investeringskostnader förhindrar att lågtemperaturvärmesystem blir utbredda.

1.2. Syfte

Bergvärmepumpar är traditionellt utformade för högtemperaturförsörjning som orsakar höga värmeförluster i rörsystemet och hög elanvändning för att driva värmepumpen. Att använda lågtemperaturdesign kan minska värmeförlusterna och elanvändningen. Men konsekvenserna av att tillämpa lågtemperaturvärmesystem med bergvärmepumpar på investeringskostnaderna, driftkostnaderna och utformningen av borrhålen är inte klarlagda. Specifikt är det inte klart hur låg driftstemperaturen kan vara för att utforma ett kostnadseffektivt och energieffektivt system med markkopplade värmepumpar.

Detta projekt syftar till att hjälpa entreprenörer och konstruktörer att utforma ett kostnadseffektivt och energieffektivt värmesystem med bergvärmepumpar med lågtemperaturvärmesystem. Den nya aspekten som kommer att utvecklas i denna studie är att använda framledningstemperaturen i värmesystemet som huvudparameter för att utforma markkopplade värmesystem. Fördelen med denna metod, jämfört med andra metoder, är att den tillåter konstruktörer och entreprenörer att anpassa investerings- och livscykelkostnaderna för ett markkopplat värmesystem baserat på projektbudgeten och andra designkrav genom att välja en lämplig framledningstemperatur för värmesystemet. Såvitt författaren känner till finns det dock inga publicerade studier som har fastställt det optimala temperaturintervallet för markkopplade värmesystem.

Ytterligare ett mål är att bidra till kunskapsspridning inom branschen om jämförelse mellan hög- och lågtemperaturvärmesystem med bergvärme med hänsyn till

investeringskostnader, energikostnader och miljöaspekter. En utmaning med lågtemperaturssystem är produktion av varmvatten. I denna studie inkluderas att se på konsekvens av varmvattenproduktion vid utformning av värmesystemet och möjliga lösningar för detta.

Följande punkter kommer att utvecklas och undersökas i denna studie:

Energi: Inköpt energi, el och värme, kommer att undersökas och analyseras för en bergvärmepump i kombination med högtemperatur- och lågtemperaturvärmesystem. Analysen kommer också att utöka systemets energiprestanda i förhållande till värmesystemets driftstemperatur.

Kostnader: En systematisk studie av den totala kostnaden för ett värmesystem med bergvärmepump kommer att utföras i förhållande till driftstemperaturen. Studien inkluderar en känslighetsanalys av investerings- och livscykelkostnaderna för ett markkopplat värmesystem i förhållande till värmesystemets driftstemperatur.

Klimatbelastning eller koldioxidavtryck: Studien omfattar en undersökning av den ökade mängden material, koldioxidavtryck och miljöpåverkan i relation till förändringar i framledningstemperaturen från markanslutna system. Analysen kommer att sträcka sig ytterligare för att uppnå högsta hållbarhetsbetyg för denna typ av värmesystem under de svenska designförutsättningarna.

Optimerad driftstemperatur: Resultatet av denna studie kommer att presenteras i form av en optimeringsmetod för design av värmesystem utrustade med bergvärmepumpar. Metoden undersöker avvägningen mellan investeringskostnader, livscykelkostnader och miljöpåverkan av ett värmesystem som använder en bergvärmepump.

1.3. Genomförande

Projektet genomförs vid avdelning för energi och kylteknik på Bengt Dahlgren. Till projektet knyts också en referensgrupp med olika experter. Genomförandet av projektet är uppdelat i följande steg:

1.3.1. Datainsamling och dataanalys

HSB Living Lab i Göteborg fungerar som testbyggnad i denna studie. Det är ett hyreshus som är tillgängligt för både studenter och forskare att hyra året runt. För att validera modellen användes månadsvisa uppvärmningsdata från år 2018. Dessutom samlades all information om materialkonstruktion, relevanta ritningar osv. in och användes för att utveckla energimodeller.

1.3.2. Simulering och validering av modell

Projektet utvecklade en simuleringsmodell av HSB LL i IDA ICE. Modellen utvecklades baserat på det befintliga värmesystemet med fjärrvärme. Därefter validerades modellen med data från HSB LL.

1.3.3. Systemstudier

Den validerade modellen blev en utgångspunkt för övriga modeller där utformningen av värmesystemet studerades. Modellen justerades för lågtemperaturvärmesystem med bergvärmepump. Parametrar som studerades inkluderade dimensionerande temperaturer i värmesystemet jämfört med bergvärmeeffektivitet och elförbrukning, samt erforderlig storlek på rumsradiatorer och borrhål för olika framledningstemperaturer i värmesystemet. Parameterstudierna förankrades i referensgruppen.

1.3.4. Dimensioneringsunderlag och livscykelanalys

Dimensioneringsunderlag och livscykelanalys utvecklades för ett par kombinationer av lågtemperaturvärmesystem med bergvärmepump. Resultaten från studien presenterades i form av en optimeringsmetod för utformning av värmesystem utrustade med bergvärmepumpar.

1.3.5. Rapport

Projektet rapporterades i form av en slutrapport, och resultaten spreds bland annat som en del av HSB Living Labs arbete och nätverk av samarbetspartners.

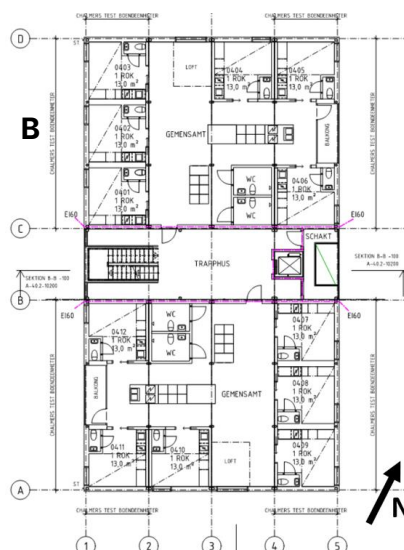
2. Referensprojekt och modellvalidering

Detta avsnitt presenterar den referensbyggnad som används för datainsamling, utveckling av simuleringsmodell och validering av modell. Den validerade modellen kommer att användas i följande undersökningar och simuleringar.

2.1. Referensprojekt

HSB Living Lab är en bostadsbyggnad med en totalyta på ca 1800 m² och består av 29 lägenheter av varierande storlek, belägna i Johannebergs området i Göteborg. Byggnaden är i första hand avsedd som studentboende och är utrustad med olika sensorer för experimentändamål. Den sträcker sig över 4 våningar, där första våningen fungerar som entré och gemensamhetsyta, medan de övriga våningarna är uppdelade i två identiska halvor separerade av en korridor, Figur 1.

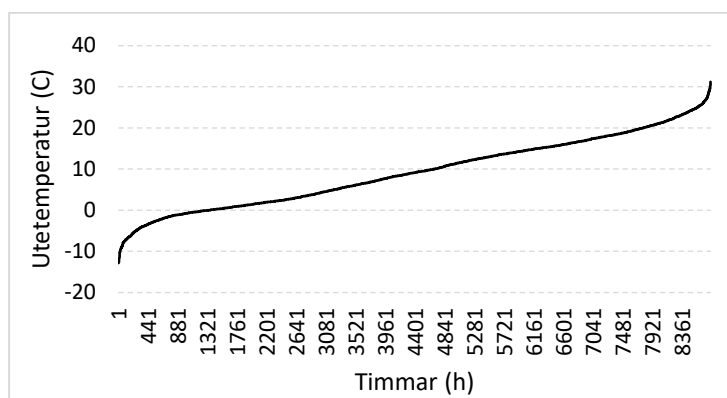
Värmesystemet omfattar markkopplade värmepumpar och fjärrvärme, där fjärrvärmesystemet var den enda värmekällan under studieperioden. Värme distribueras genom ett golvvärmesystem, där varje lägenhet eller modul har en individuell fördelningsbox som reglerar värmeleveransen till varje zon genom att modulera vattenflödet.



Figur 1. A) HSB Living-Lab i Göteborg, B) typplan.

2.2. Klimat

Denna studie genomförs över en period av ett år, med start från den 1 januari 2018 till den 1 januari 2019. Klimatfilen som används i studien är specifik för Göteborg och har hämtats från SVEBY [6]. Den lägsta torrkolstemperaturen registreras vid $-12,9\text{ }^{\circ}\text{C}$, den högsta vid $31,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, och den årliga medeltemperaturen är $9,2\text{ }^{\circ}\text{C}$. Figur 2 visar varaktighetsdiagrammet för lufttorrtemperaturen.



Figur 2. Utetemperatur varaktighetdiagrammet, Göteborg 2018.

2.3. Simulerad byggnad

Figur 3 presenterar en bild av byggnadsmodellen som har utvecklats i IDA ICE, en programvara för simulering av byggnadsprestanda. Simuleringarna omfattar byggnadens årliga energibehov, årliga inköpsenergi och toppuppvärmningsbehov.



Figur 3. HSB Living-Lab IDA modell för validering.

Byggnadens totala U-värde är exceptionellt lågt, cirka $0,3\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, vilket har uppnåtts genom användningen av prefabricerade byggnadsmoduler. Dessutom är fönstrens U-värde relativt lågt, endast $0,8\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. Detaljer om byggnadens fasad specificeras i Tabell 1.

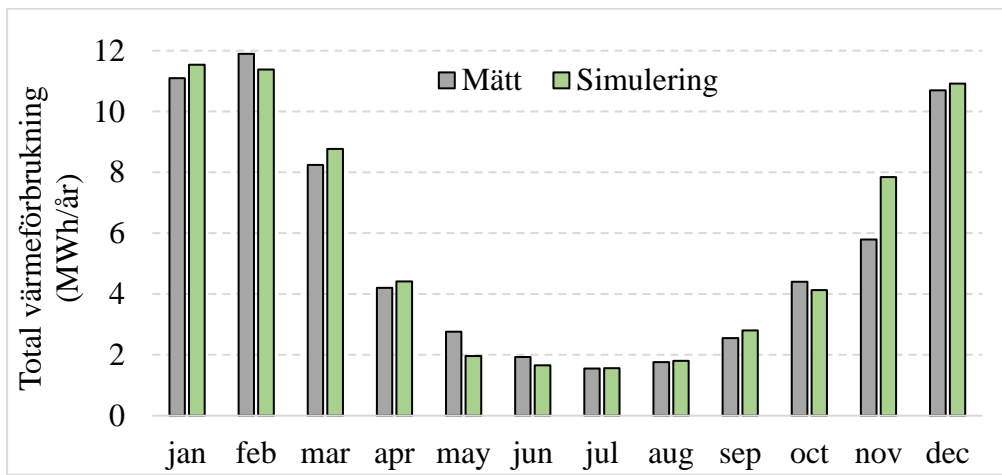
Tabell 1. Sammanfattning av byggkonstruktions U-värde.

Byggnadskonstruktion	U [W/(m ² K)]
Yttervägg	0,18
Yttervägg - vägg plan 1	0,16
Yttertak	0,11
Platta på mark	0,07
Platta på mark	0,09
Fönster 3-glas	0,82
Total	0,3

Byggnaden har ett FTX-ventilationssystem med en värmeåtervinningseffektivitet på ca. 83%. Ventilationssystemet inkluderar en värmeslinga som matas av värmesystemet och har även ett förkylningssystem som använder frikyla från borrhål. Det bör noteras att förkylningssystemet inte var aktivt under den tidsperiod då denna studie genomfördes.

2.4. Modellvalidering

Figur 4 visar en jämförelse mellan mätta och simulerade värmeanvändningsdata för varje månad. Både mätt- och simulerade resultat inklusive värme för uppvärmning och tappvarmvattenenergi. Det uppmätta och faktiska värmebehovet visar en god överensstämmelse för varje månad, med den högsta avvikelsen i maj på 8 % och en total avvikelse på ca 5 %. Det finns flera orsaker till denna avvikelse. En orsak är värmebehovet för tappvarmvatten. Eftersom det inte fanns någon separat mätning för energiförbrukning av tappvarmvatten, uppskattades behovet utifrån den lägsta efterfrågan under juni-augusti och personlig erfarenhet. Andra faktorer som kan bidra till avvikelsen inkluderar klimatfilen, byggnadens fasadegenskaper, boendebeteende osv. Ytterligare diskussion om begränsningarna för byggnadssimuleringen presenteras i avsnitt 7.3.



Figur 4. Jämförelse mellan mätta och simulerade värmeanvändningsdata för varje månad.

3. Metod

Det föregående kapitlet ägnades åt att beskriva referensprojektet och validera simuleringsmodellen, som utvecklades baserat på referensbyggnaden. I detta kapitel används den validerade modellen för att undersöka påverkan av att ändra framledningstemperaturen på värmepumpens energiprestanda och värmeleverans från radiatorerna. För att möjliggöra detta byts "undercentralen" ut och ersätts med ett bergvärmepumpsystem. För att uppnå en mer realistisk utvärdering genomförs dessutom simuleringar för en byggnadsgrupp som består av 5 identiska byggnader som referensprojektet.

Kapitlet inleds med en presentation av fallstudien, följt av en beskrivning av värmesystemet och de använda metoderna för att undersöka LCC-analysen. Slutligen sammanfattas den metod som används i studien.

3.1. Fallstudie

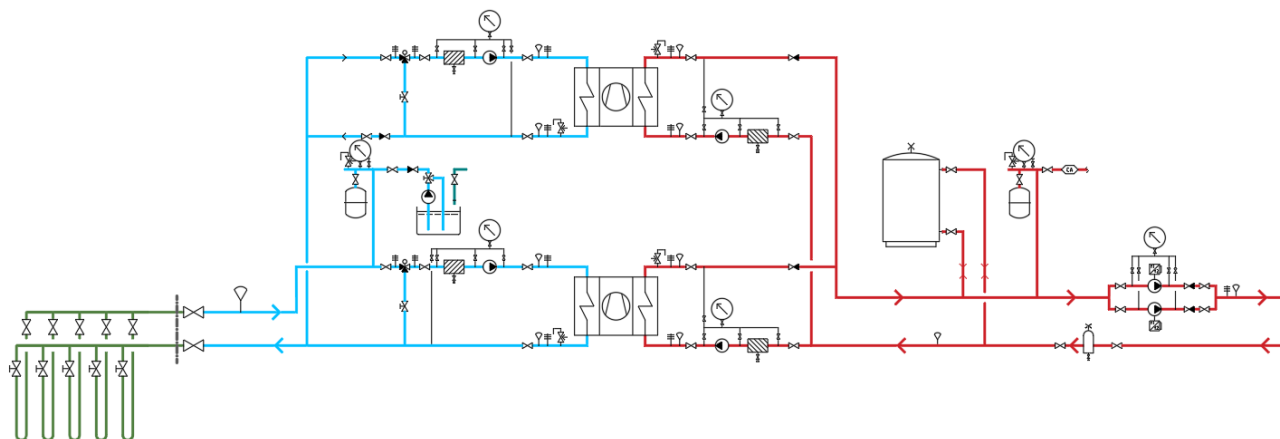
Fallstudien inkluderar fem identiska byggnader som referensprojekt. Anledningen till att studera en grupp byggnader istället för en enskild byggnad är att genomföra en mer realistisk och omfattande studie. En sammanfattning av de mest betydande simuleringsdata för fallstudien återfinns i Tabell 2.

Tabell 2. Indata för simulering.

Läge	Göteborg
Klimat	SVEBY-Göteborg - 2018
A_{temp}	1900 m ²
U-värde	0,3 W/m ² .K
Värmesystem-primärsidan	Bergvärmepumpar- el som spets
Värmesystem-sekundärsidan	Vattenradiatorer
Ventilationssystemet	FTX
Börvärde	Trapphus, fläktrum = 15 °C Mötesplats = 20 °C Lägenheter = 21 °C

3.2. Värmesystem

Värmesystemet som har analyserats i denna studie består av bergvärmepumpar på primärsidan och vattenradiatorer på sekundärsidan. Ett förenklat schema över systemet presenteras i Figur 5, och det efterföljande avsnittet ger en detaljerad beskrivning av systemet.



Figur 5. Principschema av värmesystemet.

3.2.1. Primärsidan- borrhålanläggning

Den primära sidan består av energilagret i borrhålen och värmepumpen. Borrhålen är borrade i berget och naturligt fyllda med grundvatten. Borrhålen är utrustade med enskilda U-rörs markvärmewäxlare och är vertikalt borrade i närheten av byggnaden. Värmebärandevätskan som används är bioetanol med en koncentration på 28%.

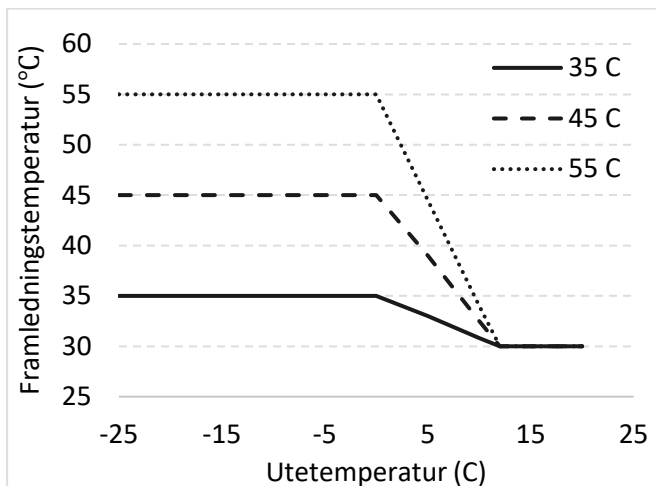
Eftersom referensbyggnaden saknar lagring av borrhålsvärmeenergi, hämtas indata för utformning av borrhålen från termiska svarstester utförda inom ramen för en annan studie. Platsen för det termiska responstestet var även den på Chalmers tekniska högskolas campus och låg mycket nära referensbyggnaden. Ytterligare information om testvillkoren finns i [7,8]. Tabell 3 innehåller de angivna parametrarna för borrhålen.

Tabell 3. Indata för markvärmväxlare simulering.

Borrdjup (aktivt längd)	260 m eller 265 beroende på framledningstemperatur
Avstånd mellan hål	15 m
Diameter borrhål	114 mm
Kollektor	Enkelt U-rör 40 mm
Värmeledningsförmåga berg	2,4 W/m,K
Borrhålsmotstånd	0,09 K/W,m
Värmekapacitet berg	2400 kJ/m ³ K (antaget)
Temperatur orört berg	9,0 °C

IDA ICE har en begränsad uppsättning värmepumpsmodeller som kan användas i simuleringsmodeller. I denna studie används en Thermia: Mega M-värmepump med en nominell värmekapacitet på 44 kW och en årlig COP på 4,2 [9]. Klassificeringsvillkoren för värmepumpsmodellen i IDA ICE är utgående och ingående köldbärartemperatur vid 0 °C och -3 °C, samt ingående och utgående vattentemperatur till/från värmepumpen vid 27 °C and 35 °C.

Enligt värmesimuleringarna uppgår det högsta värmebehovet för byggnaderna till ca 240 kW, vilket innebär att 6 värmepumpar krävs för att täcka toppbelastningen. Värmepumparna i modellen är parallellkopplade, och den totala värmeeffekten justeras automatiskt av mjukvaran för att täcka effektbehovet. Schemat över primärsidan presenteras i Figur 6. Den högsta utloppsvattentemperaturen från värmepumparna är inställd antingen på 35 °C, 45 °C eller 55 °C, beroende på de aktuella studieförhållandena. Det är viktigt att notera att den lägsta vattentemperaturen är inställd i enlighet med utomhustemperaturen, vilken tydligt framgår i Figur 6. Det är även värt att notera att den totala värmeeffekten hos värmepumparna regleras av mjukvaran, baserat på det aktuella värmebehovet.



Figur 6. Vald reglerkurva för framledningstemperaturen för tre alternativ.

En ytterligare grupp värmepumpar består av endast en enhet, som är avsedd att tillhandahålla varmvatten. Denna värmepump är av samma typ som de övriga värmepumparna, men dess utloppsvattentemperatur är konstant inställd på 55 °C året om. Den här värmepumpen är ansluten till samma geotermiska lager. Det är emellertid av stor vikt att notera att dess termiska prestanda inte tas med i beräkningarna tillsammans med de andra värmepumparna. Detta beror på att denna specifika värmepump endast används för att täcka varmvattenbehovet och levererar alltid vatten med samma temperatur. Denna studie fokuserar dock på att undersöka hur framledningstvattentemperaturen i värmesystemet påverkar värmepumpens prestanda. Av den anledningen beaktas endast de värmepumpar som levererar värme vid beräkningen av energieffektivitet. Märkningsvillkoren för värmepumparna specificeras i Tabell 4.

Tabell 4. Bergvärmepump tekniska data [9].

Värmepumptyp	Thermia- Mega M
Effektområde (kW)	11 - 44
Värmeeffekt (kW)	26,7
Ingående effekt (kW)	5,8
Årlig COP	4,6
SCOP, 35 °C	5,86
SCOP, 55 °C	4,55

3.2.2. Sekundärsidan- byggnadsvärmesystem

Värme levereras till rummen genom vattenradiatorer, och deras värmeeffekt är proportionell mot framledningstvattentemperaturen. Eftersom olika framledningstvattentemperaturer undersöks i denna studie är det av betydelse att säkerställa att tillräcklig värmeeffekt finns tillgänglig vid samtliga testade temperaturer. En minskad värmeeffekt på grund av sänkt framledningstemperatur kompenseras genom att öka antalet radiatorer i zonerna. Värmeeffekten hos radiatorerna beräknas enligt följande formel [10]:

$$P = K \cdot l \cdot \Delta T_{LN}^n \quad (1)$$

där:

K är konstant värde

l är radiator längd

ΔT_{LN} är logaritmisk medeltemperatur

n är exponenten för den karakteristiska ekvationen

3.3. LCC

Ekonomisk jämförelse av de olika systemlösningarna har gjorts med hjälp av LCC (Life Cycle Cost)-analys. LCC-analys är en metod för att bedöma och kvantifiera de totala ekonomiska kostnaderna över en produkts, en tillgångs eller en systemkomponents livscykel, inklusive anskaffning, drift, underhåll och avyttring. Syftet är att fatta välgrundade beslut med hänsyn till långsiktig ekonomisk hållbarhet. I denna studie LCC-analys innehåller investeringskostnader, årliga kostnader, reinvesteringskostnader och restvärde. En koncis förklaring av varje parameter ges nedan.

3.3.1. Investeringskostnader

Investeringskostnader i LCC representerar de initiala kostnaderna som är förknippade med att förvärva och implementera en investering över dess hela livslängd. Dessa kostnader sträcker sig över flera faser, inklusive planering, inköp, installation och eventuella uppgraderingar. Det inkluderar ofta köp av utrustning, arbetskraft, utbildning och andra resurser som krävs för att sätta igång och underhålla investeringen. Att korrekt identifiera och kvantifiera investeringsutgifterna är avgörande för att genomföra en noggrann LCC-bedömning eftersom dessa kostnader påverkar den totala ekonomiska prestandan och lönsamheten över tid.

Tabell 5 redovisar de indata som har använts i investeringskostnadsanalysen.

Tabell 5. Investeringskostnader.

Allmänt	Pris
Borrhål (material och borrning)	530 kr/meter borrhål
Värmepump (inkl. installation)	330 000/st
Radiatorer	5 030 / radiator

3.3.2. Årliga kostnader

De årliga kostnaderna i LCC omfattar olika utgifter som uppstår över en byggnads eller systemets hela livslängd. Dessa kostnader inkluderar drifts- och underhållskostnader, energikostnader, kostnader för reparation och ersättning av komponenter, samt eventuella andra kostnader som kan uppstå under byggnadens livscykel. LCC är avsedd att ge en omfattande bild av de totala kostnaderna över en byggnads hela livslängd och stödja välgrundade beslut vid utformning och investeringar.

Drifts- och underhållskostnader omfattar rutinmässiga aktiviteter för att säkerställa att systemet fungerar effektivt och att nödvändiga reparationer görs. I denna studie beräknas underhållskostnaderna för värmepumparna utifrån 1 % av deras inköpskostnader. Tabell 6 redovisar de indata som har använts i LCC-analysen.

Energikostnader avser kostnader för den energi som förbrukas under systemets drift. Dessutom kan kostnader för uppgraderingar eller förbättringar ingå för att möta förändrade krav eller tekniska framsteg.

$$LCC_{\text{årlig}} = (K_{\text{energi}} + K_{\text{underhåll}}) \quad (2)$$

$$C_{E,1-4} = P_{E,1-4} + \left[\frac{F_{E,1-4}}{(d - g)} \cdot \left(1 - \left(\frac{1 + g}{1 + d} \right)^n \right) \right] \quad (3)$$

där:

K_{energi} är energikostnader

$K_{\text{underhåll}}$ är underhåll kostnader

P_E är energins nuvärde

F_E är förstaårskostnaden för energi

d är diskonteringsräntan

g är tillväxttakten i energi

n är analysperioden

Tabell 6. Energi LCC indata.

Allmänt	
Kalkylperiod	20 år
Kalkylränta (real)	6,0 %
Energiprisökning- el	2,0 %
El	
Elpris	1,55 kr/kWh
Årlig energiprisökning för el (real)	2,0 %
Övrigt	
Underhåll	1% av BVP pris

3.3.3. Reinvestering och restvärde

Reinvesteringskostnader är kostnader för att återinvestera i eller upprätthålla en tillgång över dess livscykel för att säkerställa dess fortsatta funktionalitet och prestanda. Normalt behöver kompressorer bytas någon gång under värmepumparnas livslängd. En reinvestering för byte av kompressorer för värmepump och vätskekylaggregat har därför lagts in i LCC-kalkylen efter 10 år. Kostnader för detta beräknas enligt nedan:

$$NV = \frac{FV}{(1 + r)^n} \quad (4)$$

där:

NV är nuvärdet av reinvesteringskostnaden

FV är framtida värde av reinvesteringskostnaden

r är diskonteringsräntan

n är antalet perioder framåt i tiden

Restvärdet i LCC beräkningar är det värde en tillgång har vid slutet av dess användningsperiod. Det är en del av LCC-analysen som syftar till att uppskatta totala kostnaden för att äga eller använda en tillgång över dess livscykel. Restvärdet minskar de totala livscykelkostnaderna genom att representera ett återvunnet värde vid tillgångens livslut, vilket är viktigt för en realistisk uppskattning av de totala ägandekostnaderna. Rest värde i denna studie beräknas som 30% av borrhålanläggning kostnad och är samma för alla alternativ.

3.3.4. Totala kostnader

Totala investeringskostnaderna inkluderar följande parametrar:

$$LCC = \sum (K_{investering} + K_{\text{\u00e5rlig}}) \quad (5)$$

$$K_{investering} = (K_{borrh\u00e5l} + K_{v\u00e4rmepumpar} + K_{radiatorer}) \quad (6)$$

d\u00e4r:

$K_{investering}$ \u00e4r totala investeringskostnader,

$K_{v\u00e4rmepumpar}$ \u00e4r v\u00e4rmepumparkostnader,

$K_{radiatorer}$ \u00e4r radiatorkostnader,

3.4. Simulering

Tv\u00e5 simuleringss\u00f6rtyg anv\u00e4nds i denna studie: IDA ICE f\u00f6r byggnadsenergisimulering (version 4.8) och Earth Energy Design (EED) f\u00f6r borrh\u00e5lsdimensionering. Varje s\u00f6rtyg \u00e4r specialiserat f\u00f6r ett specifikt \u00e4ndam\u00e5l.

IDA ICE \u00e4r ett omfattande s\u00f6rtyg f\u00f6r byggnadsenergimodellering som \u00e4r v\u00e4l anv\u00e4nt i Sverige. Det har genomg\u00e5tt validering mot experimentella m\u00e4tningar enligt olika standarder. I denna studie anv\u00e4nds IDA ICE f\u00f6r att simulera systemens \u00e5rliga v\u00e4rme- och elbehov samt termisk komfort studier. V\u00e4rmeutvinning och avvisningslaster f\u00f6r borrh\u00e5lsber\u00e4kningarna h\u00e4mtas fr\u00e5n IDA ICE-simuleringar. Andra simuleringseffekter inkluderar rumstemperaturniv\u00e5er och termisk komfortstatus i utrymmen.

Borrh\u00e5lsdimensionering utf\u00f6rs med hj\u00e4lp av EED [11], som anv\u00e4nder stegsvarsfunktioner (g-funktioner) f\u00f6r att ber\u00e4kna marklasterna som slingtemperaturer \u00f6ver tiden. Temperaturen justeras iterativt f\u00f6r att uppfylla anv\u00e4ndardefinierade temperaturbegr\u00e4nsningar f\u00f6r inlopps- och utloppsborrh\u00e5l. Byggnadsbelastningar i form av v\u00e4rme-, kyl- och tappvarmvattenbelastningar per timme erh\u00e5lls fr\u00e5n IDA ICE-simuleringarna och anv\u00e4nds som indata till EED.

I n\u00e4sta steg anv\u00e4nds borrh\u00e5lsstorlekar och designegenskaper som inmatning till IDA ICE-modellen. Dessa simuleringar kr\u00e4vs f\u00f6r att ber\u00e4kna det elektriska energibehovet f\u00f6r borrh\u00e5lssystemet och byggnadens energisystem.

3.5. Borrh\u00e5l projektering

Utformningen av borrh\u00e5l f\u00f6r varje temperatur genomf\u00f6rs baserat p\u00e5 den m\u00e5natliga v\u00e4rmeenergin och toppv\u00e4rmeeffektbehovet f\u00f6r byggnaden. M\u00e5nadsv\u00e4rmeenergi inkluderar b\u00e5de uppv\u00e4rmning av byggnaden och anv\u00e4ndning av varmvatten. Toppv\u00e4rmeeffektbehovet ber\u00e4knas med utg\u00e5ngspunkt i DVUT, med t\u00e4ckningsfaktorer p\u00e5 95 % f\u00f6r v\u00e4rmeenergi och 90 % f\u00f6r v\u00e4rmeeffekt.

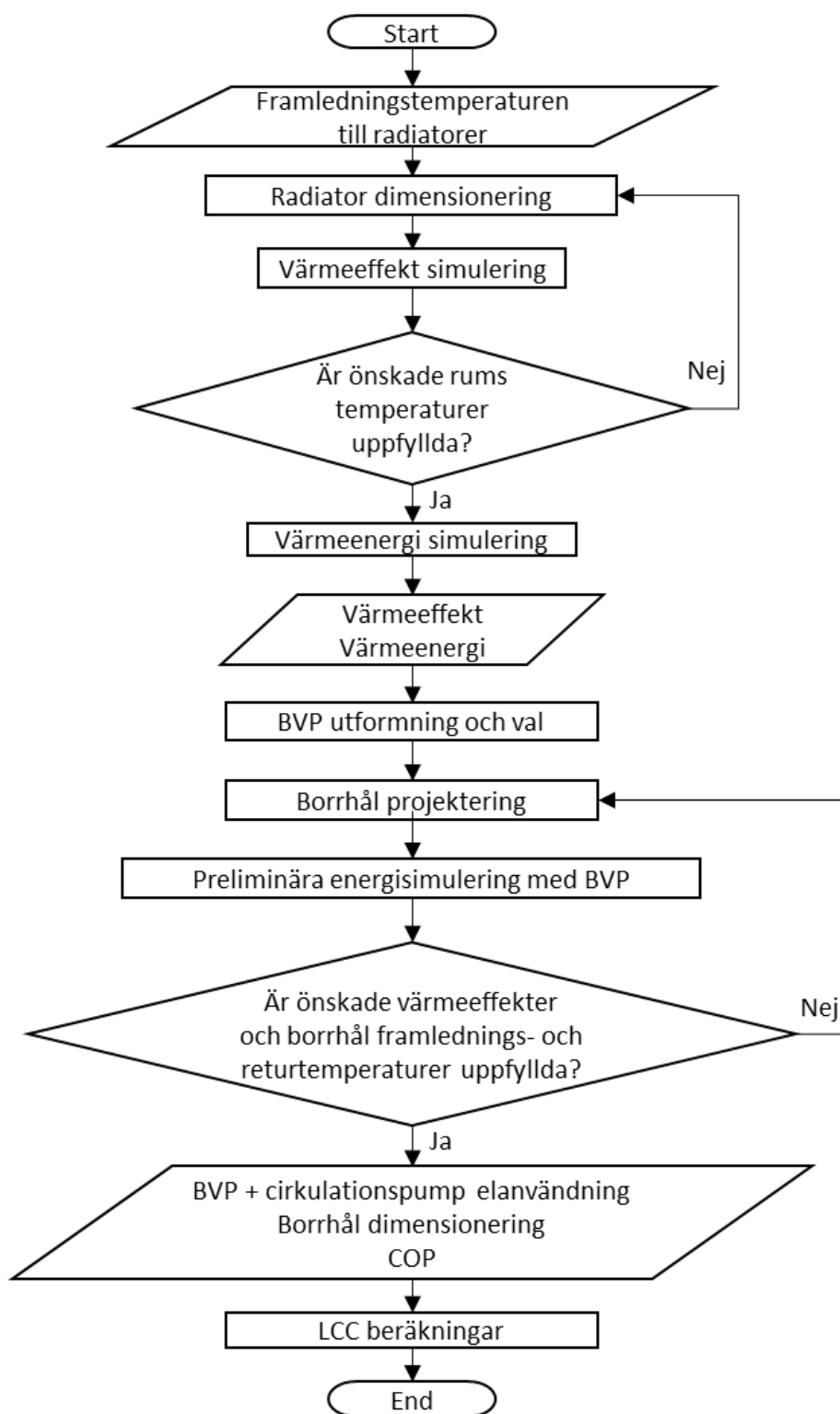
Att utforma borrhålen för varje scenario är en iterativ process. Även om den nominella COP är konstant för alla scenarier, varierar den faktiska COP med vattentemperaturen. Därmed skiljer sig värmeuttaget från borrhålen, vilket kräver olika dimensionering. För varje scenario beräknas en COP och en årlig simulering genomförs. Därefter justeras dimensioneringen av borrhålen baserat på de nya resultaten. Denna process upprepas tills tillfredsställande resultat uppnås, med avseende på COP, vätsketemperatur som matas in i borrhålen och vattentemperatur som lämnar värmepumparna.

Borrhålen dimensioneras med hänsyn till byggnadens timvisa kylbehov och kravet på att den lägsta medeltemperaturen för vätskorna ska vara $-1,5\text{ °C}$. Denna temperaturgräns är fastställd för att förhindra att vattnet i byggnadens slinga fryser. EED-programmet använder belastningar simulerade från IDA ICE för att guida processen. Längden på borrhålen justeras iterativt för att uppfylla de angivna temperaturbegränsningarna för borrhålen. Genom att undvika frysning i U-rören säkerställs att minimitemperaturen upprätthålls. Värmebärandevätskan som används är bioetanol 28%.

3.6. Metodologi

Syftet med denna studie är att utvärdera och jämföra påverkan av olika maximala framledningstemperaturer på värmeprestanda, energibehov och LCC för ett värmesystem utrustat med BVP. För att uppnå detta mål har tre olika börvärdestemperaturer, nämligen 35 °C , 45 °C och 55 °C , övervägts för maximala framledningstvattentemperaturen till radiatorerna, se Figur 6. Radiatorer dimensioneras för att säkerställa att önskad värmekrav uppfylls i samtliga zoner. Dessutom regleras värmepumparnas drift så att utloppstvattentemperaturen från dem motsvarar det önskade börvärdet för radiatorerna.

Värmepumparnas COP påverkas av temperaturen på vattnet som lämnar värmepumparna, vilket även påverkar värmeuttaget från borrhålen. För varje testtillstånd dimensioneras och designas nya borrhål. De nya borrhålsdimensionerna kontrolleras för att säkerställa att den utgående vätskans medelvärde temperatur från borrhålen är högre än $-1,5\text{ °C}$ och att värmepumpen har tillräcklig värmeeffekt. Flödesschemat på Figur 7 illustrerar den metodik som används i denna studie.



Figur 7. Flödesschema för dimensionering av borrhålsanläggning och värmesystemet.

4. Resultat

Detta kapitel presenterar studiens resultat. Först skissas och diskuteras resultaten av energiprestanda. Därefter redovisas resultaten från LCC, följt av en utforskning av resultaten för osäkerhetsanalys.

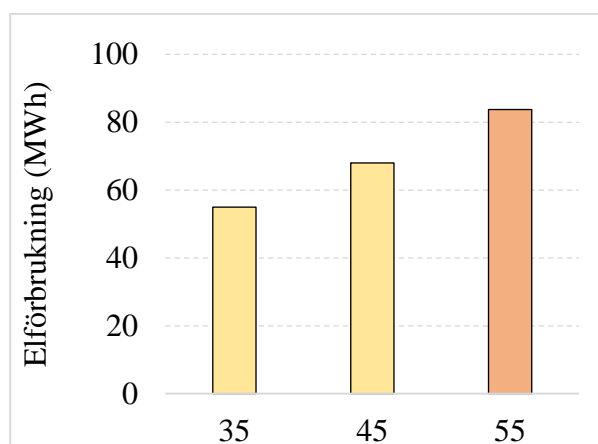
4.1. Energianalys

Figur 8 illustrerar den årliga elförbrukningen för värmepumpen i förhållande till varmvattentemperaturen som lämnar systemet. Det framgår att en ökning av vattentemperaturen resulterar i en ökning av elförbrukningen. I det aktuella fallet ökar elförbrukningen med 53% genom att höja maximal vattentemperaturen från 35 °C till 55 °C.

Elanvändningen för en värmepump ökar med stigande temperatur på varmt vatten på grund av de termodynamiska egenskaperna hos värmepumpcykeln. När önskad temperatur för det varma vattnet ökar, vidgas temperaturskillnaden mellan värmekällan och värmesänkan, vilket resulterar i en minskning av COP för värmepumpen.

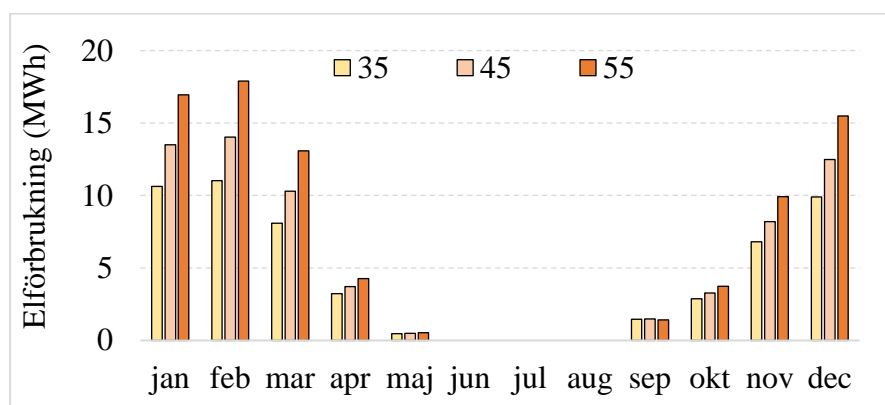
Diagrammet visar också att förhållandet mellan elförbrukningen och varmvattentemperaturen är icke-linjärt. Det innebär att ökningen i elförbrukning inte är direkt proportionell mot ökningen i varmvattentemperaturen. Istället ökar elförbrukningen i en snabbare takt än varmvattentemperaturen.

Det finns flera faktorer som kan påverka det icke-linjära sambandet mellan elbehovet och varmvattentemperaturen. En sådan faktor är värmepumpens effektivitet. Eftersom värmepumpar är mer effektiva vid lägre temperaturer, kommer elbehovet att öka i en snabbare takt när varmvattentemperaturen stiger. En annan bidragande faktor till det icke-linjära förhållandet är värmeförlusten i varmvattensystemet. Värmeförlusten avser den mängd värme som går förlorad till omgivningen från varmvattensystemet. Denna förlust är större vid högre temperaturer, vilket resulterar i att elbehovet ökar i en snabbare takt när varmvattentemperaturen stiger.



Figur 8. Den årliga elförbrukningen för värmepumpen i förhållande till varmvattentemperaturen

Figur 9 visar värmepumpens månatliga elförbrukning i förhållande till varmvattentemperaturen. Det tydliggör att värmepumpens elförbrukning ökar i takt med ökande varmvattentemperatur. Detta fenomen kan förklaras av den ökade energimängd som krävs för att värma vattnet till högre temperaturer. Diagrammet visar även att elförbrukningen varierar över året, med högst efterfrågan under vintermånaderna när varmvattentemperaturen är högre.



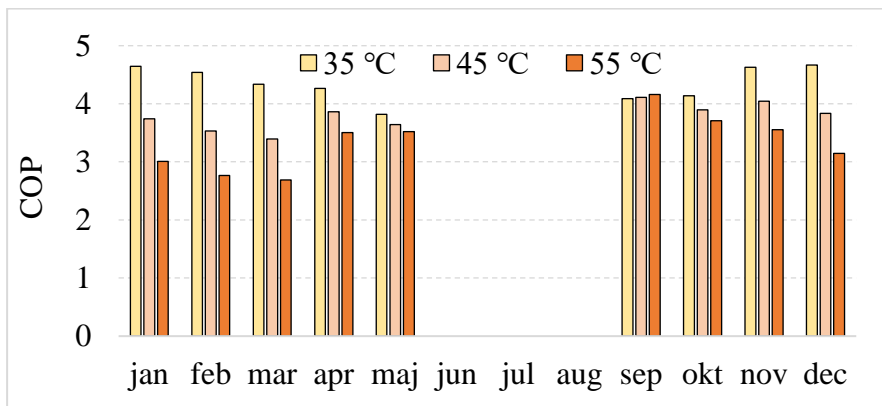
Figur 9. Månatliga elförbrukning i förhållande till varmvattentemperaturen. Värmepumparna var inte i drift under juni till augusti.

4.2. Värmepumpsprestanda

Figur 10 presenterar den månatliga COP för olika framledningstemperaturer. De COP som visas i figuren beräknas endast under värmepumparnas drifttimmar, och icke-drifttimmar exkluderas. Dessutom beräknas COP:erna för samtliga värmepumpar gemensamt, eftersom modellen kör dem parallellt.

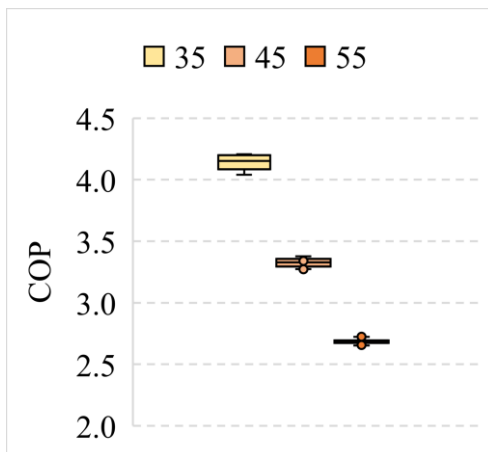
Flera betydelsefulla iakttagelser kan göras utifrån figuren. För det första visar en jämförelse av månatliga COP vid varje temperatur en högre COP för förhållanden med lägre temperaturer. Detta fenomen uppstår eftersom, trots en konstant mängd månatlig värmeleverans till byggnaden under alla förhållanden, leder en sänkning av vattentemperaturen till minskad elförbrukning och därmed förbättrad COP.

För det andra kan man notera en nedåtgående trend från januari till maj i scenariot med 35°C framledningstemperatur. Denna trend förklaras av att värmepumparna arbetar närmare sin designpunkt under hög-effekt perioder, vilket resulterar i lägre elförbrukning och högre effektivitet. Å andra sidan observeras en minskning av COP från januari till mars och därefter en snabb ökning för fallet med 55°C framledningstemperatur. Som visas i Figur 6 varierar framledningstemperaturen över året beroende på utomhustemperaturen. Under april-maj, när utomhustemperaturen är relativt hög, levererar värmepumparna konsekvent varmvatten vid temperaturer lägre än 55°C under en längre period, vilket resulterar i en ökning av COP.



Figur 10. Månatliga COP för olika framledningstemperaturer. Värmepumparna var inte i drift under juni till augusti.

I Figur 11 visas COP under designdagen, vilken sammanfaller med den högsta uppvärmningsbehovet. Värmeleveransen från värmepumparna till byggnaden är konstant för alla scenarier. De små COP-fluktuationer som har observerats för alla tre fallen indikerar att de fungerar vid en relativt konstant hastighet under denna period. Det är tydligt att scenariot med en lägre framledningstvattentemperatur uppvisar en högre COP.

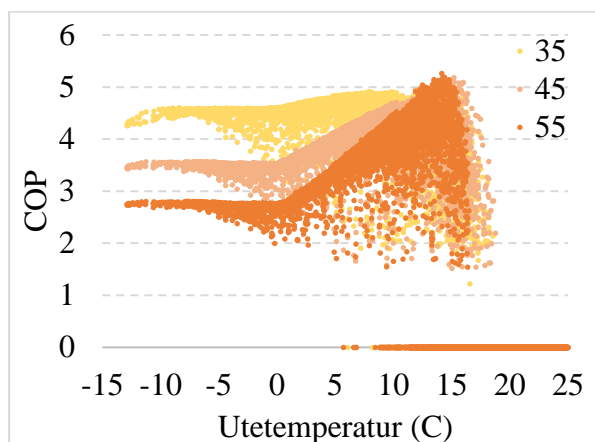


Figur 11. COP under designdagen för olika framledningstemperaturer.

Figur 12 visar COP för varje framledningstemperatur mot uteluftstemperaturen. Varje timme representeras med en punkt på diagrammen. Vid utetemperaturer under ca. +5°C fungerar värmepumpar med full kapacitet för att tillhandahålla tillräcklig värme till byggnader. Under denna period spelar framledningstemperaturen en betydande roll för att definiera BVP: s prestanda. Värmebehovet minskar dock med ökande utetemperatur, vilket resulterar i minskad framledningstemperatur till radiatorer och därmed ökar COP.

Det finns en betydande variation i COP för olika framledningstemperaturer vid utetemperaturer mellan 10°C och 20°C. Dessa låga COP-värden inträffar när värmepumpar arbetar i delblastläge, där prestandan minskar främst på grund av kompressorverkningsgraden. Vid delblastning arbetar kompressorn inte vid sin

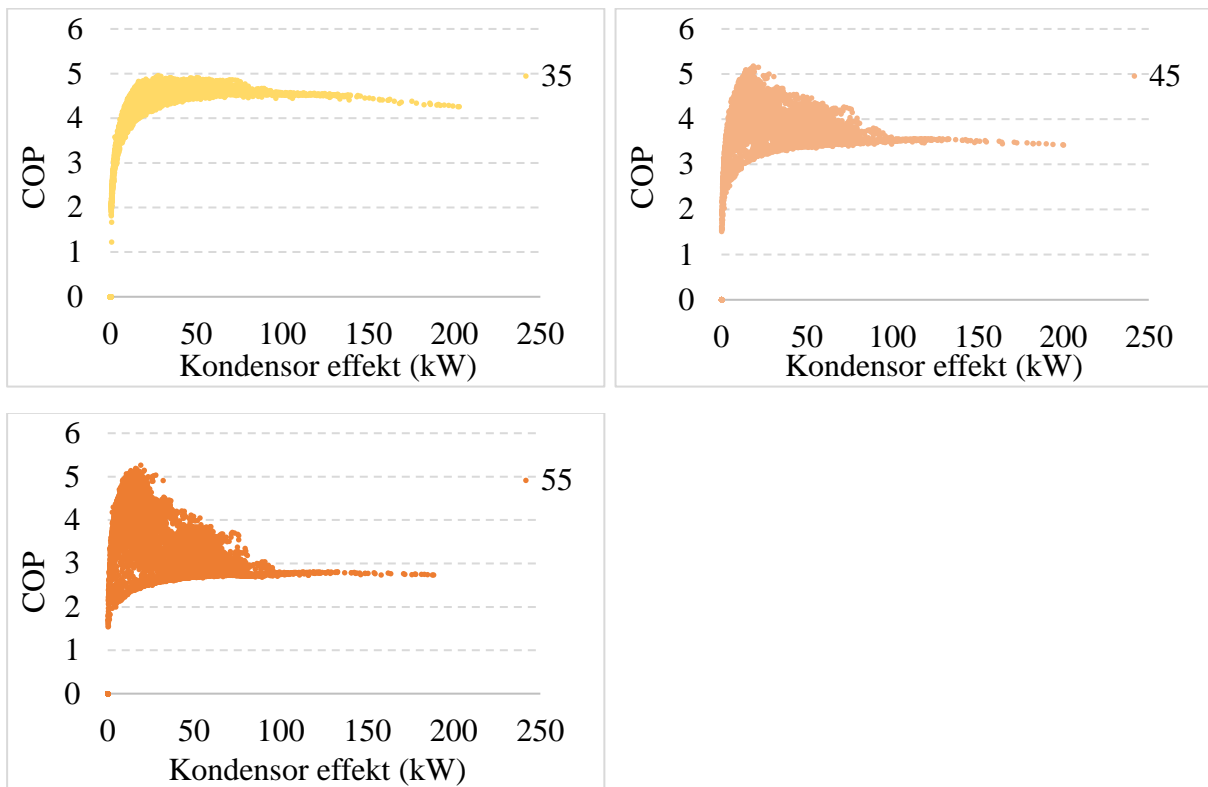
optimala effektivitet, vilket kan leda till en generell minskning av värmepumpens totala prestanda.



Figur 12. COP för varje framledningstemperatur mot uteluftstemperaturen

I Figur 13 visas kondensorvärme jämfört med COP för varje framledningstemperatur. En betydande variation i COP observeras för framledningstemperaturer där kondensorvärmens överstiger ca 100 kW, vilket indikerar att värmepumparna arbetar i fullblastläge under dessa förhållanden. Det är tydligt att framledningstemperaturen har en avgörande inverkan på värmepumpsprestandan. Vid lägre effekter påverkas prestandan både av framledningstemperaturen och av driftsförhållandena för värmepumpen, vilket diskuteras tidigare om resultaten för Figur 12.

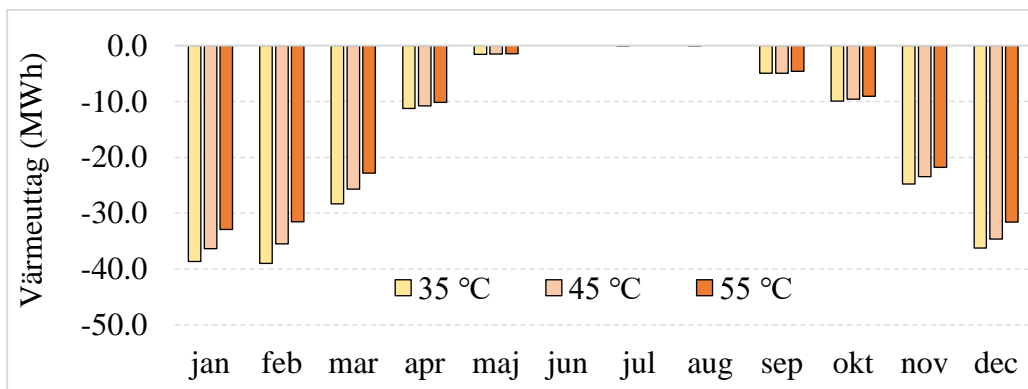
Sammanfattningsvis visar resultaten att värmepumpar med lägre framledningstemperatur uppnår högre prestanda över längre perioder jämfört med de med högre framledningstemperatur.



Figur 13. Kondensorvärme jämfört med COP.

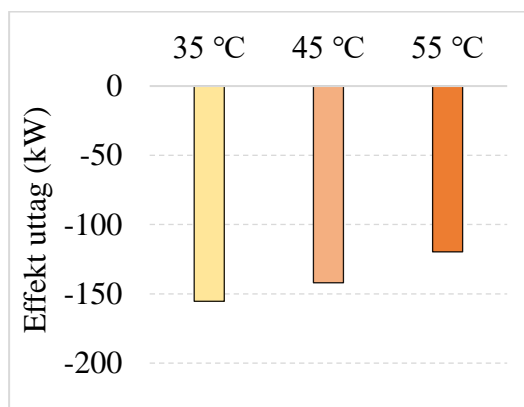
4.3. Borrhålsprojektering

Figur 14 illustrerar den månatliga värmeuttag från marken för de utforskade scenarierna. Värmeuttag är större under vintermånaderna då behovet av uppvärmning är högre. Under alla månader är en lägre framledningstemperatur kopplad till en högre mängd värmeuttag. Variationen i värmeuttaget mellan olika framledningstemperaturer blir tydligare när värmebehovet är högt. Till exempel är den uttaget energin i februari vid en framledningstemperatur på 55°C ungefär 24 % högre än den vid 35°C. Denna skillnad minskar när värmebehovet avtar. Den samlade årliga värmeuttagen från marken för framledningstemperaturerna 35 °C, 45 °C och 55 °C är 196 MWh/år, 184 MWh/år och 167 MWh/år, respektive.



Figur 14. Totalt årligt värmeuttag är 196 MWh, 184 MWh och 167 MWh.

Figur 15 visar den högsta värmeutvinnningseffekten från marken för varje framledningstemperatur. Generellt sett observeras en minskning av den effekten i takt med att framledningstvattentemperaturen sjunker. Som exempel är värmeuttagseffekten vid framledningstemperatur på 55 °C ungefär 120 kW, vilket är ca 30 % lägre jämfört med effekten vid framledningstemperatur på 35 °C.



Figur 15. Den högsta värmeuttag från marken vid olika framledningstemperaturer.

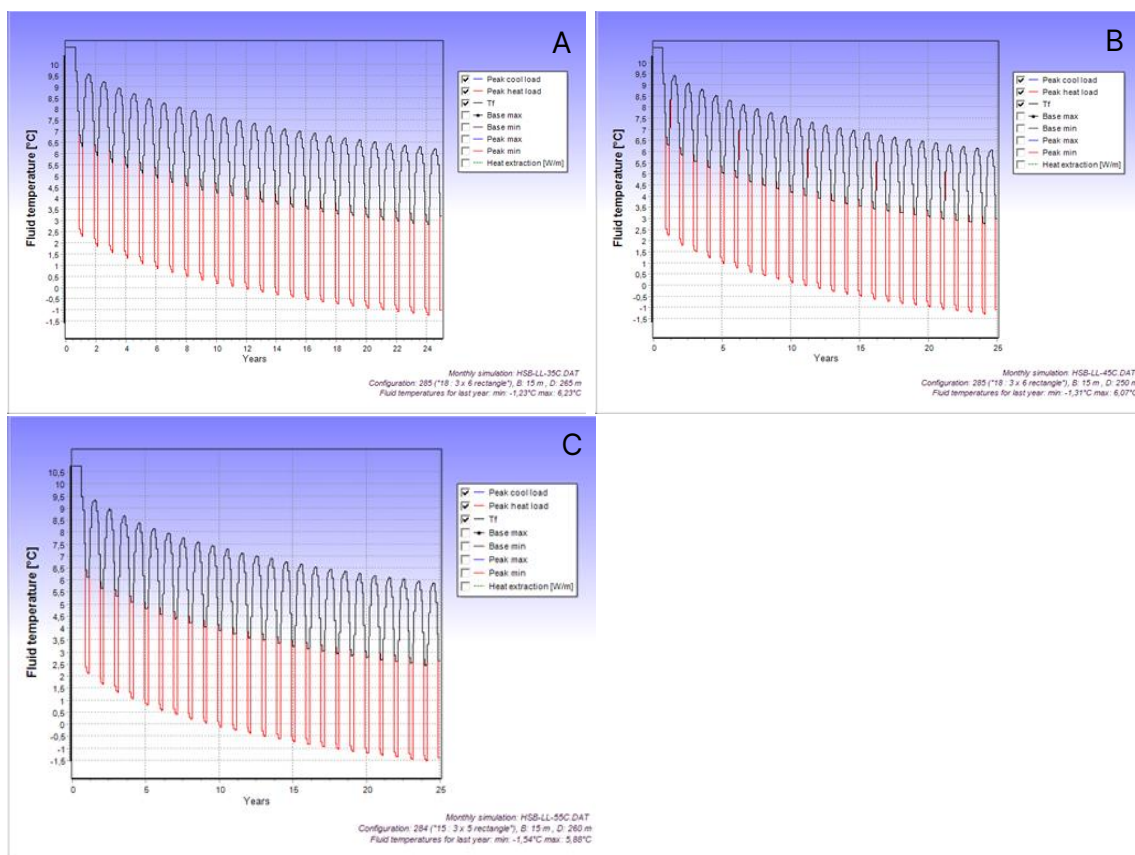
Tidigare resultat angav att användning av en lägre framledningstemperatur leder till ökad värmeuttagenergi och effekt. Följaktligen förutses att användningen av lågtemperaturvarmt vatten kommer att kräva ett större borrhålsfält. Tabell 7 ger detaljer om design och dimensioneringsparametrar för borrhålsfältet, formulerade utifrån den metod som förklarades i kapitel 3.5 och energianalysen som presenterades i figurerna Figur 5 och Figur 7.

Borrhålsavståndet är fastställt till 15 m för att minimera den termiska interaktionen mellan markvärmeväxlarna. Detta beslut grundar sig i den dissipativa naturen hos det markkopplade systemet, där ingen värme avvisas till marken och därmed resulterar i en gradvis sänkning av marktemperaturen över en längre period. Det utökade avståndet mellan borrhålen bidrar till att mildra temperatursänkningen i marken.

Tabell 7. Borrhålslager uppgifter vid olika framledningstemperaturer.

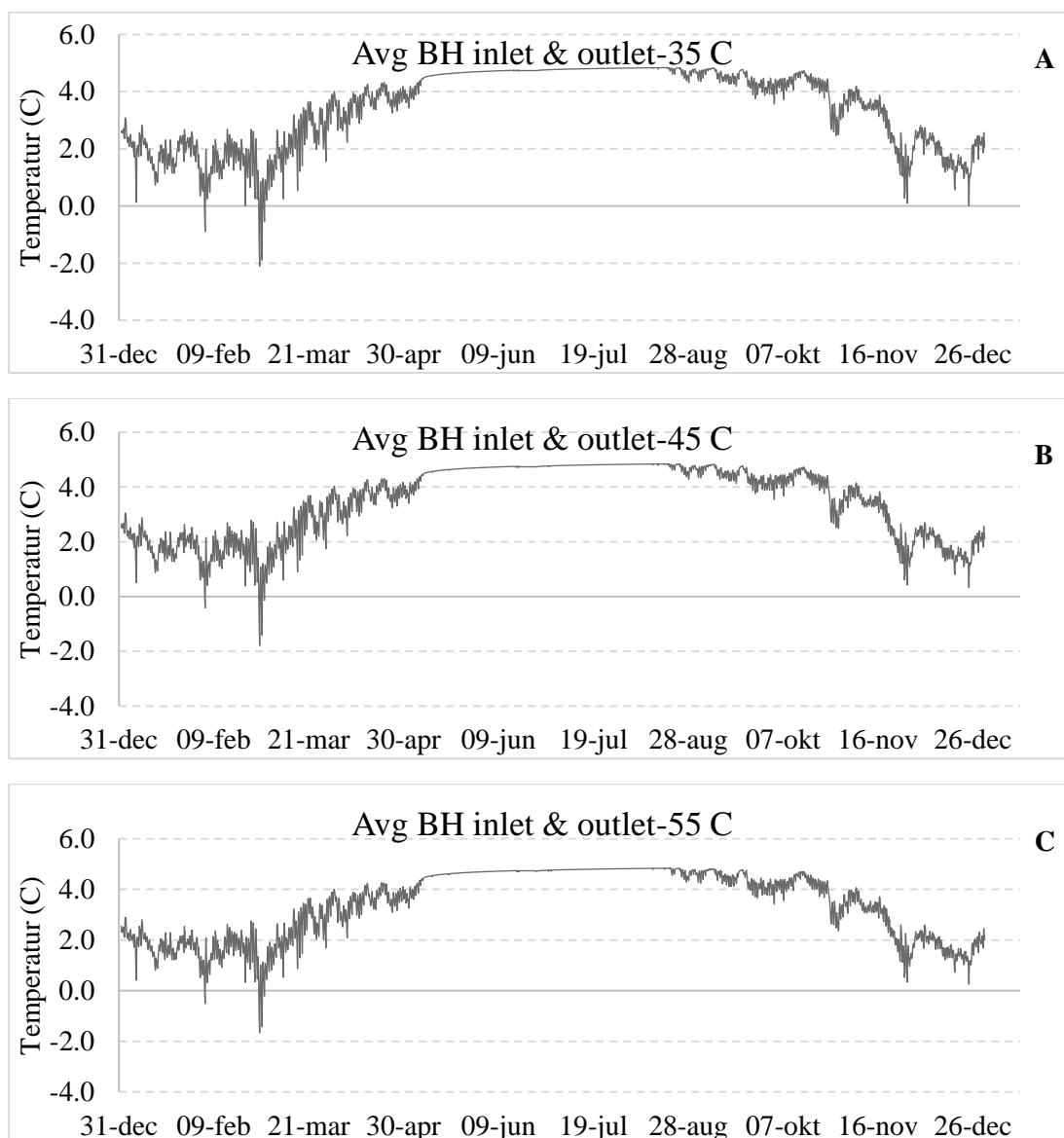
Max framledningstemperatur till radiatorer (°C)	35	45	55
Borrhålsdjup (m)	265	250	260
Antal borrhål (st)	18	18	15
Total längd (m)	4770	4500	3900
Avstånd (m)	15	15	15

Figur 16 visar den genomsnittliga borrhålsvätsketemperaturen under designperioden för geoenergisystemet. Den presenterade temperaturen representerar medelvärdet mellan temperaturerna för framledning- och retursborrhålsvätskan. Alla tre temperaturprofilerna är nästan identiska, då samma designmetod har använts för borrhålsdimensionering. Som tidigare förklarat i avsnitt 3.5 är målet med dimensioneringssättet att hålla den genomsnittliga borrhålsvätsketemperaturen under $-1,5^{\circ}\text{C}$ för att undvika frysning av grundvattnet runt markvärmeväxlarna.



Figur 16. EED-simulering med resulterande köldbärartemperaturer vid olika maximala framledningstemperaturer på A) 35°C , B) 45°C och C) 55°C .

Figur 17 visar den genomsnittliga borrhålsvätsketemperaturen under det senaste driftåret. Den presenterade temperaturen representerar medelvärdet mellan framlednings- och retursborrhålsvätskornas temperaturer. Som framgår av figuren sjunker vätsketemperaturen under $1,5^{\circ}\text{C}$ under en kort period på 5 timmar i februari. Denna korta varaktighet är emellertid otillräcklig för att orsaka frysning i borrhålet med tanke på den termiska massan av grundvattnet och berget.



Figur 17. Borrhålvätskemedelstemperatur vid olika maximala framledningstemperaturer på A) 35 °C, B) 45 °C och C) 55 °C.

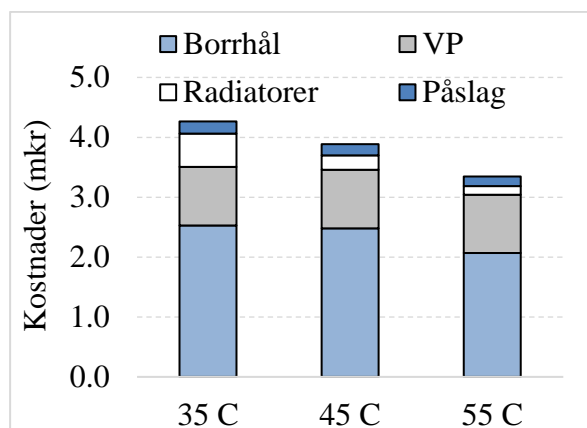
4.4. Kostnadsanalys

4.4.1. Investeringskostnader

Total investeringskostnad för varje alternativ består borrhål, värmepump, radiatorer och påslagkostnader. Kostnaderna är exklusive moms och är baserade på erfarenhetsvärden.

Investeringskostnaderna för värmepumpar förblir oförändrade i alla scenarier eftersom antalet aggregat var detsamma. Kostnadsvariationen dock ligger i kostnaderna för

borrhål och radiatorer. De högsta kostnaderna är för alternativet med maximal framledningstemperatur på 35 °C, se Figur 18. Detta alternativ innebär den högsta värme uttag från berget och därför kräver den längsta totalt borrhål längd. Utöver kräver detta alternativ den högsta antal radiatorer för att kompensera lägre framledningstemperatur. Å andra sidan alternativet med framledningstemperatur på 55 °C har den kortaste totala borrhållängd samt det lägsta antalet radiatorer. Därför blir investeringskostnaderna lägst jämfört med de andra två alternativen.



Figur 18. I Totala investeringskostnader för varje alternativ.

Tabell 8 redovisar de totala investeringskostnaderna. Skillnaderna mellan de totala investeringskostnaderna och kostnaderna som återfinns i Figur 18 utgörs av restvärdet, som subtraheras från de aktuella investeringskostnaderna. Restvärdet representerar det beräknade marknadsvärdet eller återbetalningsvärdet av tillgången när den har tjänat sitt syfte och når slutet av dess ekonomiska livscykel. Restvärde för varje alternativ beräknas som 30% av borrhålkostnader.

Tabell 8. Totala investeringskostnader inklusive restvärde.

Max framledningstemperatur till radiatorer (°C)	35	45	55
Borrhål + installation (kr)	2 528 100	2 480 400	2 067 000
Värmepumpar (kr)	976 500	976 500	976 500
Radiatorer (kr)	558 330	241 440	140 840
Rör (kr)	203 147	184 917	159 217
Restvärde (kr)	-235 114	-230 677	-192 231
Totalt (kr)	4 138 649	3 760 291	3 259 261

4.4.2. Årliga kostnader

De årliga kostnaderna i LCC inkluderar drifts- och underhållskostnader, energikostnader, kostnader för reparation och ersättning av komponenter, samt eventuella andra kostnader som kan uppstå under byggnadens livscykel.

Tabell 9 redovisar de årliga kostnaderna. Som tidigare nämnts i avsnitt 4.1, ökar elförbrukningen vid högre framledningstemperatur till radiatorerna. Därför är elkostnaderna högst för alternativet vid en framledningstemperatur på 55°C. Underhållskostnaderna är lika för alla alternativ eftersom samma värmepumpar används i modellen.

Tabell 9. Årliga kostnader för varje alternativ.

Max framledningstemperatur till radiatorer (°C)	35	45	55
El energikostnader (kr/år)	213 792	235 159	261 212
Underhåll kostnader (kr/år)	9 765	9 765	9 765
Totala kostnader (kr/år)	223 557	244 924	270 977

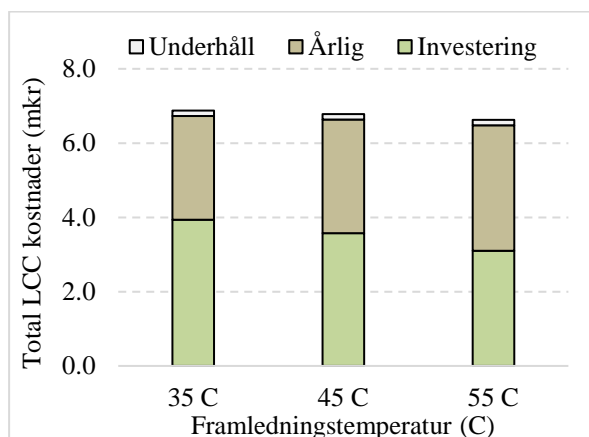
4.4.3. Reinvestering

Reinvesteringskostnader i LCC-beräkningar representerar kostnaderna för att ersätta eller uppgradera en befintlig tillgång under dess livscykel. I denna studie inkluderar reinvesteringskostnader inköp och installation av ny kompressor till värmepumpar för att förbättra prestanda eller livslängd. Antal år efter inköp av värmepumpar antas 10 år. Reinvesteringskostnader beräknas som 20% av värmepumpars priser och är 195 300 kr för varje alternativ. Totala reinvesteringar under livslängd för varje alternativ blir ca. 109 370 kr.

4.4.4. Total LCC

Jämförelsen av de totala LCC-kostnaderna för de tre alternativen som visas i Figur 19. De samlade LCC-kostnaderna uppgår till ca 7,19 Mkr, 7,10 Mkr och 6,95 Mkr för alternativen med framledningstemperatur på 35°C, 45°C och 55°C respektive. Sammanfattningsvis avspeglar sig en avvägning mellan investerings- och energikostnader. Lågtemperaturvarmvatten i värmesystemet kräver större radiatorer och längre borrhål, vilket ökar investeringskostnaderna. Å andra sidan minskar elförbrukningen eftersom värmepumparna arbetar effektivare med ett högre COP. Jämförelsen indikerar att för det modellerade fastighetsfallet och under givna LCC-

förutsättningar är högtemperatur framledning ekonomiskt mer fördelaktigt. Effekten av LCC-förutsättningarna diskuteras närmare i kapitel 5.

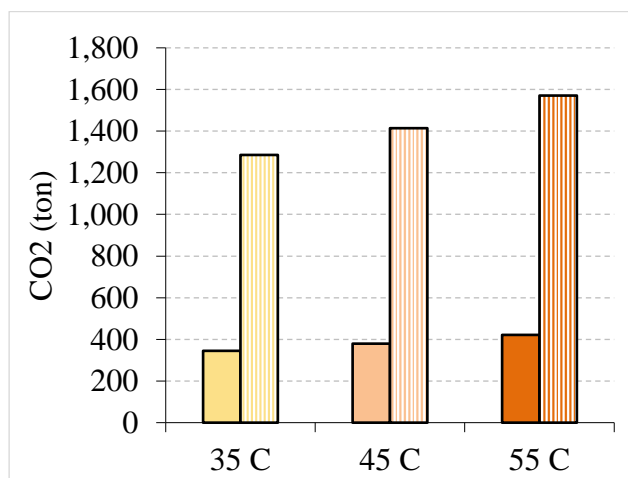


Figur 19. Jämförelse mellan totala LCC-kostnader.

4.5. CO2 utsläpp

Två olika scenarier för utsläpp har utvärderats för varje alternativ, baserat på ursprunget för den använda elektriciteten [12]. Enligt Göteborg Energi, fördelas den totala elförsäljningen på följande sätt: 78% förnybar el, 16% fossila bränslen och 6% kärnkraft. För användare som vill inte välja miljötillval och har valt en specifik elprodukt finns en annan ursprungskategori där elförsäljningen består av 17% förnybar el, 62% fossila bränslen och 21% kärnkraft. CO₂-utsläppen för den första elursprungsgruppen är ungefär 121 g/kWh, medan den andra elursprungsgruppen släpper ut ungefär fyra gånger så mycket, ca 451 g/kWh.

Figur 20 visar det totala CO₂-utsläppet för varje alternativ baserat på de två olika ursprungerna för elektriciteten. Koldioxidutsläppen har beräknats baserat på elförbrukningen för varje alternativ.

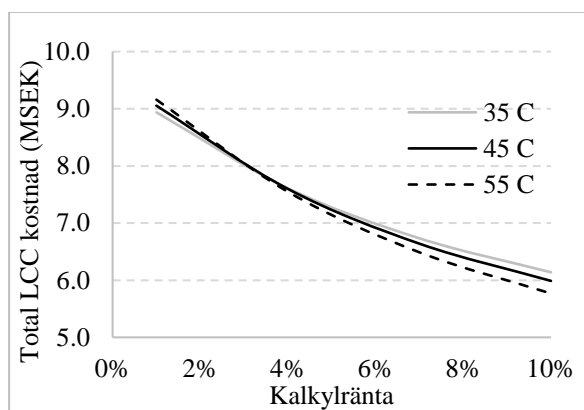


Figur 20. Två olika scenarier för CO₂ utsläpp vid olika maximala framledningstemperaturer, baserat på ursprunget för den använda elektriciteten.

5. Känslighetsanalys

Figur 21 visar påverkan av ändringar i kalkylränta på totala LCC kostnader för varje alternativ. Kalkylräntan används för att diskontera framtida kostnader till deras nuvärde. Det innebär att kostnader som uppstår längre fram i tiden får ett lägre värde i dagens penningvärde. En högre kalkylränta leder till en större diskonteringseffekt och därmed lägre nuvärde för framtida kostnader. Primärräntan i LCC beräkningar är 6,0%.

För alla alternativ kan man se en minskning i kostnader med ökning av kalkylräntan. Den högsta minskning är för framledningstemperatur på 55°C. Detta alternativ innebär mindre investeringskostnader och större energikostnader som är någon form av framtida kostnader.

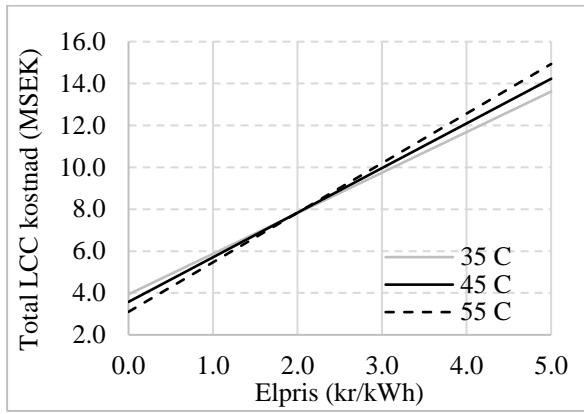


Figur 21. Känslighetsanalys för olika kalkylränta.

Figur 22 visar tre linjediagram som jämför ökningen av totala LCC kostnader i förhållande till varierande elpriser. Samtliga tre grafer följer en linjär ökning i pris. Den linjära ökningen i LCC-kostnader i varje alternativ återspeglar kostnadsutvecklingen vid olika elprisnivåer.

Vid elpriset ca. 2 kr/kWh konvergerar alla tre grafer och visar samma totala kostnad. Vid elpriser lägre än 2 kr/kWh är alternativet vid 35°C framledningstemperatur den mest kostsamma. Detta kan förklaras av högre investeringskostnader jämfört med de andra alternativen. Å andra sidan blir alternativet vid 35°C framledningstemperatur lönsamt när elpriset ökar över 2 kr/kWh, vilket indikerar att dess initiala högre investeringskostnader kompenseras av lägre årliga kostnader över tid.

Sammantaget ger figuren en översiktlig bild av hur olika investeringsalternativ reagerar på förändringar i elpriserna och därmed ger insikt i vilket alternativ som är mest kostnadseffektivt vid olika elprisförhållanden.



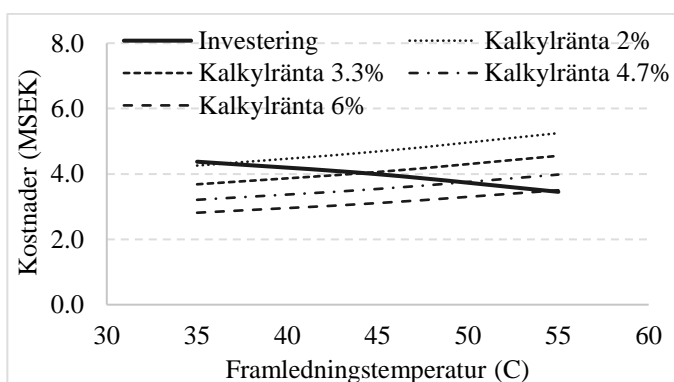
Figur 22. Känslighetsanalys för olika elenergi priser.

6. Optimerad driftstemperatur

Markkopplade värme- och kylsystem rankas som några av de mest energieffektiva alternativen som finns tillgängliga idag. Trots detta har deras utveckling bromsats av de höga initiala investeringskostnaderna. Resultaten från tidigare avsnitt illustrerar att en sänkning av framledningstemperaturen leder till minskat elbehov för värmepumpen, men också till att dimensionerna för både borrhålet och värmesystemet behöver ökas. Lönsamheten för dessa system varierar med tiden då de framtida kostnaderna är beroende av flera faktorer, inklusive kalkylräntor och elprisökning. I detta avsnitt utförs en utvärdering av olika framtida scenarier för att fastställa den optimala framledningstemperaturen genom att väga de initiala investeringskostnaderna mot de förväntade driftkostnaderna.

Kalkylräntan spelar en avgörande roll för bedömningen av framtida kostnader. Den används för att diskontera framtida kassaflöden till deras nuvärde, vilket gör det möjligt att jämföra kostnader och intäkter som uppstår vid olika tidpunkter på ett jämförbart sätt. Kalkylräntan påverkar direkt investeringsbeslut och ekonomisk planering genom att balansera nuvarande kostnader mot framtida utgifter och intäkter.

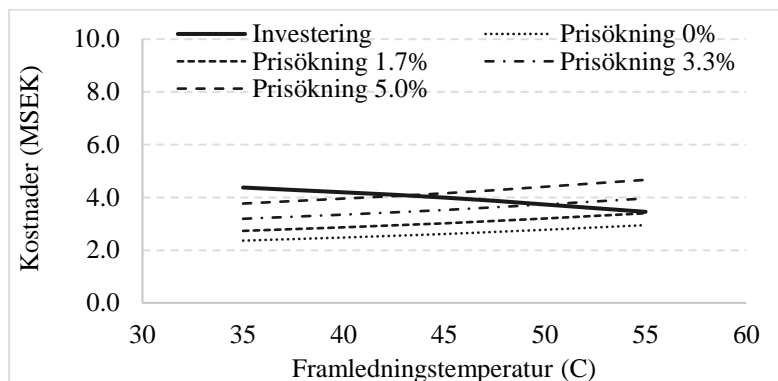
Figur 23 visar investeringskostnader och årliga kostnader som har beräknats med olika kalkylräntor på 2,0%, 3,3%, 4,7% och 6,0%. Man kan se att en högre kalkylränta minskar nuvärdet av framtida kostnader, vilket gör långsiktiga investeringar mindre attraktiva. Vid lägre framledningstemperaturer konvergerar de årliga kostnaderna för de olika räntorna, vilket indikerar att de långsiktiga besparingarna blir mindre påverkade av ränteförändringar vid dessa nivåer. Därmed framgår det att den optimala framledningstemperaturen för en bergvärmepump, där de totala kostnaderna (summan av investeringskostnader och nuvärdet av de årliga driftkostnaderna) minimeras, kan variera beroende på den valda kalkylräntan.



Figur 23. Utvärdering av den optimala maximala framledningstemperaturen för värmesystemet för olika scenarier av kalkylränta.

Figur 24 visar investeringskostnader och årliga kostnader som har beräknats med olika energiprisökningar. Man kan se att en högre energiprisökning leder till större årliga kostnader för att driva bergvärmepumpen vid varje given framledningstemperatur. Ett

intressant mönster som framkommer är att de årliga kostnaderna inte ökar proportionellt med energiprisökningarna. Vid högre framledningstemperaturer blir kostnadsökningen med stigande energipriser mer påtaglig jämfört med de lägre temperaturerna. Detta tyder på att det finns en gräns för hur effektivt systemet kan fungera vid högre temperaturer, oavsett energiprisets tillväxttakt.



Figur 24. Utvärdering av den optimala maximala framledningstemperaturen för värmesystemet för olika scenarier av elprisökning.

För att avgöra den mest kostnadseffektiva framledningstemperaturen, måste man överväga både de initiala och de årliga kostnaderna, samt andra ekonomiska och tekniska parametrar. Denna optimering kräver en grundlig analys där såväl de tekniska prestanda som de ekonomiska förutsättningarna beaktas för att ta fram en välunderbyggd strategi för investeringen.

7. Diskussion

Detta arbete har utforskat användningen av markvärmepumpar med låg temperatur för uppvärmning av bostadshus, med fokus på två huvudområden: värmepumpens energieffektivitet och elanvändning samt LCC. Detta kapitel består av tre delar:

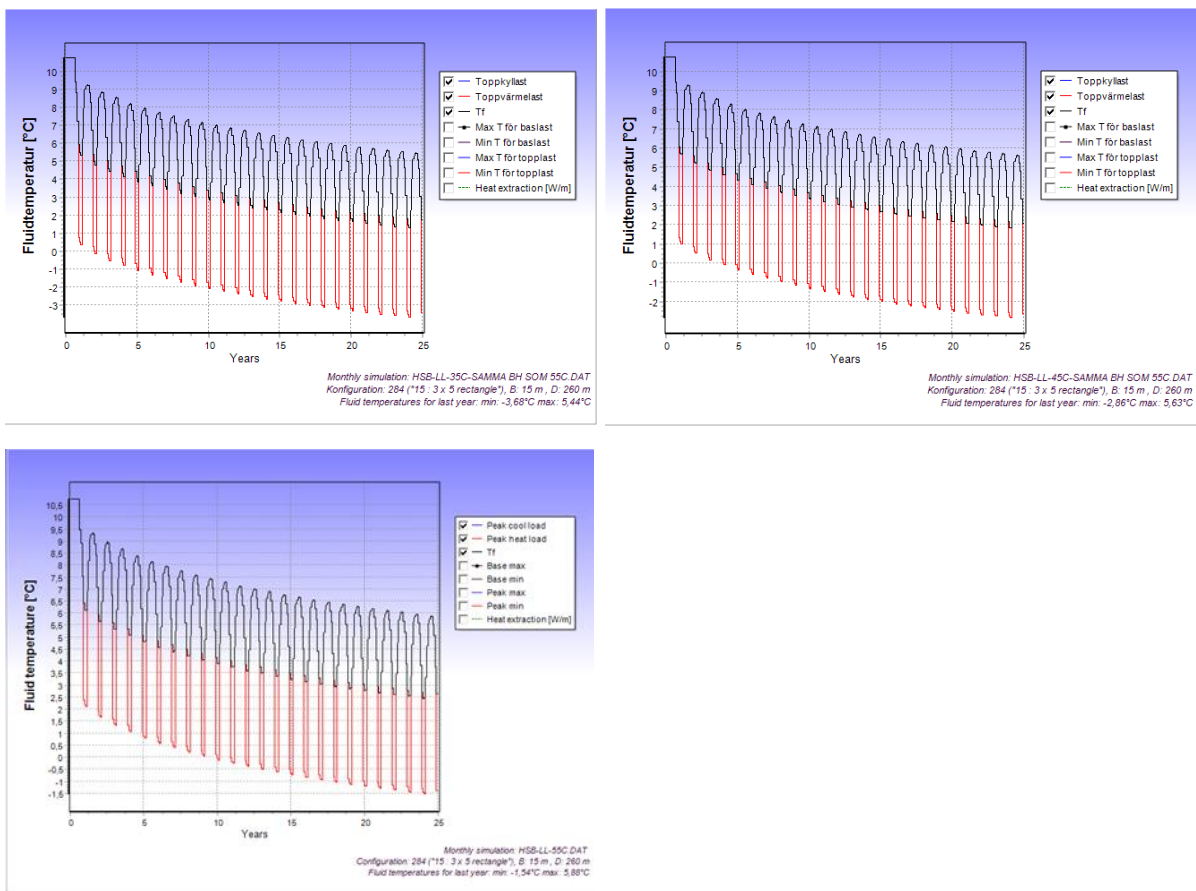
- Praktiska designaspekter
- Allmän diskussion
- Osäkerheter

7.1. Praktiska designaspekter

Varmvattens framledningstemperatur bestäms oftast under systemhandlingsläget för att ta hänsyn till sin påverkan på radiatorernas design och dimensionering. Men det skulle vara intressant att undersöka situationen där ett lågtemperaturrediatorsystem kopplas till ett borrhålsystem som dimensioneras för ett högtemperaturrediatorsystem.

Figur 25 visar genomsnittlig vätsketemperatur för ett liknande borrhålslager som projekteras i första hand för ett radiatorsystem vid framledningstemperatur på 55 °C. Som visas i Figur 25C projekteras anläggningen för att uppnå den lägsta genomsnittliga temperaturen på -1,5 °C. Figur 25 A och B visar dock att vätsketemperaturen blir ungefär 3,6 °C och 2,5 °C för framledningstemperaturen på 35 °C och 45 °C respektive.

Resultaten kan också tolkas från anläggning livslängdperspektiv. Borrhål projekteras med hänsyn till årlig energi och maximalt dagligt effektuttag från marken. Som illustreras i figurerna Figur 14 och Figur 15, ökar både den årliga energiutvinningen och de dagliga topparna när radiatorns framledningstemperatur ökar. Därmed når den genomsnittliga vätsketemperaturen i borrhålet snabbare den minsta definierade temperaturen, vilken i detta fall är -1,5 °C.



Figur 25. EED-simulering med resulterande köldbärartertemperaturer vid olika maximala framledningstemperaturer på A) 35 °C, B) 45 °C och C) 55 °C. Dimensioneringsförhållandet baseras på ett borrhålslager som är projekterat för en framledningstemperatur på 55 °C.

7.2. Allmän diskussion

Våra resultat bekräftar tidigare forskningsrön om lågtemperaturvärmesystem, med en tydlig minskning i elanvändning tack vare förbättrad effektivitet vid lägre driftstemperaturer, minskade cykelförluster, optimerad matchning mot uppvärmningsbehov och effektivare användning av förnybara värmekällor. Tidigare studier har visat på en energibesparing på cirka 20 % till 40 % eller mer jämfört med konventionella värmepumpsystem under lämpliga förhållanden.

En högre energibesparing kan uppnås när man använder lågtemperaturvärmesystem. Genom att implementera en värmepump med låg lyfthöjd, anpassad för mindre temperaturskillnader mellan värmekälla och värmeavgivare (i detta fall framledningsvattnets temperatur), kan ytterligare fördelar uppnås. En sådan anpassning, efter justering av vattnets temperatur för bättre energiprestanda och lägre elbehov, förutspås öka systemets totala effektivitet. Detta beror på värmepumpens förmåga att operera effektivare över mindre temperaturskillnader, vilket leder till lägre driftskostnader, förlängd livslängd för utrustningen och minskad miljöpåverkan genom minskad energianvändning samt möjlighet till integration med förnybara energikällor.

Denna lösning förväntas även erbjuda förbättrad inomhuskomfort och temperaturkontroll.

Trots de betydande fördelarna med energibesparingar som lågtemperatursystem erbjuder, utgör de höga investeringskostnaderna det främsta hindret. Denna rapport, tillsammans med experters erfarenheter inom området, lyfter fram tre primära utmaningar som bidrar till de höga investeringskostnaderna för lågtemperaturvärmesystem:

Högre Initialinvestering: Det främsta hindret är de ökade initiala installationskostnaderna, vilka beror på behovet av större eller mer avancerade värmedistributionssystem samt möjligtvis mer omfattande installationer av jordslingor.

Ombyggnation av Byggnader: Att anpassa befintliga byggnader till att inkludera lågtemperaturdistributionssystem, såsom golvvärme, kan vara både dyrt och störande. Detta är särskilt relevant för byggnader som inte från början konstruerades med dessa system i åtanke.

Begränsad Kompatibilitet: För byggnader som redan har högtemperaturvärmesystem, som traditionella radiatorer, kan det vara komplicerat och inte kostnadseffektivt att övergå till ett lågtemperatursystem utan omfattande modifieringar.

Dessa utmaningar understryker vikten av noggrann planering och överväganden kring kostnadseffektivitet när man överväger implementeringen av lågtemperaturvärmesystem.

7.3. Osäkerheter

7.3.1. Osäkerheter vid modellering av byggnad

Det har funnits vissa osäkerheter i modelleringen av byggnaden som har lett till skillnader mellan de simulerade och faktiska energianvändningsvärdena. En del av dessa osäkerheter har åtgärdats till viss del under simuleringen, men deras påverkan har fortfarande kunnat märkas i resultaten. De största osäkerheterna redovisas nedan:

Byggnadskaraktäristik: Variationer i byggmaterial, isoleringsnivåer, fönstertyp och generell byggkvalitet.

Klimat: Skillnader i vädermönster, såsom temperatur, luftfuktighet, vindhastighet och solstrålning, osv.

Beteende hos invånarna: Faktiska beteenden hos invånarna, såsom termostatinställningar, ventilationsrutiner och användningsmönster för uppvärmningsapparater, kan skilja sig från antaganden som görs i

simuleringsmodellen. Mänskliga faktorer kan betydligt påverka uppvärmningsbehovet och energiförbrukningen.

Prestanda hos VVS-systemet: Variationer i effektivitet och prestanda hos värme-, och ventilationssystem.

Infiltration och luftläckage: Skillnader i byggnadens lufttäthet och infiltrationshastigheter mellan simulerade och faktiska förhållanden.

Internlast: Variationer i interna värme från belysning och utrustning, elektronik och mänskliga aktiviteter.

7.3.2. Begränsningar vid modellering av bergvärmepumpar

Värmepumpar: IDA ICE erbjuder ett begränsat utbud av värmepumpar, och deras prestanda och egenskaper kan inte justeras. I denna studie användes samma typ av värmepump för både det lågtemperaturvärmesystem och det traditionella värmesystemet (med en framledningstemperatur på 55°C). Om värmepumpens prestanda hade kunnat justeras för lågtemperaturssystemet hade en högre COP kunnat uppnås än vad som redovisas i denna rapport.

Borrhålsanläggning: Som det anges i rapporten anpassades utformningen av borrhålsanläggningen baserat på den framledningstemperatur som används för radiatorsystemet. Den termiska interaktionen mellan borrhålen har beaktats vid deras dimensionering. Dock simuleras inte den termiska interaktionen mellan borrhålen i IDA. För att minska detta problem har avståndet mellan borrhålen satts till över 15 meter.

8. Slutsats

Följande huvudslutsatser kan dras från den utförda forskningen i projektet:

Genom att analysera värmepumparnas prestanda under olika temperaturförhållanden och driftsfaser, framkommer att en sänkning av varmvattentemperaturen leder till en förbättrad prestandakoefficient (COP) och därmed lägre energikostnader. Det icke-linjära sambandet mellan elförbrukning och varmvattentemperatur betonar vikten av att optimera driftstemperaturer för att uppnå maximal effektivitet. Studien understryker potentialen i att välja system med lägre framledningstemperaturer för att främja energibesparingar och miljömässig hållbarhet.

Rapporten bekräftar att lägre framledningstemperaturer i geoenergisystem ökar värmeuttaget från marken, särskilt under kallare månader. Denna ökning i effektivitet kräver större borrhålsfält med välplanerat avstånd mellan borrhålen för att minska termisk interaktion. Att hålla den genomsnittliga borrhålsvätsketemperaturen under kritiska fryspunkter säkerställer systemets tillförlitlighet och effektivitet. Studien understryker vikten av noggrann projektering och design för att maximera geoenergisystemens prestanda och hållbarhet.

Rapporten analyserar kostnadsaspekterna av olika framledningstemperaturer i värmesystem med fokus på investerings-, drift-, och reinvesteringskostnader. Den visar att alternativ med lägre framledningstemperaturer medför högre initiala investeringskostnader på grund av behovet av större radiatorer och längre borrhål. Å andra sidan leder dessa alternativ till lägre driftskostnader genom minskad elanvändning, vilket gör dem mer energieffektiva. Totalt sett indikerar rapporten att högre framledningstemperaturer kan vara ekonomiskt fördelaktigare trots lägre energieffektivitet. En avvägning mellan initiala kostnader och långsiktiga besparingar är avgörande för val av system.

Resultaten visar att CO₂-utsläppen från värmesystem eskalerar i takt med att framledningstemperaturen stiger, främst på grund av ökad elförbrukning från värmepumpen. Utsläppen har observerats öka med 8 % till 15 % för varje 10°C höjning av framledningstemperaturen. Denna ökningstakt påverkas av olika faktorer såsom elkälla, värmepumpstyp och dess effektivitet, vilket indikerar att utsläppseffekterna kan variera beroende på dessa faktorer.

Referenser

- [1] M. Jangsten, J. Kensby, J.O. Dalenbäck, A. Trüschel, Survey of radiator temperatures in buildings supplied by district heating, *Energy* 137 (2017) 292–301. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.07.017>.
- [2] A. Hesaraki, S. Holmberg, Energy performance of low temperature heating systems in five new-built swedish dwellings: A case study using simulations and on-site measurements, *Build Environ* 64 (2013) 85–93. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2013.02.009>.
- [3] A. Ploskić, *Low-Temperature Baseboard Heaters in Built Environments*, 2010.
- [4] I. Sarbu, C. Sebarchievici, A study of the performances of low-temperature heating systems, *Energy Effic* 8 (2015) 609–627. <https://doi.org/10.1007/s12053-014-9312-4>.
- [5] J.A. Myhren, S. Holmberg, Design considerations with ventilation-radiators: Comparisons to traditional two-panel radiators, *Energy Build* 41 (2009) 92–100. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.07.014>.
- [6] Branchstandard för energi i byggnader, SVEBY, (2024).
- [7] T. Arghand, *Direct-Ground Cooling Systems for Office Buildings: Design and Control Considerations*. Licenciate thesis, Licenciate thesis, Chalmers University of Technology, 2019. https://research.chalmers.se/publication/510102/file/510102_Fulltext.pdf.
- [8] T. Arghand, *Direct Ground Cooling Systems for Office Buildings*, Doctoral thesis, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden, 2021.
- [9] Thermia Värmepumpar, Thermia Mega M värmepump, https://Tcadmin.Thermia.Se/Docroot/Dokumentbank/Thermia-Varmepumpar-Mega_20220303_2.Pdf (2024).
- [10] European Committee for Standardization (CEN), EN 442-2: Radiators and convectors –Part 2: Test methods and rating, SIS Förlag AB, Stockholm, 2014. www.sis.se.
- [11] G. Hellström, B. Sanner, *Earth Energy Designer: EED version 4*, BLOCON company, Lund, Sweden, 2020. <https://www.buildingphysics.com/manuals/EED4.pdf>.
- [12] Göteborg Energi, Göteborgi Energi, <https://Www.Goteborgenergi.Se/Privat/Elavtal/Miljo-Och-Klimat> (n.d.).