



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Masteroppgave 2018 30 stp

Fakultet for miljøvitenskap og naturforvaltning
Monica Havskjold

Spillvarme fra Borregaard til bruk som varmekilde i Østfold Energis fjernvarmeanlegg i Sarpsborg

Erik Gathen Berg

Fornybar Energi
Fakultet for miljøvitenskap og naturforvaltning

Forord

Denne oppgaven er en avsluttende mastergradsavhandling i fornybar energi ved Norges Miljø- og Biovitenskapelige Universitet våren 2018. Arbeidet med oppgaven har gitt meg en unik anledning til å opparbeide meg erfaring og kunnskap om et fremtidsrettet og spennende tema. Prosjektet har utgjort en utfordrende, interessant og givende prosess, og jeg har tilegnet meg mye kunnskap som jeg tar med meg.

Aller først vil jeg takke min hovedveileder, førsteamanuensis ved NMBU Monica Havskjold, for god kompetanse og veiledning underveis.

En stor takk rettes til oppdragsgivere Borregaard og Østfold Energi for tilliten dere har vist, og spesielt Egil Erstad fra Østfold Energi for godt samarbeid og den gode oppfølgingen. Takk også til Borregaard for å hele veien stille kontorer tilgjengelig i et hyggelig arbeidsmiljø.

En avgjørende person underveis i prosessen har vært David Vaaler fra Borregaard. Jeg ønsker å rette en stor til David som har fulgt meg opp daglig, gitt kunnskap, kyndig veiledning og mer støtte enn noen kan forvente.

Takk også til min kone Aina Osen Skarshaug for gode råd, tilbakemeldinger og trøst når jeg har gått på vegger underveis. Til slutt vil jeg rette en takk til Anna, øvrig familie, barnevakter og alle nære og kjære som har støttet, styrket og vist forståelse under prosjektet.

Fredrikstad, Mai 2018
Erik Gathen Berg

Sammendrag

Sarpsborg varmesentral eies av Østfold Energi, og forsyner bygninger i og rundt Sarpsborg sentrum med fjernvarme. Grunnlasten produseres av varmepumper som er tilkoblet to spillvarmekilder fra Borregaard og en el-kjel.

Oppgaven har sett på mulighetene for å tilkoble en ny, tredje spillvarmekilde fra Borregaard for å øke varmeproduksjonen fra varmepumpene slik at de dekker en større andel av grunnlasten. Det ble også undersøkt hvordan en eventuell ny spillvarmekilde vil påvirke dynamikken i fjernvarmesystemet, og om en investering kan være lønnsom.

Det ble laget flere simuleringsmodeller av fjernvarmesystemet i Excel. Modellene bygger på termodynamiske prinsipper samt masse- og energibalanser. Modellene ble deretter verifisert opp mot historiske loggede data fra Borregaard og Østfold Energi, før de kunne brukes til å simulere fremtidige scenarier.

Resultatene viser at det er mulig å heve varmeproduksjonen fra varmepumpene betydelig ved å tilkoble en ny spillvarmekilde. Den økte produksjonen avhenger av hvilken spillvarmeressurs som utnyttes, samt teknisk dimensjonering av systemet. En implementering av en ren lavtemperert spillvarmekilde vil kunne føre til ønsket varmeproduksjonen fra varmepumpene i opptil 80% av tiden.

Tilkoblingen vil trolig kunne tilføre tilstrekkelig energimengder til å tilfredsstille eventuelle fremtidige utvidelser av varmepumpekapasiteten i varmesentralen.

Det er flere parametere som vil påvirke dynamikken i en utvidelse av fjernvarmesystemet. Energitilførselen fra eksisterende varmekilder, varmeoverføringsarealer i varmevekslere, tilført volum og temperaturen på Glommavannet er parametere som i ulik grad vil påvirke varmeproduksjonen fra varmepumpene.

Lønnsomhetsberegninger tyder på at prosjektet kan være lønnsomt. Med en kalkulert investeringskostnad og gitte forutsetninger vil en ny lavtemperert spillvarmekilde generere høyere økt varmeproduksjon fra varmepumpene enn hva som skal til for å gi netto nåverdi lik null.

Summary

Sarpsborg Varmesentral in Norway is owned by Østfold Energi, and it distributes district heating to local buildings. The base load is produced by two heat pumps attached to two waste heat sources from the Borregaard factories and an electric boiler.

This thesis has considered the possibilities of attaching a new, third waste heat source from the Borregaard factories to increase the heat produced from the heat pumps. It has also been prospected how a new waste heat source will affect the dynamics of the district heating system, and if an investment can be profitable.

Simulation models of the district heating system were created in Excel. The models are based on the known principles of the thermodynamics, and the principles of balance of mass and energy. The models were verified by testing on historical logged data from Borregaard and Østfold Energi, before they were used for simulation of future cases.

The results show a possibility for a significant increasement of heat produced from the heat pumps with the attachment of a new waste heat source. The increasement in heat produced from the heat pumps will depend upon which of the Borregaard waste heat sources that is employed for district heating, and which technical dimensioning that is chosen for the system. An implementation of a pure low temperature waste heat source may provide the requested heat produced from the heat pumps up to 80% of the time.

The attachment of a waste heat source will probably provide sufficient energy if the capacity of the heat pumps were to be expanded in the future.

There are more parameters that will affect the dynamics of the district heating system if an expansion is proceeded. The energy supply from existing heating sources, the heat transfer areas in heat exchangers, added volume and the temperature of the water in the river Glomma are all parameters that will affect the heat produced from the heat pumps on various levels.

Basic economical profitability calculations imply profitability of the project. Based on calculated investment cost and given conditions it may be concluded that a new

waste heat source can generate high enough heat produced from the heat pumps to provide a net present value equal to zero.

Innhold

Sammendrag	2
Summary	3
1.0 Bakgrunn	8
2.0 Problemstilling	10
2.1 Fjernvarmesystemet i Sarpsborg	10
2.1.1 Områdebeskrivelse	11
2.2 Oppgaven bakgrunn	12
2.3 Oppgavens omfang	14
3.0 Teori	16
3.1 Varmepumper	16
3.1.1 Virkemåte til varmpumper	16
3.1.2 Varmepumpene i Sarpsborg varmesentral	17
3.2 Varmevekslere	19
3.2.1 Skall- og rørvarmevekslere	19
3.2.2 Platevarmevekslere	20
3.2.3 Spiralvarmevekslere	21
3.3 Beregningsteori	22
3.3.1 Energiinnhold i vann	22
3.3.2 Ytelseskoeffisienten	23
3.3.3 LMTD-metode – logaritmisk gjennomsnittlig temperaturforskjellsmetode ..	24
3.3.4 NTU-metode – antall overføringsenheters metode	25
4.0 Metode	28
4.1 Datagrunnlag	28
4.2 Kartlegging av den nåværende situasjonen	29
4.3 Simuleringsmodeller for enkelttiltak	29
4.3.1 Tiltak 1 til 6	30
4.3.2 Akkumulatortank	30
4.4 Fast volum eller temperatur på væskestrømmen i tiltaket	32
4.5 Simuleringsmodell for hele systemet	33
4.5.1 Oppbygning av modellen	34
4.5.2 Tiltak 0	35
4.5.3 Kampanjer	36

4.5.4	Parametere og basisforutsetninger i modellen	37
4.6	Lønnsomhet	39
4.6.1	Kostnadskalkyle.....	40
4.6.2	Lønnsomhetsberegning	40
5.0	Resultater	42
5.1	Kartlegging av nåværende situasjon	42
5.2	Simuleringsmodeller for enkelttiltak.....	44
5.2.1	Akkumulatortank.....	47
5.3	Fast volum eller temperatur på væskestrømmen i tiltaket.....	48
5.3.1	Konstant volumstrøm med varierende inngående temperatur	48
5.3.2	Konstant temperatur med varierende volumstrøm.....	50
5.4	Simuleringsmodell for hele systemet.....	52
5.4.1	Varierende temperatur på varm side i avløps vekslerstasjon	52
5.4.2	Varierende tilført energimengde til kjølevann vekslerstasjon.....	54
5.4.3	Varierende varmeoverføringsareal i varmeveksler V5007	55
5.4.4	Varierende volum på væskestrøm i tiltaket.....	57
5.4.5	Varierende varmeoverføringsareal i ny varmeveksler i det sirkulerende systemet	58
5.4.6	Varierende temperatur på vannet i Glomma.....	59
5.5	Lønnsomhet	60
5.5.1	Kostnadskalkyle.....	60
5.5.2	Lønnsomhetsberegning	62
6.0	Diskusjon	65
6.1	Usikkerhet i datagrunnlaget	65
6.2	Kartlegging av nåværende situasjon	65
6.3	Tiltak 1 til 6.....	66
6.3.1	Akkumulatortank.....	67
6.4	Fast volum eller temperatur på væskestrømmen i tiltaket.....	67
6.5	Simuleringsmodell for hele systemet.....	68
6.6	Tiltak 0	69
6.7	Lønnsomhet	70
6.8	Videre arbeid.....	71
7.0	Konklusjon	72
	Litteratur	73

Vedlegg 76

1.0 Bakgrunn

I denne oppgaven er det sett på mulighetene for å tilføre Sarpsborg fjernvarmesentral mer spillvarme fra Borregaards fabrikker slik at varmepumpene skal kunne utnytte en større andel av den installerte kapasiteten.

Parisavtalen forplikter alle undertegnende land til å iverksette tiltak for å unngå en økning av den globale gjennomsnittstemperaturen som utgjør mer enn 2 °C sammenliknet med førindustrielt nivå (Rogelj et al. 2016). Forbrenning av fossilt brensel utgjør det største menneskeskapte bidraget til globale klimaendringer (Aldy 2017), og reduksjon av CO₂-utslipp fra fossilt brensel er derfor helt avgjørende for å nå temperaturmålet.

Parallelt med utslippsreduksjoner er det en lang rekke utfordringer som må løses, som å imøtekomme den økende etterspørselen etter energi. Energietterspørselen er ventet å bare øke i fremtiden (Singer et al. 2017). De siste årene har fornybare energiteknologier som produserer elektrisitet, som for eksempel vind- og solkraft, mangedoblet seg i både utbredelse og produksjonsmengde. Denne trenden vil trolig fortsette i tiden som kommer (Jacobson & Delucchi 2011).

I fremtidens energisystem må fornybarressursene utnyttes i best mulig grad for å imøtekomme den økende energietterspørselen. En stor andel av energietterspørselen er etterspørsel etter anvendelig elektrisitet som kan brukes til oppvarming av blant annet bygninger eller vann (Isaac & van Vuuren 2009).

Termisk oppvarming trenger ikke nødvendigvis å skje gjennom elektriske omformere som panelovner eller varmepumper. Vedfyring er en tradisjonell metode for termisk oppvarming, og nyere teknologier som fjernvarme har de siste tiårene hatt en stor økning globalt og er antatt å spille en betydelig rolle i fremtidens energisystem (Lund et al. 2010).

Fjernvarmesystemer produserer varme et sted og distribuerer varmen til forbrukere som befinner seg på et annet sted. Denne varmen er til direkte bruk. Distribusjonen skjer ved at et varmemedium, for eksempel vann, fraktes fra varmeproduksjonsstedet (kalt varmesentral) i rør til forbruker, hvor varmen hentes ut og utnyttes til oppvarmingsformål. Vannet blir så transportert tilbake til varmesentralen der det blir oppvarmet og distribuert på nytt til forbruker (Rezaie & Rosen 2012). En grunntanke

for fjernvarme er å utnytte ressurser til oppvarming som ellers ville gått tapt. Eksempler på dette er biomasse, avfall og ulike spillvarmekilder.

Spillvarme, eller overskuddsvarme, er varme fra industrielle prosesser som ikke blir utnyttet, men som går tapt til omgivelsene. I Norge er det store mengder spillvarme, og da spesielt i kraftkrevende industri (Miró et al. 2015).

Det er et økende fokus på å utnytte tilgjengelig spillvarme i industrien for å kunne møte fremtidens energibehov med redusert avhengighet av fossilt brennstoff. Bruksområdet til spillvarmen kan være å produsere elektrisitet, men den blir i økende grad anvendt som varmekilde til fjernvarmeanlegg. Det er imidlertid knyttet en rekke utfordringer til det å utnytte spillvarmen til fjernvarmesystemer: Blant de største utfordringene er samling og integrering av varmekilder med ulike temperaturer, langdistanselevering av varmen og regulering og toppjustering av systemet (Fang et al. 2015).

Det er flere fordeler ved bruk av spillvarme som varmekilde i fjernvarmeanlegg. I mange tilfeller vil det være en økonomisk gunstig løsning. Fra et miljøaspekt er det en åpenbar gevinst ved at eksisterende varmekilder, som ellers ville gått tapt til omgivelsene, utnyttes. I tillegg fokuserer industrien på å øke effektiviteten og redusere energibruken og klimagassutslippene, og i så måte er utnyttelse av spillvarme viktig (Rezaie & Rosen 2012).

2.0 Problemstilling

Denne oppgaven ble utført i et samarbeid mellom Norges Miljø og Biovitenskapelige Universitet (NMBU), Borregaard og Østfold Energi.

Bedriftene Borregaard og Østfold Energi i Sarpsborg har gitt anledning til å opparbeide dybdeforståelse av utnyttelse av spillvarme til fjernvarmeformål ved å inngå et akademisk samarbeid med NMBU der den konkrete muligheten for videreutvikling av fjernvarmesystemet ble vurdert.

Varmepumpene i Sarpsborg varmesentral har ikke tilstrekkelig spillvarme tilgjengelig til å utnytte den installerte kapasiteten. Det er derfor ønskelig med tilkobling av en ny spillvarmekilde fra Borregaard for å øke produksjonen fra varmpumpene. Aktuell spillvarmeressurs er overskuddsvann fra varmtvannsnettet til Borregaard.

Problemstillingene ble konkretisert til å omfatte:

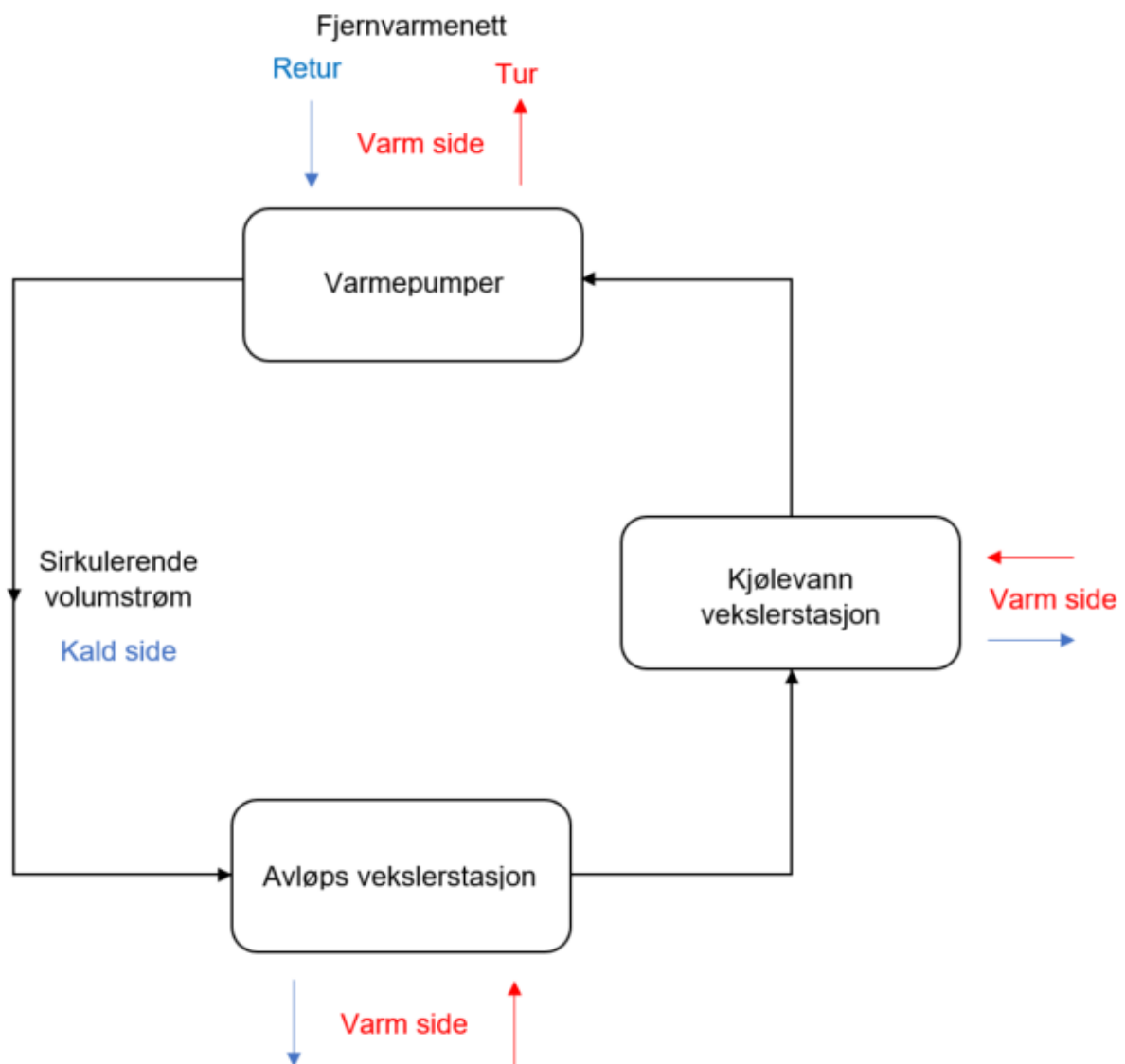
- Hvor mye energi vil varmpumpene i Sarpsborg varmesentral produsere ved å implementere en ny spillvarmekilde fra Borregaard?
- Hvordan vil en tilkobling til en ny spillvarmekilde påvirke dynamikken i systemet?
- Vil en investering i en ny spillvarmekilde kunne være lønnsom?

2.1 Fjernvarmesystemet i Sarpsborg

Sarpsborg varmesentral er eid av Østfold Energi, lokalisert på Borregaards industriområde i Sarpsborg. Varmesentralen forsyner større bygninger i og rundt Sarpsborg sentrum, med en effekt opp mot 10 000 kWh/h på de kaldeste dagene i året. Varmesentralen leverte i 2017 en total varmeproduksjon på 21,7 GWh/år og består av to varmpumper og en elkjel som dekker grunnlasten og en oljekjel som dekker spisslasten (Egil Erstad, prosjektutvikler Østfold Energi, samtale 10.01.2018).

En lukket krets med sirkulerende vann fungerer som varmekilde for varmpumpene, illustrert med svarte piler i figur 1. Vannet blir varmet opp via varmevekslere på to punkter; ved avløps vekslerstasjon og i kjølevann vekslerstasjon. Varmeressursen er ved begge punktene spillvarme som er tilført fra ulike varmekilder ved Borregaards fabrikker. Den tilførte energien til oppvarming er ikke stabil, men varierer ved forhold

som Borregaards produksjonsnivå og årstid (Egil Erstad, prosjektutvikler Østfold Energi, samtale 10.01.2018).



Figur 1: Prinsippkisse av det eksisterende fjernvarmesystemet. Varmepumpene utveksler tur- og returvann til fjernvarmenettet. Det sirkulerende vannet på kald side er illustrert med svarte piler og er en lukket krets som varmes opp vha. varmevekslere ved to punkter.

2.1.1 Områdebeskrivelse

Oversikt over det aktuelle området på Borregaard er vist i figur 2. Det innringet området er en av Borregaards fabrikker og kalles for Blekeriet. I Blekeriet er det flere mulige uttappingspunkter, og det er her vannuttaket vil foregå. Temperaturen og

tilgjengeligheten på vannet varierer noe med årstider og produksjonsmønstre (David Vaaler, senioringeniør energi ved Borregaard, samtale 08.01.2018).

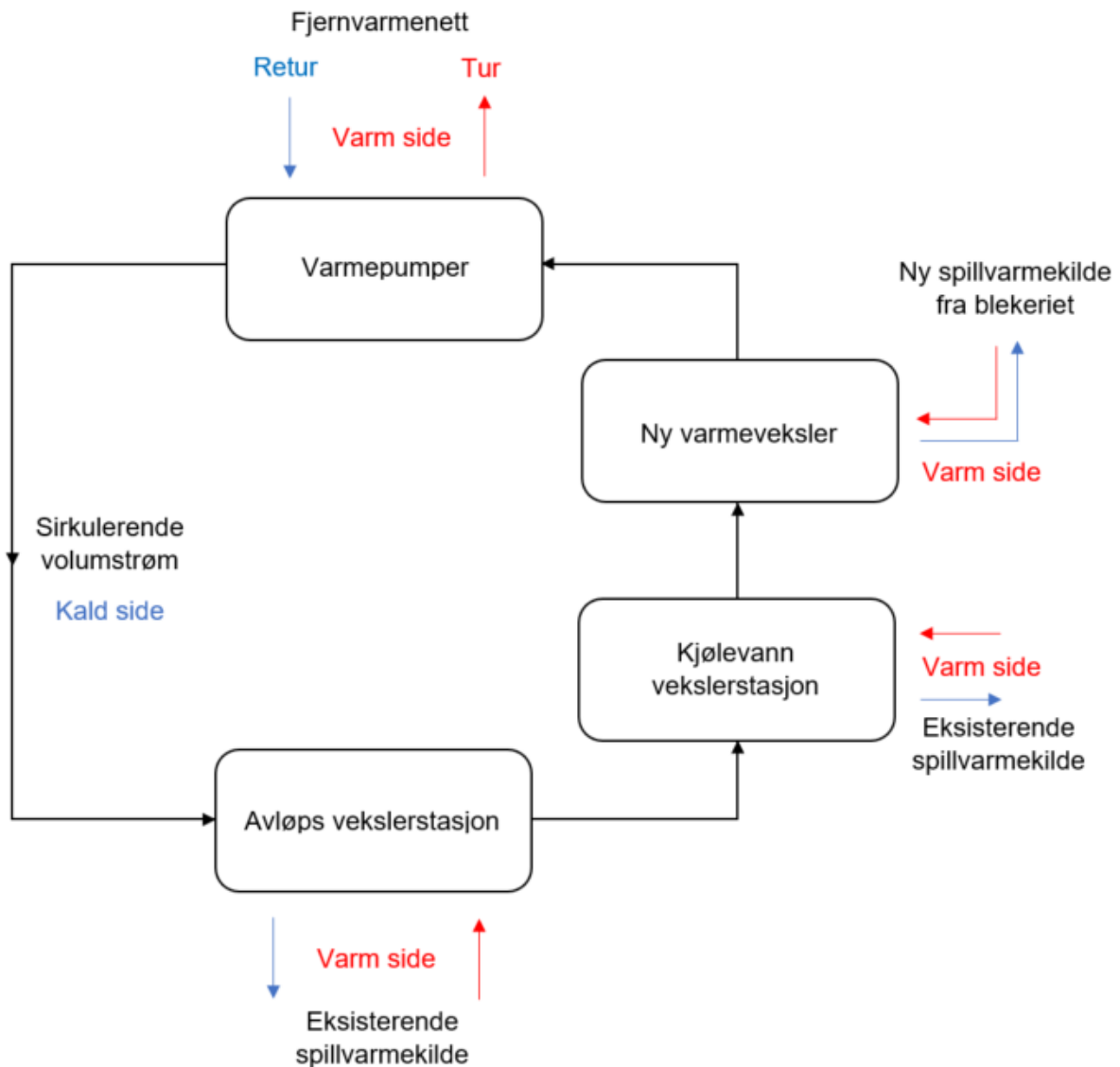


Figur 2: Oversiktsbilde over tiltaksområdet. Innringet er Blekeriet med tilgjengelige spillvarmekilder. Til venstre er Sarpsborg varmesentral.

Til venstre i figur 2 ligger Sarpsborg varmesentral. Det eksisterer allerede nedgravde rør til andre formål langs jordet og frittliggende rør over bakken fra jordet i retning mot Blekeriet. Det finnes derfor rør langs hele den skisserte rørtraséen, og det vil med denne rørgaten være nødvendig med ytterligere omtrent 500 meter med rør hver vei for å få overført spillvarmen fra Blekeriet til Sarpsborg varmesentral (David Vaaler, senioringeniør energi ved Borregaard, samtale 08.01.2018).

2.2 Oppgaven bakgrunn

Økt varmeproduksjon fra varmepumpene kan oppnås ved å installere en ny varmeveksler på et tredje punkt som tilføres varmt spillvann fra Borregaard, slik vist i figur 3. På denne måten vil vannet i den lukkede kretsen oppnå enda en forvarming og øke varmeproduksjonen fra varmepumpene.



Figur 3: Prinsippskisse av mulig nytt system. Ved å implementere en tredje varmekilde i systemet vil vannet få en høyere temperatur før det når varmepumpene og varmeproduksjonen fra varmepumpene vil øke.

Praksisen er i dag at varmepumpene ofte ikke går samtidig, men at kun én produserer varme, blant annet på grunn av for lite tilført energi ved avløps og kjølevann vekslerstasjon. Elkjelen blir derfor brukt til å dekke en betydelig andel av grunnlasten (Egil Erstad, prosjektutvikler Østfold Energi, samtale 10.01.2018).

Borregaard bruker store mengder vann i sine produksjonsprosesser, og har en lang rekke vannstrømmer med ulike volummengder og temperaturer. Mange av vannstrømmene går i sirkel og benyttes om igjen i prosessen, og en del går gjennom et lokalt vannrenseanlegg før det slippes ut i Glomma (David Vaaler, senioringeniør energi ved Borregaard, samtale 11.01.2018). Det finnes derfor flere mulige

uttakspunkt av overflødig eller oppbrukt vann i Borregaards produksjonsprosess som kan tenkes å kunne brukes som varmekilde i det nye systemet, illustrert i figur 3.

De ulike væskestrømmene som kan brukes som ny varmekilde er i denne oppgaven omtalt som *tiltak*. Etersom hvert av tiltakene har ulik mengde volumstrøm og temperaturer vil også energiinnholdet variere. Både volummengden og temperaturene i tiltakene kan variere kontinuerlig, og energiinnholdet i tiltakene korrelerer ikke nødvendigvis med hverandre.

Prioriteten på tiltakene, det vil si hvilket som er mest gunstig, nest mest gunstig og så videre, ble fastsatt i samråd med Borregaard. Den viktigste vurderingsfaktoren for å fastsette den prioriterte rekkefølgen var interne prioriteringer for Borregaard, altså hvilke andre formål volumstrømmene kan brukes til i fabrikken. Øvrige vurderingskriterier som ligger til grunn er teknisk tilgjengelighet for uttak, energiinnhold i volumstrømmene og økonomiske aspekter.

2.3 Oppgavens omfang

For å svare på problemstillingen har følgende blitt gjennomført:

- Kartlegging av det nåværende totale produksjonsnivået i Sarpsborg varmesentral generelt og varmeproduksjonen fra varmepumpene spesielt
- Undersøkelse av tilgjengelige og aktuelle spillvarmeressurser på Borregaard som kan brukes som ny varmekilde i fjernvarmesystemet
- Vurdering av mulige prosjekter/tekniske løsninger for overføring av spillvarme fra Blekeriet til Sarpsborg varmesentral.
- Gjennomføring av et grovt kostnadsestimat av teknisk løsning
- Gjennomføring av en lønnsomhetsanalyse med hensyn til investeringskostnader, avkastningskrav og økt varmeproduksjon fra varmepumpene

Analysen er basert på historisk loggede produksjonsdata fra Borregaard og Østfold Energi for å lage beregninger og simuleringsmodeller i Excel for å løse de tre første punktene.

Avgrensningene for oppgaven ble primært gjort på grunnlag av den begrensede tidsrammen og begrensningen i menneskelige ressurser, ettersom arbeidet ble utført én student, som arbeidet med oppgaven i 19 uker.

Avgrensningene som ble gjort bestod av at:

- Loggede data som ligger til grunn for utarbeidelsen av simuleringsmodellene stammer kun fra 2017
- Det ble kun satt opp kostnadskalkyle og lønnsomhetsberegning for ett av de tekniske løsningene
- Det ble ikke sett nærmere på mulighetene for å kombinere lav- og høytemperert spillvann som varmekilde
- Modellen for hele systemet simulerer fremtidige øyeblikkscenarier for den lavtempererte spillvarmekilden, ikke for 2017 som helhet

3.0 Teori

I dette kapitlet er aktuell teori gjennomgått og presentert. Først er virkemåten til varmepumper presentert, før teknisk data fra varmepumpene i Sarpsborg varmesentral er fremlagt. Deretter er en oversikt over virkemåte, fordeler og ulemper til de aktuelle varmevekslerne presentert. Det har blitt lagt vekt på paknings-, skall- og rørvarmevekslere ettersom disse typene finnes i systemene til henholdsvis Østfold Energi og Borregaard. Til slutt er termodynamiske prinsipper samt masse- og energibalanser som ligger til grunn for utarbeidelsen av simuleringsmodellene gjennomgått.

3.1 Varmepumper

Varmepumpesystemer tilbyr økonomiske gunstige alternativer for å gjenvinne varme fra ulike varmekilder til bruk i blant annet boliger, industri og fjernvarmeanlegg.

3.1.1 Virkemåte til varmepumper

En varmepumpe består av 4 hoveddeler; fordamper, kompressor, kondensator og ventil, illustrert i figur 4, s. 18. Fordamperen er plassert på den kalde siden og har en væske som innehar lavere temperatur enn omgivelsene. Ved hjelp av kompressoren og ventilen blir trykket i fordamperen regulert slik at det kun skal en liten temperaturøkning til i væsken for at den skal fordampe. Ettersom væsken har lavere temperatur enn omgivelsene vil den ta til seg energi fra omgivelsene. Temperaturen vil da øke og væsken vil fordampe til gass (Self et al. 2013).

Gassen føres videre til kompressoren, hvor den blir komprimert og trykket øker. Temperaturen på gassen og kokepunktstemperaturen øker. Det er viktig at kokepunktet blir hevet til et nivå som er høyere enn omgivelsestemperaturen på varm side (Krigger 2001). Gassen blir så ført videre til kondensatoren som befinner seg på varm side. Omgivelsestemperaturen er fortsatt lavere enn temperaturen på gassen, og varme vil derfor bli overført fra gassen til omgivelsene. Gassen vil deretter kondensere og gi fra seg ytterligere varme (O'Keefe et al. 2010).

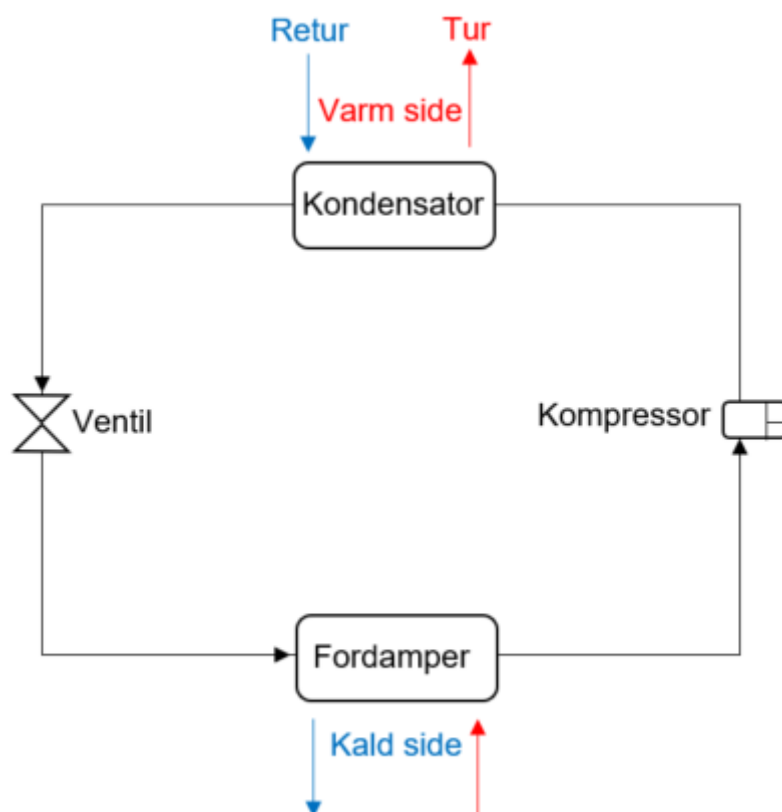
Væsken vil tilslutt bli ført gjennom en ventil og videre til fordamperen. Ventilen regulerer og reduserer trykket og temperaturen på væsken, slik at temperaturen på

væsken igjen blir lavere enn omgivelsestemperaturen på kald side (O'Keefe et al. 2010). Så kan prosessen starte på nytt igjen.

Det som gjør varmepumper så effektive er at i faseovergangene i fordamperen og kondensatoren blir det tatt opp og sluppet ut ekstra mye energi. Kompressoren og ventilen regulerer trykket og krever derfor en del energi, men energimengden er som regel betydelig mindre enn gevinsten som oppnås til oppvarming (Mustafa Omer 2008).

3.1.2 Varmepumpene i Sarpsborg varmesentral

I Sarpsborg varmesentral er det to vann-til-vann varmepumper med dimensjonert effekt på 2 000 og 3 000 kWh/h som er koblet i parallell. (Egil Erstad, prosjektutvikler Østfold Energi, samtale 25.01.2018). Figur 4 viser en skisse av en vann-til-vann varmepumpe.



Figur 4: Prinsippskisse av en av vann-til-vann varmepumpene. I Sarpsborg varmesentral har varmepumpene platevekslere i fordamper og kondensator.

Både i fordamper og kondensator er det en plateveksler. Varmeoverføringen i fordamper og kondensator vil derfor for denne typen varmpumper følge samme termodynamiske prinsipp som for platevekslere. En væskestrøm går gjennom fordamperen på kald side og varmer opp en annen væskestrøm som er en blanding av vann og ammoniakk. På denne måten hentes det ut energi fra væskestrømmen på kald side og strømmen som forlater fordamperen vil ha en lavere temperatur enn inngangstemperaturen. På varm side vil returvannet fra fjernvarmenettet strømme gjennom kondensatoren, varmes opp og på nytt og bli sendt ut på fjernvarmenettet til kundene (Egil Erstad, prosjektutvikler Østfold Energi, samtale 25.01.2018).

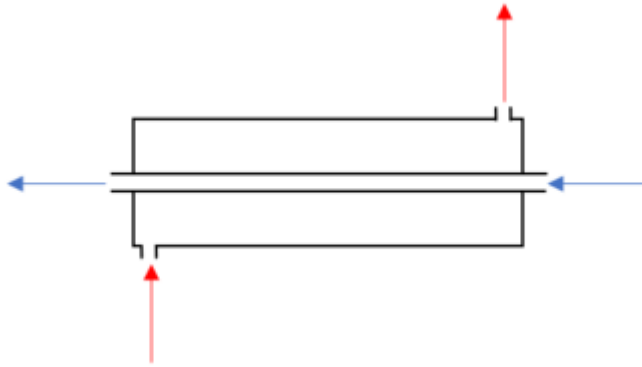
Tabell 1 viser en oversikt over utvalgt teknisk data for de aktuelle varmpumpene, som også er gjengitt i vedlegg 1 og 2. Den nyeste installerte varmeveksleren med kapasitet lik 3 000 kWh/h har en noe lavere dimensjonert inngående temperatur for væskestrømmen på kald side. Det kommer av at det har vist seg at fjernvarmesystemet ikke klarer å levere 40 °C på det sirkulerende vannet inn til varmpumpene slik den første varmeveksleren er dimensjonert for. Ettersom varmpumpene er lagt i parallell har de også ulik mengde væskestrøm. Dimensjonerende temperaturene på varm side er identiske.

Tabell 1: Oversikt over tekniske data for varmpumpene i Sarpsborg varmesentral.

Teknisk data	Varmepumpe 1	Varmepumpe 2	Enhet
Varmekapasitet	2 000	3 080	kWh/h
Effektforbruk (v. dimensjonerende/maks)	526 / 695	888	kWh/h
COP ved dimensjonerende	3,8	3,5	-
Kuldebærer	Vann	Vann	-
Sirkulert mengde kald side	128,1	147,6	m ³ /h
Temperatur kuldebærer inn/ut	40 / 30	36 / 23	°C
Fordampningstemperatur	27	20	°C
Varmebærer	Vann	Vann	-
Sirkulert mengde varm side	117,6	180	m ³ /h
Temperatur varmbærer inn/ut	60 / 75	60 / 75	°C
Kondenseringstemperatur	77	77	°C
Maksimum utgående varmtvann	80	80	°C

3.2 Varmevekslere

Varmevekslere er en innretning for å overføre termisk energi mellom to eller flere medier med ulike temperaturer og i termisk kontakt. Varmeoverføringen kan være mellom to eller flere væsker, mellom en fast overflate og en væske eller mellom faste partikler og en væske (Bergman et al. 2007). Varmevekslere er mye brukt i industrien, og det finnes flere typer som egner seg til ulik bruk.



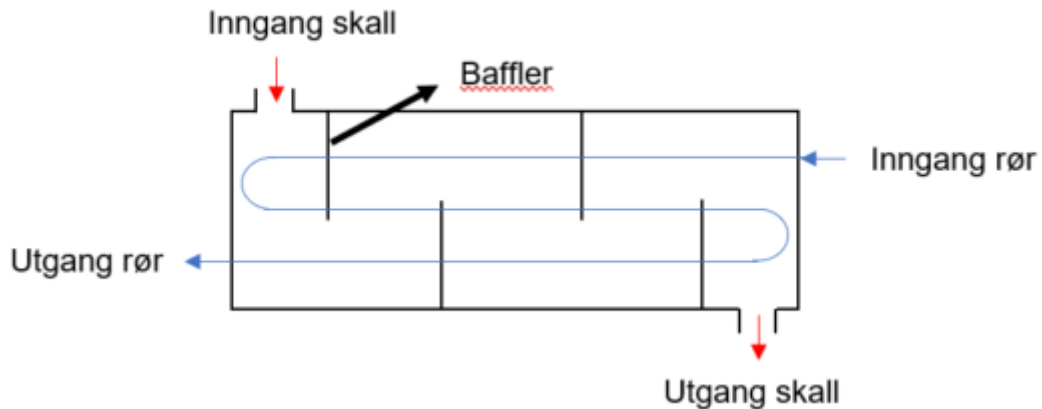
Figur 5: *Prinsippskisse av en motstrøms rørvarmeveksler.*

kalde strømmen via røret (Bergman et al. 2007).

Det er vanligvis ingen roterende eller bevegelige deler i varmevekslere, men det finnes mange ulike typer. Et eksempel er en motstrøms rørvarmeveksler som vist i figur 5. Den kalde strømmen, illustrert med blå pil, er avskilt fra den varme strømmen med et rør. Varme fra den varme strømmen vil overføres til

3.2.1 Skall- og rørvarmevekslere

Skall og rørvarmevekslere består av runde rør montert i et sylindrisk skall med røraksen parallelt med skallet. En kald væske strømmer på innsiden av røret mens en varm væskestrøm beveger seg i skallet utenfor røret (Kakac & Liu 2002). For å oppnå best mulig varmeveksling er det viktig at strømmen i røret har høy nok hastighet til at den blir turbulent. Vekslerne kan kategoriseres etter faser, det vil si antall ganger den kalde strømmen i røret skifter retning. Figur 6 viser en trefaset skall- og rørvarmeveksler (Erdogan et al. 2017).



Figur 6: Prinsippskisse av en trefaset skall- og rørvarmeveksler.

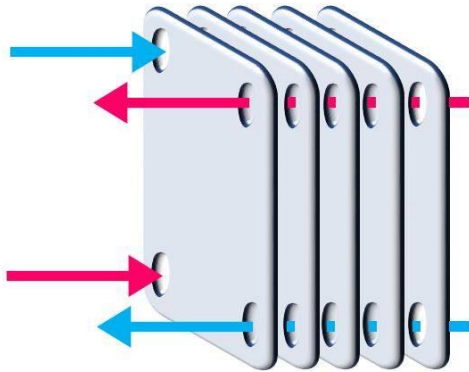
Hovedkomponentene i en skall- og rørvarmeveksler er rør, skall, frontendens hode, bakhodet, baffler og rørblader. Rørene består vanligvis av enkeltvegger og kan lages av ulike typer metaller, plastikk eller keramikk. Skallet er en beholder for skallvæsken og er vanligvis sylindrerformet med et sirkulært tverrsnitt. Bak- og frontendens hode er navnet på delene som brukes ved ut- og inngangspartiet til strømmen. Baffleerne brukes for å styrke strømningsretningen i skallet, støtte rørene og til å lede væsken i rørene vinkelrett på rørene for å oppnå en høyest mulig varmeoverføringskoeffisient. Rørbladene er runde metallplater som har som funksjon å støtte opp rørene ved endene (Kakac et al. 2012).

Skall- og tubevarmevekslere er mye brukt i industrien. De kan designes for nesten alle kapasitets- og driftsforhold, som for eksempel store trykk- og temperaturdifferanser. De er de mest allsidige varmevekslerne og kan skreddersys etter formålet, og kan tilpasses forhold som vibrering, begroing, erosjon, korrosjon, flerkomponentblandinger og så videre. I tillegg kan de lages av mange typer materialer, som ulike typer metall, grafitt og glass). De kan også variere mye i størrelse og varmeoverføringsareal (Kakac et al. 2012).

3.2.2 Platevarmevekslere

Platevarmevekslere er laget av rette eller bølgende plater. Generelt tåler de ikke veldig høye trykk, temperaturer eller trykk- og temperaturdifferanser. Det finnes mange forskjellige typer platevarmevekslere, men pakningsvekslere er den klart mest utbredte typen.

Pakningsvekslere består av en serie med tynne rektangulære metallplater som er forseglet rundt kantene av pakninger for å holdes sammen, som vist i figur 7 (Cooper 2016). Rammen har to endedeksler på hver ende. Hver plate har fire åpninger, ett i



Figur 7: Prinsippkisse av en pakningsveksler

hvert hjørne som danner fordelingshoder for væskestrømmene. Ved å danne platepar blir det tilgang til væskestrømmen på én av platesidene. Strømmen kommer fra et tilkoblet rør og gjennom en av hullene i endedeksel og passerer mellomplatene, enten i serie eller parallelle passasjer (Kakac et al. 2012).

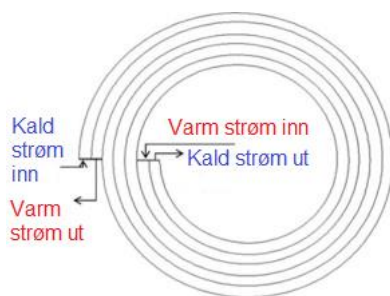
Fordelene til en plateveksler er at de er kompakte, kan ha store

varmeoverføringsarealer og har en høy varmeoverføringskoeffisient, det vil si høy varmeoverføring per varmeoverføringsareal (Cooper 2016).

En klar begrensning med platevekslere er at de ikke er i stand til å håndtere store trykk og høye temperaturer. I tillegg er trykkfallet relativt stort grunnet trange passasjer som kan bli blokkert av partikler i væskestrømmen og det dannes lettere begroing sammenlignet med skall- og rørvarmevekslere (Cooper 2016).

3.2.3 Spiralvarmevekslere

Spiralvarmevekslere består av to lange plater som er rullet og danner en spiral, slik illustrert i figur 8 (Picón-Núñez et al. 2007). Mellom platene er det stifter som sørger



Figur 8: Prinsippkisse av en spiralvarmeveksler

for riktig avstand mellom platene og styrker konstruksjonen. I enfaset spiralvekslere er det vanlig at den varme strømmen entrer veksleren gjennom midten og forlater veksleren i periferien. Den kalde strømmen entrer i den ytre delen av veksleren, sirkulerer mellom platene for så å forlate veksleren i midten i motsatt retning av den varme strømmen (Picón-Núñez et al. 2007).

Varmeoverføringsraten er høy i spiralvarmevekslere, men de er til gjengjeld nesten umulig å rengjøre og svært kostbare sammenlignet med rør- og platevarmevekslere

(Cooper 2016). Spiralvarmevekslere er ikke aktuelle å bruke i den tekniske løsningen.

3.3 Beregningsteori

Det er brukt termodynamiske sammenhenger for å utarbeide simuleringmodeller for å løse problemstillingen. Teorien som ligger til grunn for modellene er gjennomgått i dette kapittelet.

3.3.1 Energiinnhold i vann

Fra termodynamikken er varmekapasitet et mål på energien som kreves for å heve temperaturen til et stoff med én grad, med enheten Joule/Kelvin. Denne størrelsen er direkte proporsjonal med mengden av materialet, men ofte kan det være hensiktsmessig å anvende varmekapasiteten som en intensiv egenskap, det vil si per masseenheter. Da kalles det spesifikk varmekapasitet, og kan bli funnet ved å dele varmekapasiteten på massen til stoffet. Ved å definere spesifikk varmekapasitet ut fra enhetene får vi følgende formel (Peter Atkins 2010):

$$C_p = \frac{Q}{\Delta T * m}, \text{ hvor}$$

C_p = spesifikk varmekapasitet (Joule/Kelvin * kg)

Q = energimengde (Joule)

m = masse (kg)

ΔT = temperaturredifferanse (K)

Den spesifikke varmekapasiteten for vann ved romtemperatur er 4,2 J/K*g (Peter Atkins 2010). Ved å snu på formelen kan vi finne den potensielle energimengden i et stoff ved en gitt temperaturredifferanse:

$$Q = m * C_p * (T_v - T_k), \text{ hvor}$$

T_v = temperatur varm side (K)

T_k = temperatur kald side (K)

3.3.2 Ytelseskoeffisienten

Fordelen til varmepumper er at den produserte varmemengden som regel er større enn elektrisitetsbruken. Forholdet mellom disse to faktorene kalles ytelseskoeffisienten (coefficient of performance - COP) og er en dimensjonsløs størrelse. COP er en rate som sier noe om effektiviteten til varmepumpen (Blanco et al. 2013):

$$COP_H = \frac{Q_{tot}}{Q_{el}}, \text{ hvor}$$

Q_{tot} = levert energi fra varmepumpen (kWh/h)

W_{el} = elektrisitetsforbruk i kompressoren (kWh/h)

Varmepumpens leverte energimengde, Q_{tot} , er igjen definert lik summen av energimengden som hentes ut fra varmekilden på kald side og elektrisitetsbruken i kompressoren (Blanco et al. 2013):

$$Q_{tot} = Q_{el} + Q_w, \text{ hvor}$$

Q_w = energimengden hentet ut fra varmekilden på kald side (kWh/h)

En høy COP-verdi betyr at varmepumpen produserer en stor andel varmemengde relatert til elektrisitetsforbruket. Fra ligningen over kan det sees at COP avhenger av hvor mye energi fra varmekilden som utnyttes. Denne energimengden er igjen avhengig av temperaturen på varmekilden, som i dette tilfellet er vann. Ettersom det hentes energi ut av vannet, vil det ha ulik temperatur inn og ut av varmepumpen. Et logaritmisk gjennomsnitt kan derfor brukes på både kald og varm side av varmepumpen (Girard et al. 2015):

$$T_m = \frac{T_{inn} - T_{ut}}{\ln\left(\frac{T_{inn}}{T_{ut}}\right)}, \text{ hvor}$$

T_m = logaritmisk gjennomsnittstemperatur på væskestrømmen (K)

T_{inn} = temperaturen på væsken ved inngangen til varmepumpen (K)

T_{ut} = temperaturen på væsken ved utgangen av varmepumpen (K)

De logaritmiske gjennomsnittstemperaturene på kald og varm side kan brukes til å finne den teoretiske maksimale COP-verdien (Staicovici 2014):

$$COP_L = \frac{T_{m,h}}{T_{m,h} - T_{m,c}}, \text{ hvor}$$

COP_L = teoretisk maksimal COP-verdi

$T_{m,h}$ = logaritmisk gjennomsnittstemperatur på varm side (K)

$T_{m,c}$ = logaritmisk gjennomsnittstemperatur på kald side (K)

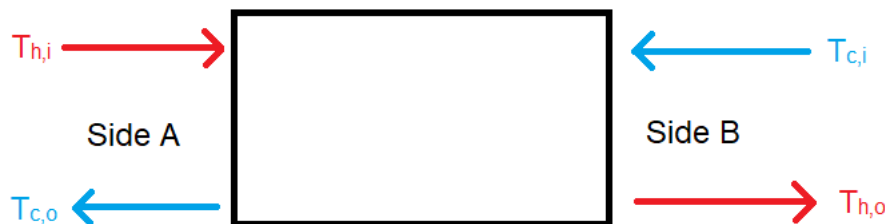
Videre kan varmepumpens effektivitet bestemmes ved å bestemme forholdet mellom varmepumpens virkelige COP-verdi og det teoretiske maksimumet (Staicovici 2014):

$$\eta = \frac{COP_H}{COP_L}, \text{ hvor}$$

η = varmepumpens effektivitet

3.3.3 LMTD-metode – logaritmisk gjennomsnittlig temperaturforskjellsmetode

For å kalkulere varmeoverføringen i en varmeveksler kan logaritmisk gjennomsnittlig temperaturforskjellsmetode (logarithmic mean temperature difference-metoden - LMTD) brukes. LMTD er en logaritmisk gjennomsnittsstørrelse mellom den varme og kalde strømmen i en varmeveksler. I en motstrøm varmeveksler med to sider, A og B, går den kalde og varme strømmen inn på hver sin side (Bergman et al. 2007), slik vist på figur 9.



Figur 9: Prinsippskisse av en varmeveksler. De røde pilene er den varme strømmen, hvor $T_{h,i}$ og $T_{h,o}$ er temperaturene henholdsvis inn og ut av veksleren. De blå pilene er den kalde strømmen, hvor $T_{c,i}$ og $T_{c,o}$ er temperaturene inn og ut.

For å bruke LMTD-metoden må temperaturene på alle fire punktene være kjent; kald strøm inn og ut, og varm side inn og ut av varmeveksleren. LMTD er definert som (Mistry & Misener 2016):

$$LMTD = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)}, \text{ hvor}$$

ΔT_A = temperaturdifferanse mellom væskestrømmene på side A (K)

ΔT_B = temperaturdifferanse mellom væskestrømmene på side B (K)

Som følge av konveksjon overføres varme fra den varme strømmen til skilleveggen mellom strømmene, for så til den kalde strømmen. Varmeoverføringen kan bestemmes ved å definere varmeoverføringskoeffisienten U (Serth 2007):

$$Q = U * A * LMTD, \text{ hvor}$$

Q = varmeoverføring (Watt)

U = varmeoverføringskoeffisient (Watt/(Kelvin*m²))

A = varmeoverføringsarealet i varmeveksleren (m²)

Fra ligningen fremkommer det at en høy LMTD-verdi gir en stor varmeoverføring.

Forurensning og begroing i varmevekslerne vil føre til at varmeoverføringskoeffisienten U synker, noe som igjen medfører at den overførte energimengden i varmevekslerne synker. Varmeoverføringskoeffisienten er derfor ikke konstant i varmevekslerne, men avhenger av hvor forurenset væskestrømmen er og hvor ofte varmeveksleren vaskes (Serth 2007). Varmeoverføringskoeffisienten varierer også for ulike type varmevekslere, og en lav overføringskoeffisient kan kompenseres ved å ha et høyt varmeoverføringsareal i varmeveksleren (Chua & Chou 2005).

Væskestrømmene på Borregaard i den aktuelle prosessen er relativt forurenset. Erfaringene som er gjort er at platevekslere har en gjennomsnittlig U-verdi på ca. 3000 W/(K*m²) og 800 – 1200 W/(K*m²) for rørvarmevekslere (David Vaaler, senioringeniør energi ved Borregaard, samtale 24.01.2018). Det er derfor valgt å bruke disse verdiene i simuleringsmodellene.

3.3.4 NTU-metode – antall overføringsenheters metode

Dersom kun de inngående temperaturene til varmeveksleren er kjent kan antall overføringsenheters metode (number of transfer units - NTU) brukes for å bestemme varmeoverføringen i varmeveksleren. NTU-metoden fungerer ved å finne den

maksimalteoretiske varmeoverføringsraten, Q_{max} , som multipliseres med effektiviteten ε for å finne den reelle varmeoverføringsraten i varmeveksleren (Cabezas-Gómez et al. 2015):

$$q = q_{max} * \varepsilon, \text{ hvor}$$

q = varmeoverføringsrate

q_{max} = teoretisk maksimal varmeoverføringsrate

ε = effektivitet, forholdet mellom den faktiske og maksimale varmeoverføringsraten

Først må q_{max} fastsettes ved å la en av væskestrømmene gjennomgå den maksimale temperaturdifferansen mellom væskestrømmene ($T_{h,i} - T_{c,i}$). I teorien kan dette gjøres ved å la den kalde væskestrømmen varmes helt opp til temperaturen er lik den varme væskestrømmens inngående temperatur i en underlig lang motstrøms varmeveksler (Bergman et al. 2007).

Deretter må væskenes varmekapasitetsrate, C_p , for kald og varm strøm bestemmes ved å multiplisere volummengden i væskestrømmen med spesifikk varmekapasitet.

For å finne q_{max} må den minste størrelsen, C_{min} , brukes ettersom det er varmekapasiteten til denne væsken som teoretisk skal gjennomgå den maksimale temperaturdifferansen. Den maksimale varmeoverføringsraten kan så bestemmes ved (Bergman et al. 2007):

$$q_{max} = m * C_{min} * (T_{h,i} - T_{c,i}), \text{ hvor}$$

m = masse (kg)

C_{min} = væskenes minste varmekapasitet (J/(kg*K))

$T_{h,i}$ = den varme væskestrømmens inngående temperatur til varmeveksleren (K)

$T_{c,i}$ = den kalde væskestrømmens inngående temperatur til varmeveksleren (K)

Neste steg er å fastsette effektiviteten, ε , i varmeveksleren, som er definert som forholdet mellom den faktiske og den teoretisk maksimale varmeoverføringen i veksleren. Det finnes relasjoner for effektiviteten ettersom den avhenger av type varmeveksler. Tabell 2 viser et utdrag av effektivitetsrelasjoner (Bergman et al. 2007).

Tabell 2: Oversikt over relasjoner for effektivitet til varmevekslere.

Type	Relasjon	Gyldighet
Parallell	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	Alltid
Motstrøms	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}$	$C_r < 1$
Motstrøms	$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$	$C_r = 1$
Skall- og tube	$\varepsilon_1 = 2(1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2})^{-1} \frac{1 - \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-(NTU)_1(1 - C_r^2)^{1/2}]}$	Ett skall passerer (2, 4 ... tuber passerer)
Skall- og tube	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$	N antall skall passerer (2n, 4n, ... tuber passerer)
Alle	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$	$C_r = 0$

I de fleste relasjonene inngår parameterne NTU og/eller C_r . NTU (number of transfer units) er en dimensjonsløs parameter som brukes i varmeveksleranalyser og er definert som (Bougloux et al. 2007):

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}}, \text{ hvor}$$

U = varmeoverføringskoeffisient (Watt/Kelvin \cdot m²)

A = varmeoverføringsarealet i varmeveksleren (m²)

Varmekapasitetsraten, C_r , er gitt ved (Bougloux et al. 2007):

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}, \text{ hvor}$$

C_{max} = væskenes største varmekapasitet

4.0 Metode

Metoden for løsning av problemstillingen og resultatopparbeidelse bestod av beregninger utført i Excel, over fire trinn. I det første trinnet ble det nåværende produksjonsnivået i Sarpsborg varmesentral generelt og varmeproduksjonen fra varmepumpene spesielt kartlagt. Det andre trinnet innbar å finne frem til aktuelle tiltak av spillvarmekilder på Borregaard som kan kobles til fjernvarmenettet, kvantifisering tiltakene og tillaging simuleringsmodeller som viser hvilken effekt implementering av enkelttiltakene ville hatt. I det tredje trinnet ble det undersøkt hvordan ulike temperaturer- og volumnivåer påvirker energitilførselen i systemet. Det fjerde trinnet var en praktisk del, der en simuleringsmodell som ser nærmere på dynamikken i hele systemet i sin helhet ble utarbeidet. Til slutt ble det gjennomført enkel lønnsomhetsberegning for ett av tiltakene.

Modellene er satt sammen av termodynamiske prinsipper, samt masse- og energibalanser. Enkelte steder er forenklinger og Excels iterasjonsfunksjon brukt slik at ligningene går opp. Neste steg var å bruke historiske data til å bestemme kritiske parametere som ikke er målt direkte fra historie tall og til å verifisere at modellene gir samme dynamikk som i virkeligheten. Til slutt kunne modellene brukes til å simulere ulike scenarioer og se hvordan ulike parametere påvirker systemet. Vedlegg 3 viser en skjermdump fra én simuleringsmodell.

COP-verdien for varmepumpene ved dimensjonerende temperaturer er 3,5 og 3,8. I modellene er det valgt å bruke en noe konservativ konstant samlet COP-verdi for varmepumpene lik 3,2.

4.1 Datagrunnlag

Modellene i Excel er utarbeidet fra rådata på timesbasis for hele 2017. Dette er gjort for å inkludere alle korttidssvingninger i fjernvarmenettet til Østfold Energi og spillvarmekildene til Borregaard, og for å se på sesongvariasjoner og trender. Å simulere på timesbasis ble ansett som detaljert nok, og datasett med ytterligere detaljnivå ville skapt et svært omfattende datasett med stor påkrevd datakraft.

Rådata som simuleringsmodellene er bygget på er følgende:

Data fra Sarpsborg varmesentral (Østfold Energi):

- Totalproduksjon i varmesentralen
- Varmeproduksjonen fra varmepumpene
- Temperaturer på væskestrømmen inn og ut av varmepumpene
- Volumer på væskestrømmene til varmepumpene
- Volumer og temperaturer inn og ut av avløps vekslerstasjon
- Energi tilført i kjølevann vekslerstasjon

Data fra Blekeriet (Borregaard):

- Tilgjengelige og anslåtte (av senioringeniør i energi fra Borregaard, David Vaaler) volumer og temperaturer på de ulike tiltakene

4.2 Kartlegging av den nåværende situasjonen

Først ble den nåværende situasjonen i varmesentralen kartlagt. Ved hjelp av loggede data på total varmeproduksjonen i varmesentralen for 2017 ble det laget en varighetskurve for perioden. Det fantes også loggede data på varmeproduksjonen fra varmepumpene, noe som ble brukt for å fastslå hvilken andel av varmen som er produsert av varmepumpene. Med bakgrunn i disse tallene kunne grunn- og spisslast fastslås. Videre ble varmepumpenes ubenyttede potensiale for økt varmeproduksjon for hver enkelt time funnet ved å trekke varmepumpenes produksjon fra sentralens totale leverte varmemengde, med en begrensning på maksimal varmeproduksjon fra varmepumpene på 5 000 kWh/h. Det er dette potensialet det er ønskelig å utnytte.

4.3 Simuleringsmodeller for enkelttiltak

Neste steg var å kartlegge potensielle tiltak fra Borregaards side for å tilføre spillvarme til fjernvarmesystemet. Kartleggingen innebar å fastsette tilgjengelig energimengde for hvert tiltak på timesbasis som deretter kunne sammenstilles med produksjonsdata fra Østfold Energi. Etterpå ble det utarbeidet simuleringsmodeller for å se på varmeproduksjonen fra varmepumpene ved å implementere tiltakene.

I simuleringsmodellene for enkelttiltak ble tiltakene lagt inn etter prioritert rekkefølge. Det betyr at det alltid var det mest gunstige tiltaket som ble implementert først i modellen (tiltak 1), deretter det nest mest gunstige lagt til (tiltak 2) og så videre.

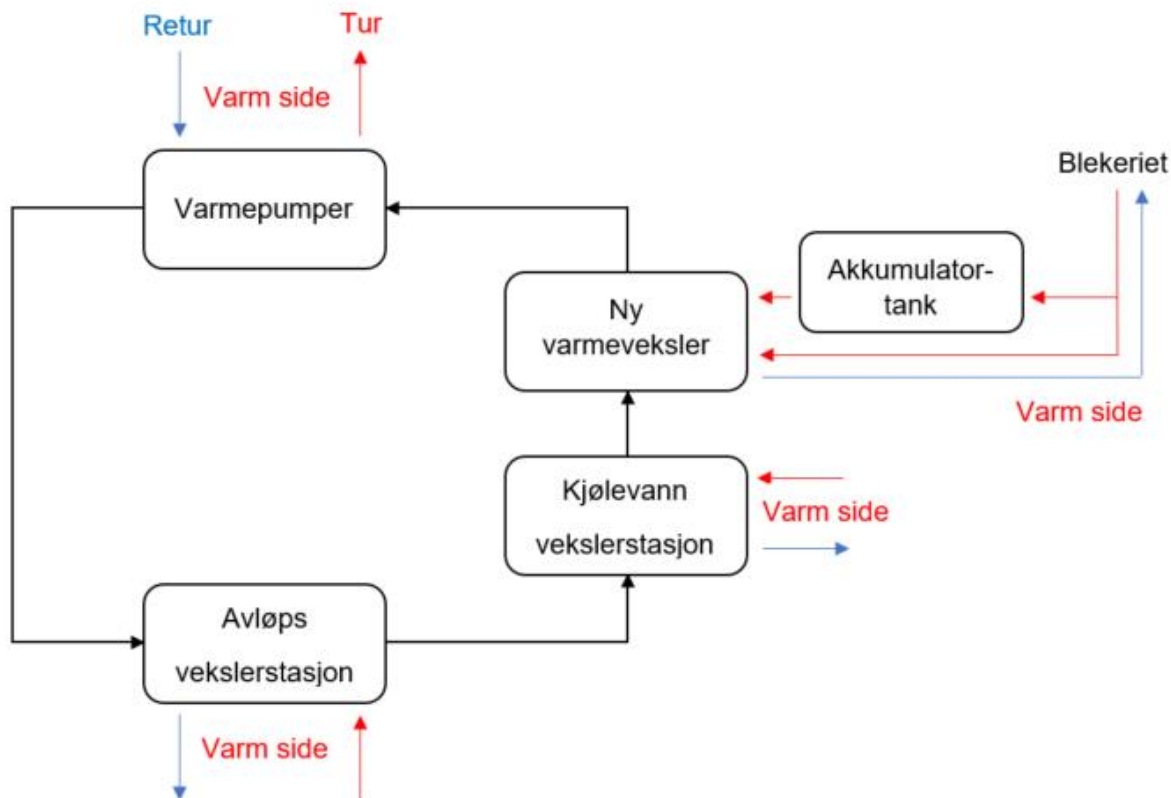
4.3.1 Tiltak 1 til 6

Det ble først kartlagt seks ulike tiltak, kalt for tiltak 1 til 6. Tiltak 1 til 6 er ikke rene lavtemperatures spillvarmekilder. Det er volumstrømmer som kan inneholde relativt høye temperaturer (opp mot 80 °C) og vil derfor tappe Borregaard for varme som kun ved et energioverskudd i Borregaards fabrikker er tilgjengelig som spillvarmekilde, og i så måte kan et uttak av disse tiltakene potensielt påvirke flere prosesser hos Borregaard. Disse tiltakene er heller ikke stabile, men varierer ved ulike forhold og har mindre tilgjengelighet på vinterstid sammenlignet med sommerstid. Ettersom volumstrømmene i tiltak 1 til 6 kan brukes internt hos Borregaard er det ikke gitt at disse tiltakene kan levere varme til fjernvarmesystemet i framtiden. Derfor er ikke disse tiltakene utredet i like stor grad som den lavtempererte spillvarmekilden tiltak 0 som er beskrevet i avsnitt 4.5.2 på grunnlag av en vurdering om at dette trolig er for ustabile varmekilder.

Det er laget simuleringsmodeller for å implementere tiltakene i den tekniske løsningen. Tiltakene har ulik mengde spillvarme tilgjengelig, og det varierer fra time til time hvilke tiltak som har mest og minst energi tilgjengelig. Et viktig poeng er at implementering av ett eller flere tiltak uten akkumulatortank ikke har noen mulighet til å lagre overskuddsenergi. Det betyr at energien i tiltakene må brukes på det tidspunktet det er tilgjengelig, og at et energioverskudd fra tiltaket på et gitt tidspunkt ikke vil kunne utnyttes på et senere tidspunkt.

4.3.2 Akkumulatortank

Ved å inkludere en akkumulatortank i den tekniske løsningen vil det være mulig å «lagre» energi fra tidspunkter hvor det er et overskudd av energi fra tiltakene som ikke kan utnyttes i samtid. Denne overskuddsenergien vil kunne utnyttes på et senere tidspunkt når det ikke er tilstrekkelig energimengde tilgjengelig i tiltakene til at varmpumpene kan dekke grunnlasten. En prinsippsskisse av systemet med akkumulatortank er vist i figur 10.



Figur 10: Prinsippskisse av en tenkt teknisk løsning med akkumulatortank.

Den økte produksjonen fra varmepumpene som følge av å implementere en akkumulatortank avhenger blant annet av tankens volumkapasitet. Akkumulatortanken vil ikke kunne fungere som en varmtvannskilde over en lengre periode på grunn av begrenset kapasitet i tanken. Den vil kun fungere som en korttidsbuffer og som kan medvirke til at varmepumpene oppnår jevnere driftsbetingelser, det vil si færre starter og stopper og jevnere produksjon.

Energimengden lagret i vannet i akkumulatortanken avhenger av volumet og temperaturen, og er kalkulert ut fra ligningen presentert i avsnitt 3.3.1. Det er laget en simuleringsmodell med akkumulatortank på tiltak 1 for å se på hvilken virkning tanken ville hatt. Etersom energimengden avhenger av to parametere er det valgt maksimums- og minimumsverdier for både for volum og temperatur for å finne laveste og høyeste produksjonsnivå fra varmepumpene ved å inkludere en akkumulatortank. Det er simulert med akkumulatorkapasitet lik 400, 300, 200, 100 og 50 m³ og med inngående og utgående temperaturer lik 80/20 og 45/40 °C. Akkumulatortank med større kapasitet enn 400 m³ anses som urealistisk både på grunn av økonomiske og praktiske årsaker (David Vaaler, senioringeniør energi ved

Borregaard, samtale 20.02.2018). Det er også simulert hvilken effekt akkumulertanken ville hatt med antatte realistiske verdier.

4.4 Fast volum eller temperatur på væskestrømmen i tiltaket

Borregaard har tilgjengelig varmtvann opp mot 80°C, men den tilgjengelige varmtvannsmengden minker med synkende utetemperatur. Borregaard vil være i stand til å levere opp mot 100 m³/h vann i temperaturområdet 60°C - 80°C og motta kaldt returvann tilbake i prosessen. Mengden tilgjengelig varmtvann minker med økende ønsket vanntemperatur. For å oppnå gode og stabile driftsbetingelser kan en teknisk løsning innebære at én av disse parameterne er konstant, mens den andre varierer for å oppnå nødvendig energimengde i væskestrømmen. Da må det være tilstrekkelig vannmengde og høye temperaturer tilgjengelig. Samtidig er det ønskelig med en lavest mulig returtemperatur på vannet tilbake til Borregaard ettersom det er tiltenkt bruk som kjølevann. Det er derfor to mulige tekniske løsninger:

- Konstant volumstrøm med varierende inngående temperatur til den nye varmeveksleren
- Konstant inngående temperatur med varierende volumstrøm til den nye varmeveksleren

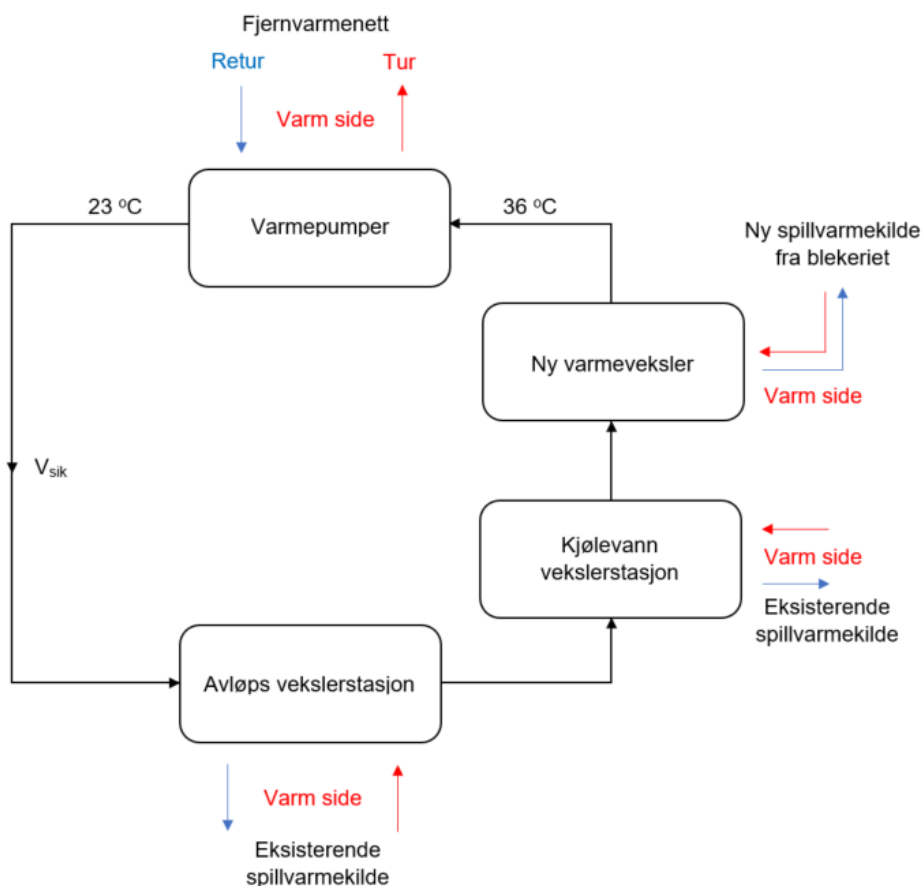
Det er laget simuleringsmodeller på begge scenarioer for å kartlegge energitilførselen til systemet og dermed økt varmeproduksjon fra varmepumpene. I den første modellen er vannmengden konstant og temperaturen på væskestrømmen inn til varmeveksleren varierer for at varmepumpene skal dekke grunnlasten for hver enkelt time. Det er laget scenarioer hvor væskestrømmen er konstant lik 50, 60, 70, 80, 90 og 100 m³/h. En begrensning i modellen er at vannet ikke kan overstige 80°C, ettersom det er den maksimale temperaturen Borregaard kan levere.

Simuleringsmodellene for konstant temperatur og varierende volum på væskestrømmen er bygget opp på tilsvarende måte. Det er laget modeller med konstant inngående temperatur på varm side inn til varmeveksleren på 40, 45, 50 og så videre opp til 75°C. Volumet på væskestrømmen varierer for å tilføre systemet nok energi slik at varmepumpene kan dekke grunnlasten, med en øvre grense lik 100 m³/h.

4.5 Simuleringsmodell for hele systemet

Modellene som kartlegger effekten av implementering av enkelttiltak ser på den økte varmeproduksjonen fra varmepumpene. En forutsetning i disse modellene er at oppvarmingen av det sirkulerende vannet på kald side i systemet vil forbli uforandret helt fram til tiltaket. Toppvarmingen fra tiltaket vil i realiteten påvirke oppvarmingen fra de eksisterende varmekildene. Ved å øke inngående temperatur til varmepumpene vil også den utgående temperaturen kunne øke, og vannet vil varmes mindre i de eksisterende varmekildene i avløps- og kjølevann vekslerstasjon. Derfor er det laget en simuleringsmodell for å se nærmere på dynamikken i hele systemet en implementering av et nytt tiltak ville hatt.

En skisse av systemet er vist på figur 11. Det er ønskelig at et nytt tiltak ikke påvirker varmetilførselen fra eksisterende varmekilder, ettersom det ikke er mulig å tilpasse varmetilførselen i vekslerstasjonene. Derfor er det ønskelig med lavest mulig inngående temperatur på kald side inn til avløps vekslerstasjon.



Figur 11: Prinsippkisse av mulig nytt system. For å utnytte alle varmekildene best mulig er det ønskelig med lavest mulig temperatur ut av varmepumpene på kald side.

Fra tabell 1 s. 18 kan det sees at varmpumpene i Sarpsborg varmesentral er dimensjonert noe ulikt for temperaturer på kald side. I simuleringsmodellen er varmpumpe modellert som én samlet enhet. Fra dimensjonerende data er antatt at varmpumpene ved inngående og utgående temperatur på kald side er lik henholdsvis 36°C og 23°C samlet vil kunne produsere 5 000 kWh/h. Temperaturene er derfor satt konstante ved disse punktene i modellen. Den økte varmeproduksjonen fra varmpumpene avhenger derfor kun av den sirkulerende vannmengden i systemet, V_{sik} . Det er ikke tatt hensyn rørdimensjoner som i praksis kan være en begrensende faktor for mengden vann i systemet. Dette er gjort for å kartlegge *potensialet*, det vil si hvilken energimengde varmpumpene i fremtiden vil kunne produsere ved eventuelle utvidelser. Det er av samme årsak heller ikke tatt hensyn til varmpumpenes nåværende maksimale kapasitet. I tillegg er disse forutsetningene gjort for å se på *dynamikken* i systemet - hvilke faktorer påvirker varmeproduksjonen fra varmpumpene mest og minst.

4.5.1 Oppbygning av modellen

Modellen ble laget ved å modellere hver enkelt varmeveksler frittstående, for så å sette de sammen til én stor modell som viser dynamikken i hele systemet.

Den første enheten som ble modellert var avløps vekslerstasjon. Fra loggede data ble det kartlagt at volumstrømmene på både kald og varm side er tilnærmet stabil, med henholdsvis 162 m³/h og 160 m³/h når én varmpumpe produserer og 252 m³/h og 216 m³/h når to varmpumper produserer. Ved hjelp av loggede data på inn- og utgående temperaturer på både kald og varm side, samt volumstrømmen på varm side, kunne NTU-metoden benyttes til å kalkulere varmeoverføringen Q som igjen kunne brukes til å fastsette $U \cdot A$ -verdier. Verifiseringen opp mot loggede data viste at $U \cdot A$ -verdiene var tilnærmet stabile ved de to volumstrømsnivåene og kunne derfor settes konstante i modellen. Ved hjelp av data på inngående temperaturer på begge sider og volumstrømmen kunne NTU-metoden deretter benyttes til å kalkulere utgående temperaturer på begge sider. Den utgående temperaturen på kald side fra avløps vekslerstasjon ble satt lik inngående temperatur til kjølevanns vekslerstasjon.

For kjølevann vekslerstasjon fantes det loggede data på den tilførte energimengden Q til veksleren, og den utgående temperaturen på kald side kunne derfor kalkuleres

direkte ved å bruke NTU-metoden. Energitilførselen ved kjølevann vekslerstasjon vil påvirkes minimalt av temperaturendringene i volumstrømmen til det sirkulerende vannet ettersom den tilførte varmen er hetolje og innehar svært høy temperatur. Historiske data er derfor antatt å kunne brukes direkte i simuleringsmodellen.

Modellering på den nye varmeveksleren ble gjort på tilsvarende måte som for avløps vekslerstasjon. Den inngående temperaturen på kald side er lik den utgående temperaturen fra kjølevann vekslerstasjon, mens volummengde og temperatur på varm side er lik tiltaket fra Borregaard. Det er mulig å lage ulike scenarioer og situasjoner ved å variere tilført energi fra Borregaard (volumstrøm og temperatur) og ved å fastsette ulike arealstørrelser på varmeveksleren som gir ulike $U \cdot A$ -verdier. Den utgående temperaturen på kald side som går videre til varmepumpene er satt lik 23°C ettersom det er dimensjonerende temperatur for varmepumpene.

For å modellere varmepumpene er det nødvendig å vite hvilken energimengde som skal produseres, noe som varierer i tråd med etterspørselen. Varmeproduksjonen fra varmepumpene er i modellen derfor lik summen av den samlede tilførte energimengden fra de tre varmevekslerne pluss elforbruket til varmepumpene.

Ved å bruke definisjonen til COP kan andelen av energien i varmeproduksjonen fra varmepumpene som hentes ut fra varmekilden estimeres. Ettersom tur- og returtemperaturen til fjernettet er relativt stabilt, kan NTU metoden brukes til å estimere den utgående temperaturen på kald side fra varmepumpene. Vannet, med samme temperatur, går så videre inn på kald side på avløps vekslerstasjon og prosessen starter om igjen.

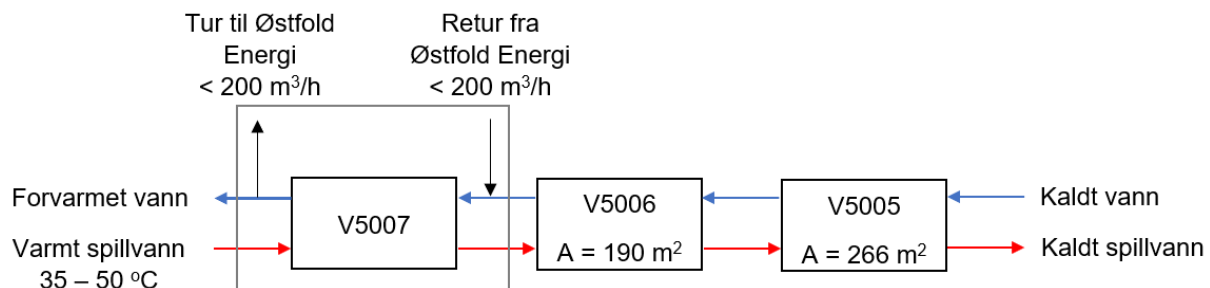
4.5.2 Tiltak 0

Fra resultatene av simuleringsmodellene av tiltak 1 til 6 framkom det at det kan være tilstrekkelig å bruke en ren lavtemperert spillvarmekilde. Modellen for hele systemet ble derfor simulert med et nytt tiltak, kalt tiltak 0, som er en ren lavtemperatur spillvarmekilde fra Borregaard, lokalisert nær Sarpsborg varmesentral.

Energileveransen fra tiltak 0 er relativt stabil sammenlignet med tiltak 1 til 6, og har ikke lavere tilgjengelighet på vinterstid sammenlignet med sommerstid. Til forskjell fra tiltak 1 til 6 vil tiltak 0 føre til synergier som gjør at Borregaard også får utnyttet mer lavtemperaturs spillvarme som ellers hadde gått tapt. Fra tiltak 0 er det mulig å hente

ut opptil 200 m³/h, mens temperaturen varierer ut fra produksjonsmønsteret til Borregaard.

I Blekeriet hos Borregaard finnes det i dag to motstrøms rørvarmevekslere, kalt V5005 og V5006. Den kalde strømmen går først gjennom V5005, og deretter gjennom V5006, slik illustrert i figur 12. Ved å sette inn en varmeveksler til i det markerte grå feltet, V5007, vil temperaturen på vannet på kald side øke opp til 35 °C – 50°C, avhengig av driftssituasjon. Deler av denne væskestrømmen vil det være mulig å kunne bruke til toppvarming av det sirkulerende vannet på Østfold Energis side. Når vannet returnerer med en lavere temperatur tilbake til Borregaard vil det strømme gjennom V5007 og bli varmet opp på nytt.



Figur 12: Skisse av teknisk løsning på tiltak 0 fra Borregaards side. Varmevekslerne V5005 og V5006 eksisterer allerede, mens en ny veksler kalt V5007 kan implementeres i framtiden. Varmevekslerne er av typen rørvekslere med relativt lave varmeoverføringskoeffisients-verdier.

4.5.3 Kampanjer

Driftssituasjonen til Borregaard kan deles inn i 5, kalt for kampanje 1 til 5. Hver kampanje varer i noen dager, før det skiftes over til en ny kampanje. Nøkkeltall for hver kampanje i 2017 er angitt i tabell 3. I hver kampanje vil den varme volumstrømmen inn til varmeveksler V5007 ha ulik temperatur og mengde, illustrert med røde piler i figur 12. Volumet på strømmen er målt ved den blå pila før V5007 i samme figur. Volumet og temperaturer er for kampanjene kalkulert ved å bruke et gjennomsnitt for hver dag (over 24 timer), for så å bruke medianen over alle dagene i hver kampanje.

Tabell 3: Nøkkeltall for kampanjene ved Borregaard i 2017.

Kampanje nummer	Andel av tiden (%)	Volum spillvann (m ³ /h)	Temperatur spillvann (°C)
1	35	499	51,8
2	32	522	49,9
3	4	472	47,4
4	7	419	45,4
5	22	424	37,1

Innenfor hver kampanje er driftsbetingelsene nokså jevne. Det medfører at temperaturen på væskestrømmen som tas ut i tiltak 0 (svarte piler på figur 12) vil være tilnærmet konstant for hver kampanje. Ettersom det alltid vil være mulig å ta ut opp mot 200 m³/h fra tiltak 0 uavhengig av kampanje, er det temperaturen på spillvarmen som avgjør energimengden i væskestrømmen. Modellen er derfor simulert for hver av de fem kampanjene.

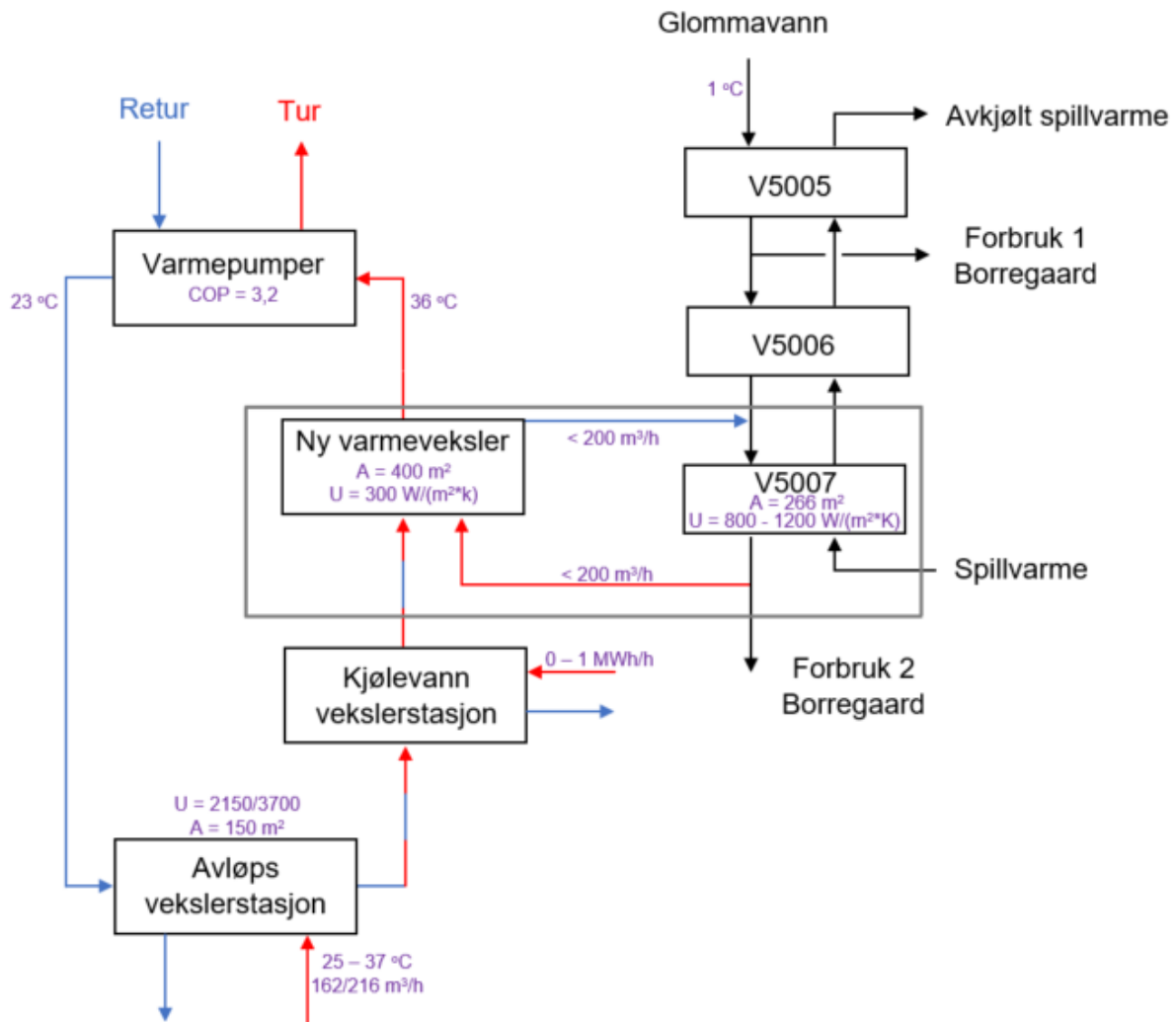
4.5.4 Parametere og basisforutsetninger i modellen

Det er mange parametere i simuleringsmodellen som påvirker varmeproduksjonen fra varmepumpene. Simuleringene er gjennomført ved å kun variere én og én parameter og la resten forbli konstante. Det er gjort for å se hvor stor påvirkning hver enkelt parameter har på varmeproduksjonen fra varmepumpene. Under følger en forklaring på hvilke parametere som påvirker systemet, samt hvilken konstant verdi som er satt på disse variablene når er andre parametere varierer i modellen. De konstante verdiene på parameterne kalles for *basisforutsetningene* til modellen. Systemet er illustrert i figur 13, hvor de grå linjene markerer tiltak 0. Konstante og varierende parametere samt basisforutsetningene er markert med lilla skrift.

- Temperaturen på volumstrømmen på varm side inn til avløps vekslerstasjon kan variere fra 25°C - 37°C, men vil vanligvis ligge mellom 30°C - 35°C. Denne parameteren er satt konstant lik 32,5°C når andre parametere endres.
- Energitilførselen fra kjølevann vekslerstasjon varierer fra 0 til 1 000 kWh/h og påvirkes i svært liten grad av temperaturen eller mengden på den sirkulerende

volumstrømmen i systemet. Denne parameteren er satt konstant lik 1 000 kWh/h når de andre parametere endres.

- Volumstrømmen i tiltak 0 kan være opp mot 200 m³/h. Denne parameteren er derfor satt lik maksimalt 200 m³/h når de andre parametere endres.
- Varmeoverføringsarealet i varmevesker V5007 kan være alt fra 100 – 500 m². Når andre parametere endres er denne satt konstant lik 266 m² for å være lik den største varmeveksleren i Borregaard sitt system (V5005).
- Varmeoverføringsarealet i den nye varmeveksleren i systemet på Østfold Energis side er satt lik 400 m² ettersom det er relativt store volumstrømmer i systemet, mens varmeoverføringskoeffisienten U er satt lik 3000 W/(K*m²) begrunnet i avsnitt 3.3.3.
- COP-verdien for varmepumpene ved dimensjonerende temperaturer er 3,5 og 3,8. En konservativ samlet COP-verdi konstant lik 3,2 er valgt i modellen fordi temperaturene på kald side avviker noe fra dimensjonerende for én av varmepumpene.
- Temperaturen på vannet i Glomma påvirker temperaturen på væskestrømmen i tiltak 0 ettersom Borregaard bruker Glommavann i produksjonsprosessen. Temperaturen på Glommavannet er i simuleringsmodellen satt konstant lik 1°C ettersom etterspørselen etter varme er størst på vinterstid når temperaturen i Glomma er på det laveste.



Figur 13: Skisse over hele systemet. Den høyre delen er Borregaards side, og den venstre er Østfold Energis side. Den grå ramma markerer tiltak 0. Konstante og varierende parametere samt basisforutsetningene er markert med lilla skift.

4.6 Lønnsomhet

Det er gjort en enkel lønnsomhetsberegning for tiltak 0. Formålet med analysen har vært å anslå om tiltaket som et tenkt business-case kan være lønnsomt, ikke fastslå kostnader og lønnsomhet med stor sikkerhet. En kostnadskalkyle satt opp og en enkel lønnsomhetsberegning er gjennomført og danner grunnlaget for et business-case.

4.6.1 Kostnadskalkyle

Det er satt opp en kostnadskalkyle for tiltak 0. Kostnadene er hentet fra lignende prosjekter som Borregaard har gjennomført, og antatt usikkerhet på totalkostnaden er $\pm 30\%$. Kalkylen følger Borregaards standardmal for kostnadsposter (David Vaaler, senioringeniør energi ved Borregaard, samtale 19.04.2018).

4.6.2 Lønnsomhetsberegning

Det har blitt gjennomført en enkel lønnsomhetsberegning som ser på hvilken økt varmeproduksjonen fra varmepumpene som er nødvendig for at tiltak 0 skal være lønnsomt. Beregningen legger til grunn noen forutsetninger.

Enova kan bidra med økonomisk støtte til energi og klimatiltak i industrien. For energigjenvinning og utnyttelse av spillvarme er støttesatsen inntil 30% for store virksomheter (Enova 2017). For å vurdere lønnsomheten i prosjektet er det nødvendig å fastsette et avkastningskrav. Enova benytter et avkastningskrav på 5,9% for fjernvarmeprosjekter (Kristoffersen 2018). Lønnsomhetsberegningen har derfor lagt til grunn et avkastningskrav på 5,9% og støtte fra Enova på 30% av den totale investeringskostnaden.

Elektrisitetsprisen inkludert nettleie og forbrukeravgift er satt konstant lik 350 NOK/MWh. Nettleia er fastsatt ved en punktariiff (50 NOK/MWh) ettersom Borregaard har en egen overføringskonsesjon innenfor sitt område (Egil Erstad, prosjektutvikler Østfold Energi, samtale 08.05.2018). Total elektrisitetspris er satt tilsynelatende noe lavt. Det skyldes at Borregaard har et storforbruk av elektrisk kraft på ca. 700 – 800 GWh/år (David Vaaler, senioringeniør energi ved Borregaard, samtale 19.04.2018), og at elektrisitetsprisen på området er relativt lav (Egil Erstad, prosjektutvikler Østfold Energi, samtale 08.05.2018). Videre er det antatt en netto spillvarmepris på levert energi fra tiltaket på 150 NOK/MWh (David Vaaler, senioringeniør energi ved Borregaard, samtale 19.04.2018). Dette gir en differanse på 200 NOK/MWh. Forutsetningene i lønnsomhetsberegningen er oppsummert i tabell 4.

Tabell 4: Forutsetninger for lønnsomhetsberegning.

Forventinger	Mengde	Enhet
Avkastningskrav	5,9	%
Levetid	15	År
Enova støttegrad	30	%
Elektrisitetspris	350	(NOK/MWh)
Spillvarmepris	150	(NOK/MWh)

Investeringskostnaden og forutsetningene i tabell 4 er brukt til å bestemme den fremtidige kontantstrømmen, og dermed solgte GWh/år prosjektet må generere for at netto nåverdi skal bli lik 0, samt tilfredsstillende Enovas krav for investeringstiltak. Kontantstrømmen er vist i vedlegg 4 og inkluderer en årlig vedlikeholdskostnad lik 3% av total investeringskostnad.

5.0 Resultater

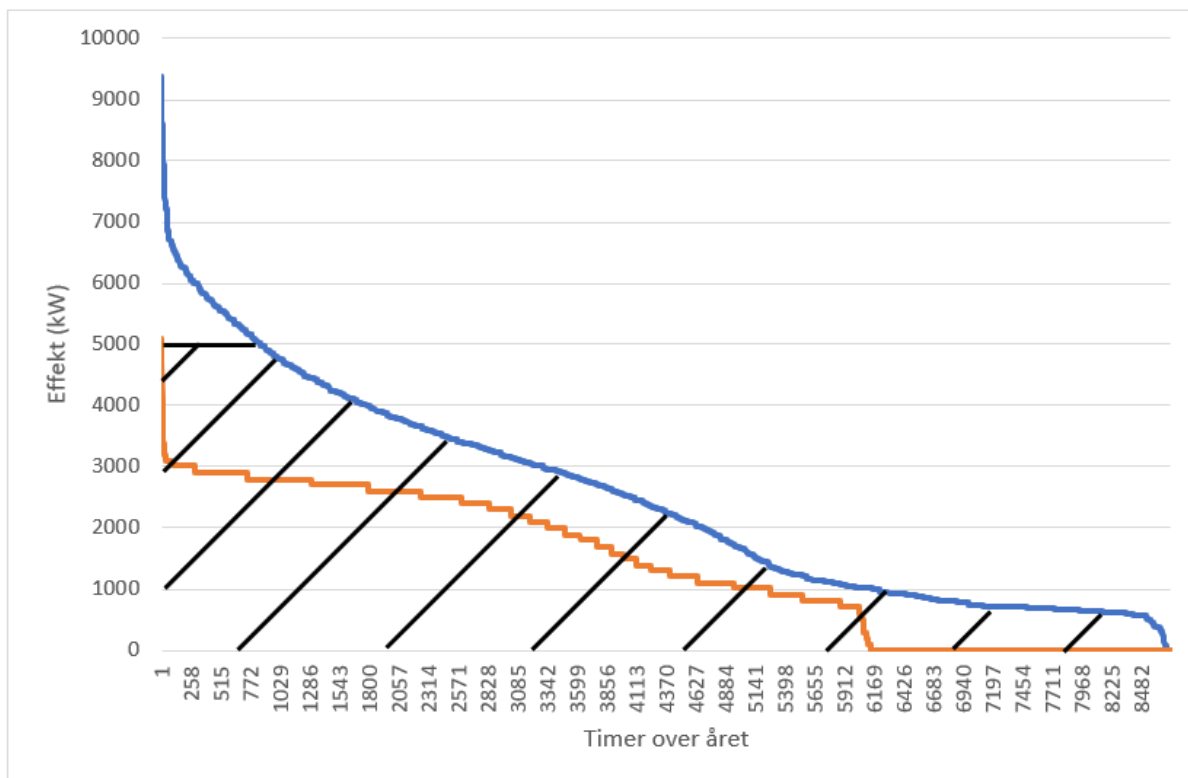
I dette kapitlet er resultatene fra simuleringene og den økonomiske analysen presentert. I avsnitt 5.1 er kartleggingen av den nåværende situasjonen for 2017 presentert, og i 5.2 er resultatene fra simuleringsmodellene for enkelttiltak lagt fram. I avsnitt 5.3 er det sett nærmere på hvilken påvirkning varierende volum og temperatur har på varmeproduksjonen fra varmepumpene, mens det i 5.4 sees nærmere på parametere som påvirker dynamikken i hele systemet. Til slutt er en enkel kostnadskalkyle og lønnsomhetsberegning for tiltak 0 presenter i avsnitt 5.5

5.1 Kartlegging av nåværende situasjon

Nøkkeltallene for produksjonen i Sarpsborg varmesentral er presentert i tabell 5 og varighetskurven i figur 14. Total varmeproduksjon er i figuren den blå linja og var i 2017 på 21,7 GWh/år. Det er valgt å definere grunnlasten lik effekten under 5 000 kWh/h, som er det skraverte området på figuren. Dette arealet er hva varmepumpene teoretisk kan produsere med ideelle betingelser, og tilsvarte i 2017 21,0 GWh/år. Varmeproduksjonen fra varmepumpene er den røde linja og var på 12,2 GWh/år. Det gir en resterende grunnlast på 8,8 GWh/år som er produsert av el-kjel, og er varmepumpenes ubenyttede potensial. Topplasten er den resterende effekten over 5 000 kWh/h, og tilsvarte 0,7 GWh/år.

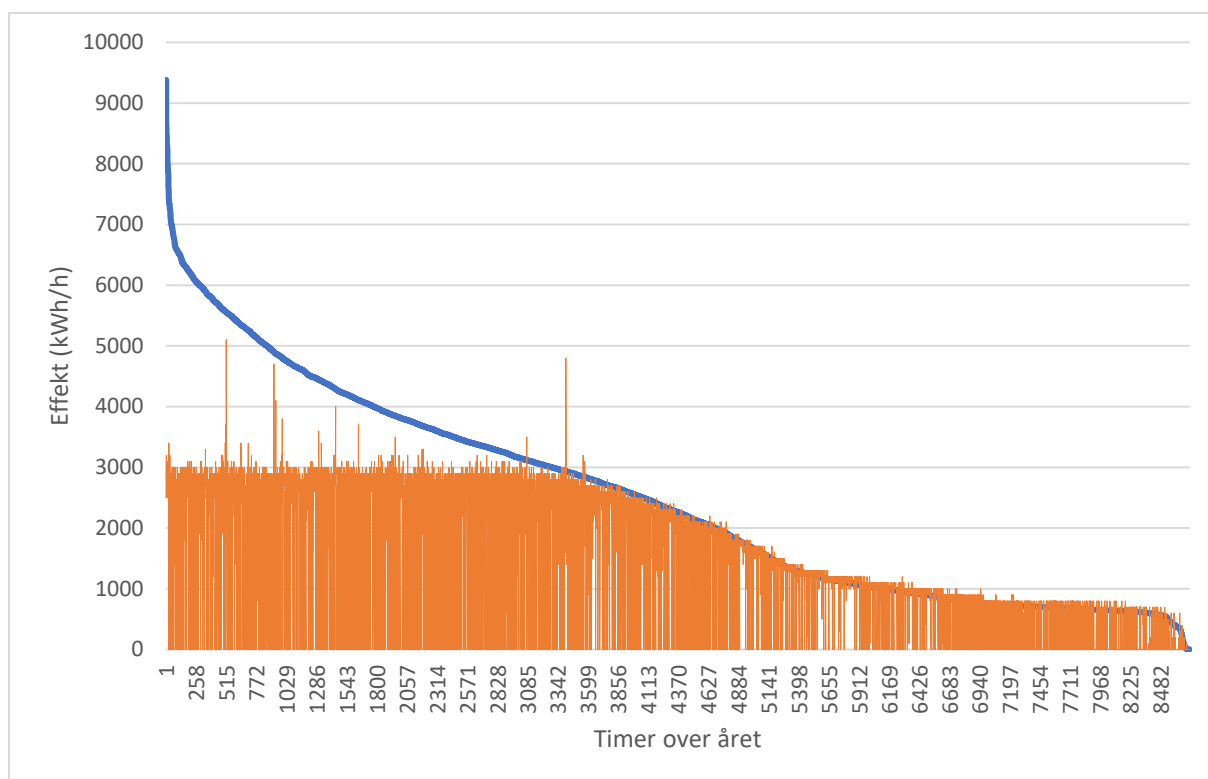
Tabell 5: Nøkkeltall for Sarpsborg varmesentral 2017.

Produksjonstype	Mengde	Enhet
Total varmeproduksjon	21,7	GWh/år
Grunnlast	21,0	GWh/år
Spisslast	0,7	GWh/år
Varmeproduksjon fra varmepumper	12,2	GWh/år
Grunnlast uten varmepumper	8,8	GWh/år



Figur 14: Varighetskurve for Sarpsborg varmesentral i 2017. Y-aksen er effekt (kWh/h) og x-aksen er timer over året. Den blå linjen viser total varmeproduksjon og den oransje viser varmeproduksjonen fra varmepumpene. Det skraverte område er hva varmepumpene er dimensjonert for å dekke.

De ujevne produksjonsbetingelsene for varmepumpene er illustrert i figur 15. Den blå linja viser levert effekt fra varmesentralen i kWh/h. Den oransje linja er produsert energi fra varmepumpene den tilhørende timen. Den oransje linja beveger seg hele tiden opp fra og ned til 0, slik at varmepumpene til stadighet må stoppe og starte. Arealet under den oransje linja i figur 15 er lik arealet under den oransje linja i figur 14 på 12,2 GWh/år.



Figur 15: Varighetskurve for Sarpsborg varmesentral 2017. Den blå linjen viser total varmeproduksjon fordelt fra størst til minst verdi, mens den røde linjen viser produksjonen fra varmepumpene for den tilhørende timen.

5.2 Simuleringsmodeller for enkelttiltak

Tabell 6 gir en oversikt over den totale spillvarmemengden som var tilgjengelig fra tiltak 1 til 6.

Tabell 6: Energiinnhold i tiltakene i 2017.

Tiltak nummer	Mengde	Enhet
Tiltak 1	22,9	GWh/år
Tiltak 2	51,2	GWh/år
Tiltak 3	10,2	GWh/år
Tiltak 4	9,5	GWh/år
Tiltak 5	11,0	GWh/år
Tiltak 6	11,0	GWh/år

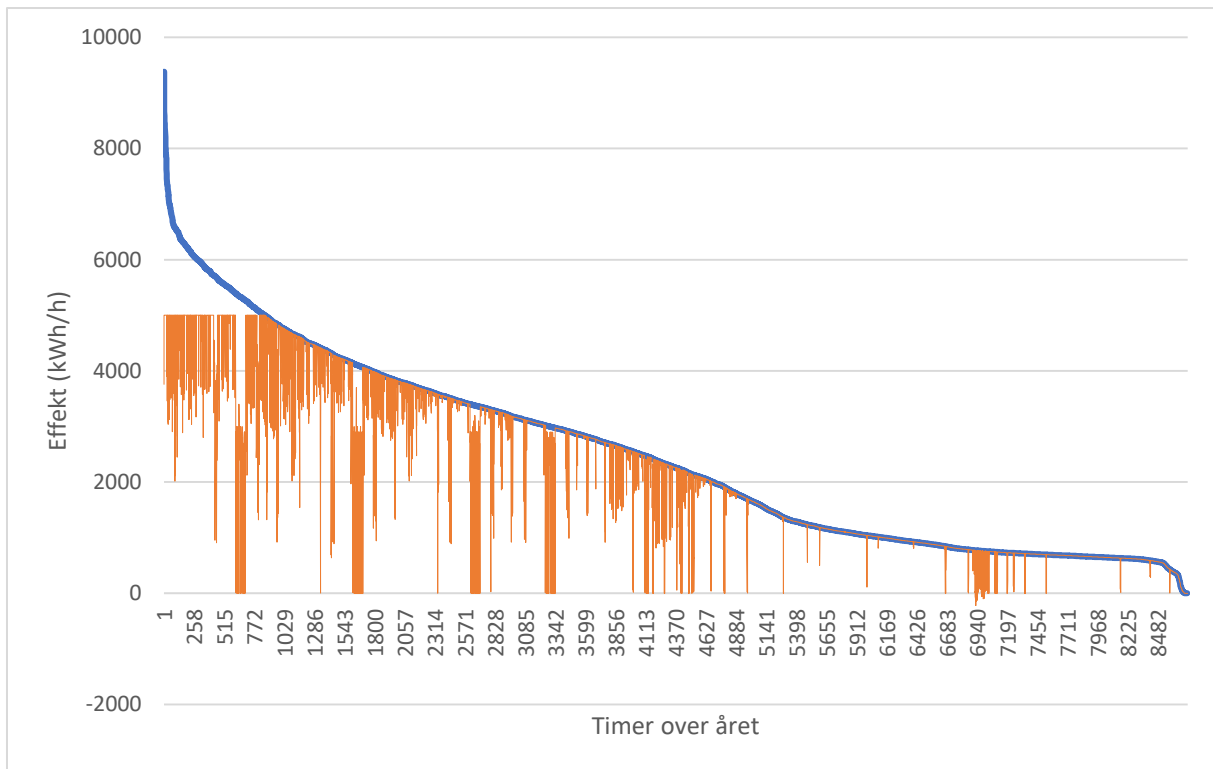
Ved å implementere de ulike tiltakene ville produksjonen fra varmpumpene blitt betraktelig hevet. Resultatene fra simuleringsmodellen er gitt i tabell 7. Ved å implementere tiltak 1 ville varmeproduksjonen fra varmpumpene øke fra 12,2 GWh/år til 19,3 GWh/år.

Tabell 7: Ny varmeproduksjon fra varmpumpene som følge av å implementere de tiltakene.

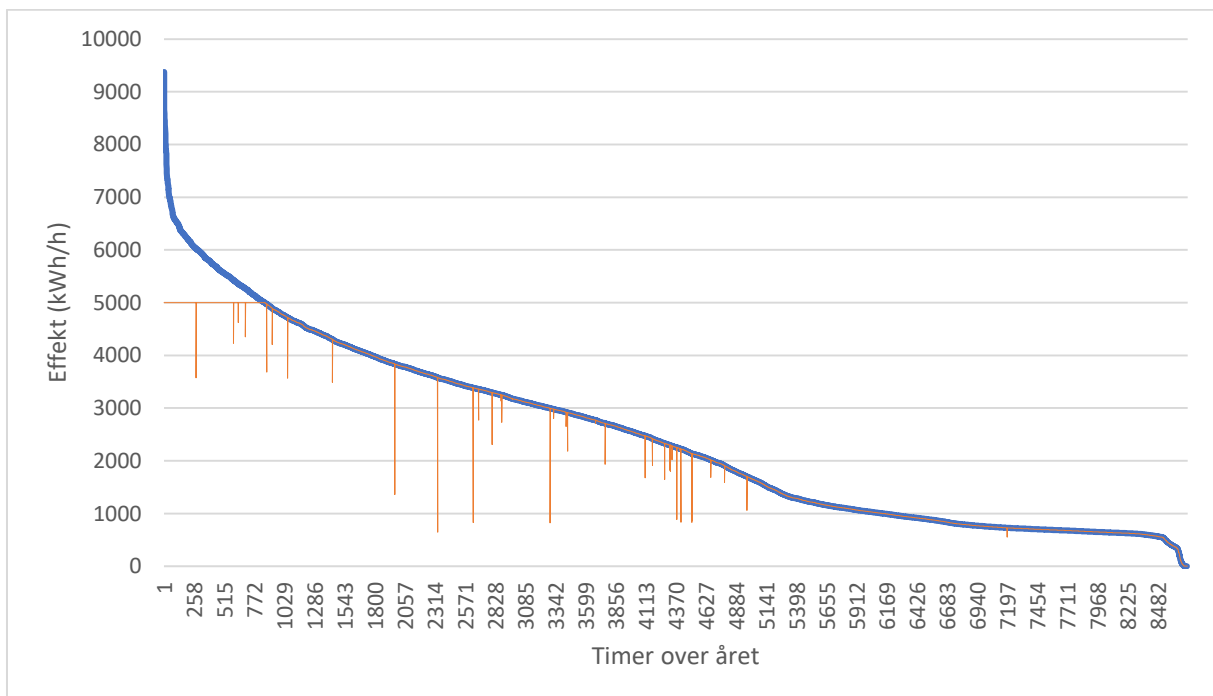
Varmeproduksjon fra varmpumpene	Mengde	Enhet
Nåværende grunnlast	21,0	GWh/år
Nåværende varmeproduksjon fra varmpumpene	12,2	GWh/år
Tiltak 1	19,3	GWh/år
Tiltak 1 og 2	20,8	GWh/år
Tiltak 1,2 og 3	20,8	GWh/år
Tiltak 1, 2, 3 og 4	20,9	GWh/år
Tiltak 1, 2, 3, 4 og 5	20,9	GWh/år
Tiltak 1, 2, 3, 4, 5 og 6	20,9	GWh/år

Fra tabell 7 kan det sees at tiltak 6 ikke vil tilføre systemet noe energi dersom tiltak 1 til 5 allerede er implementert. Dette kommer av at tiltak 6 har ikke har noe tilgjengelig energi på tidspunkter det er etterspurt som ikke allerede er dekket av tiltak 1 til 5 til sammen.

Figur 16 og 17 illustrer hvordan varmeproduksjonen fra varmpumpene ville vært dersom henholdsvis tiltak 1 og tiltak 1 til 6 ble implementert. X-aksen viser timer over året, og y-aksen viser levert effekt i kWh/h. Den blå linja er levert effekt fra Sarpsborg varmesentral i 2017, mens den oransje linja er samlet levert effekt fra varmpumpene den tilhørende timen. Arealet under den oransje kurven i figur 16 er 19,3 GWh/år og 20,9 GWh/år i figur 17.



Figur 16: Varighetskurve for Sarpsborg varmesentral 2017 med implementering av tiltak 1. Den blå linjen viser total varmeproduksjon fordelt fra størst til minst verdi, mens den oransje linjen viser produksjonen fra varmepumpene ved den tilsvarende timen.



Figur 17: Varighetskurve for Sarpsborg varmesentral 2017 med implementering av tiltak 1 til 6. Den blå linjen viser total varmeproduksjon fordelt fra størst til minst verdi, mens den røde linjen viser produksjonen fra varmepumpene ved den tilsvarende timen.

5.2.1 Akkumulatortank

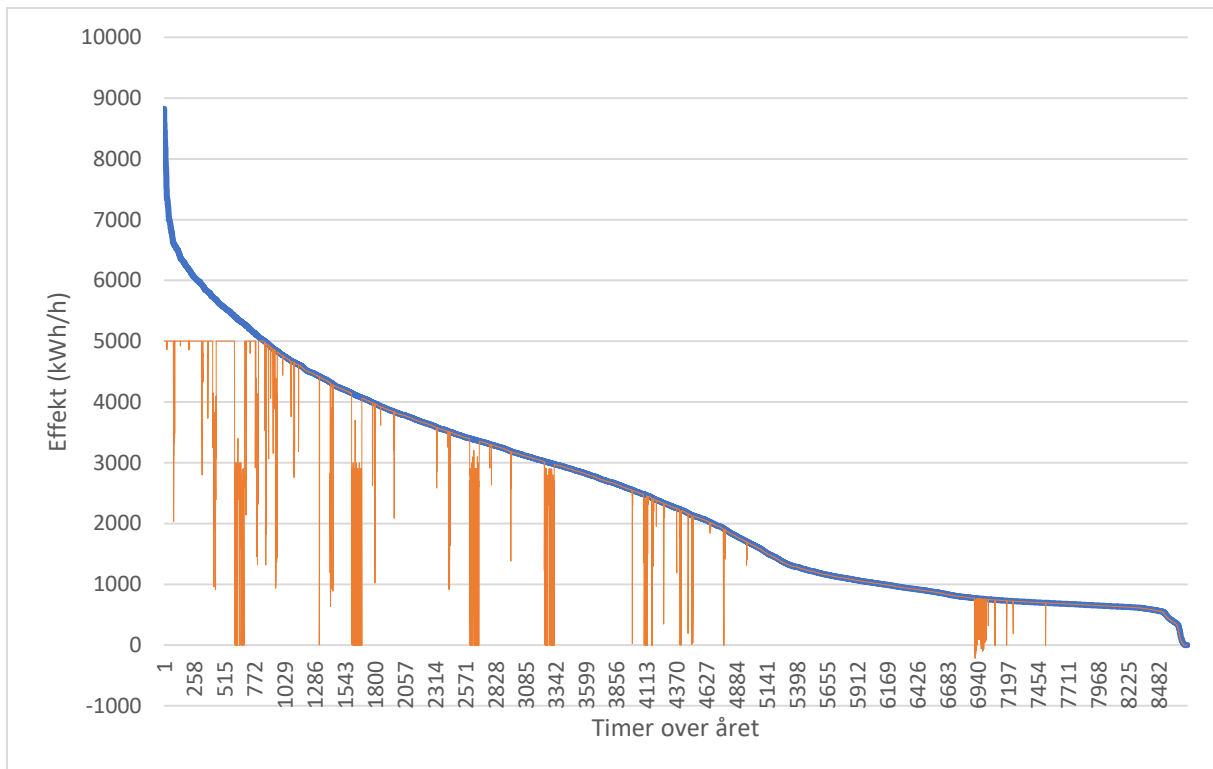
Det er sett på effekten en akkumulatortank ville hatt. Det det er kun gjort simuleringer med akkumulatortank for tiltak 1. Kapasiteten til tanken er kalkulert, hvor volum og temperaturdifferanser er variabler.

Produksjonsnivået fra varmpumpene i GWh/år for et utvalg av volummengder og temperaturer er vist i tabell 8. Volumkapasiteten varierer horisontalt i tabellen fra 400 m³ - 50 m³. Temperaturene varierer vertikalt på varm side av den nye varmeveksleren fra 80°C inngående og 20°C utgående til 45°C inngående og 40°C utgående. Den maksimale produksjonen fra varmpumpene ville vært 20,4 GWh/år med akkumulatortankkapasitet på 400 m³ og inngående temperatur lik 80°C og utgående temperatur 20°C.

Tabell 8: *Produksjon fra varmpumpene fra tiltak 1 med akkumulatortank i GWh/år. Tallstørrelsene på variablene for volumstrømmer horisontalt og temperaturer inn og ut av varmeveksleren vertikalt er yttergående verdier.*

Akkumulatorkapasitet/ Temperaturer inn og ut av varmeveksleren varm side	400 m ³	300 m ³	200 m ³	100 m ³	50 m ³
80/20°C	20,4	20,3	20,2	20,1	20,0
45/40°C	19,9	19,8	19,6	19,4	19,4

Et antatt realistisk eksempel med akkumulatorkapasitet på 100 m³ og med inngående temperatur fra ny varmeveksler lik 60°C og utgående temperatur lik 35°C er vist i figur 18. Sammenlignet med tiltak 1 uten akkumulatortank ville produksjonen fra varmpumpene med disse betingelsene økt med 0,6 GWh/år til 19,9 GWh/år.



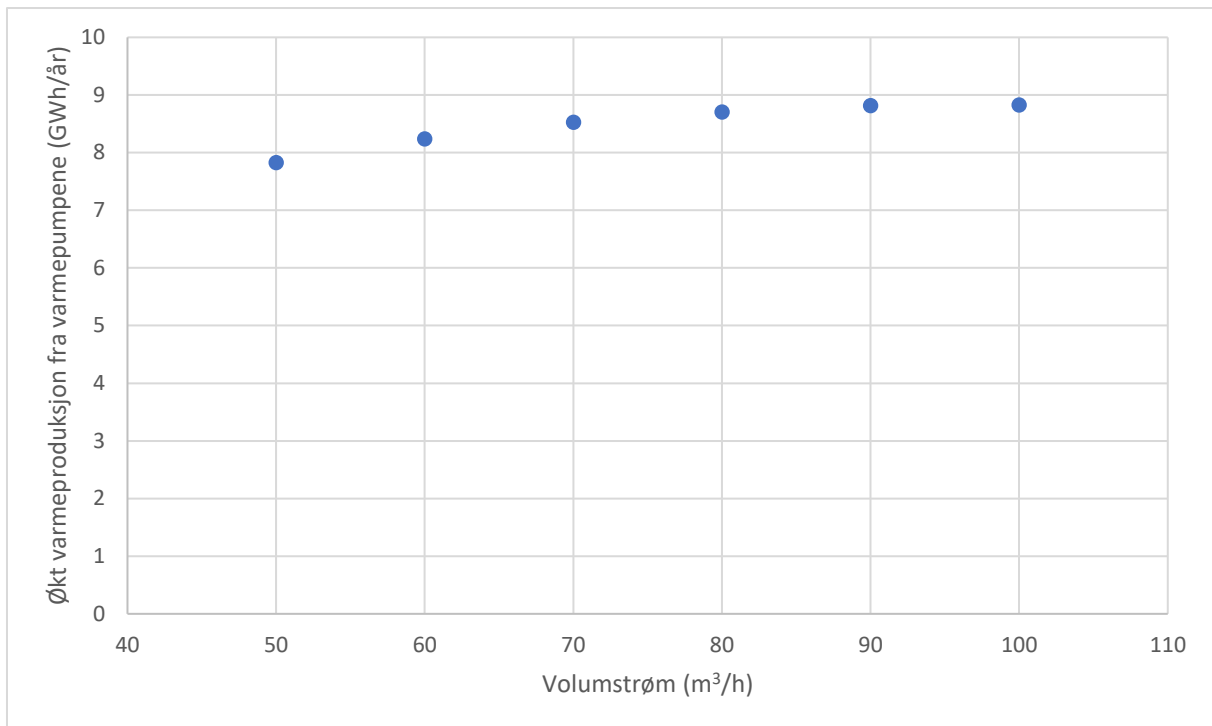
Figur 18: Varighetskurve for Sarpsborg varmesentral implementert med tiltak 1 og akkumulatortank med kapasitet på 100 m³ og inngående temperatur til ny varmeveksler lik 60°C og utgående temperatur lik 35°C

5.3 Fast volum eller temperatur på væskestrømmen i tiltaket

I de to neste avsnittene er resultatene fra simuleringmodellene hvor én av parameterne temperatur og volum i væskestrømmen er holdt konstant og den andre varierer lagt fram. Modellene er laget for å se nærmere på hvor store volumer og hvor høye temperaturer som er nødvendig for å dekke det ubenyttede varmeproduksjonspotensialet fra varmepumpene på 8,8 GWh/år.

5.3.1 Konstant volumstrøm med varierende inngående temperatur

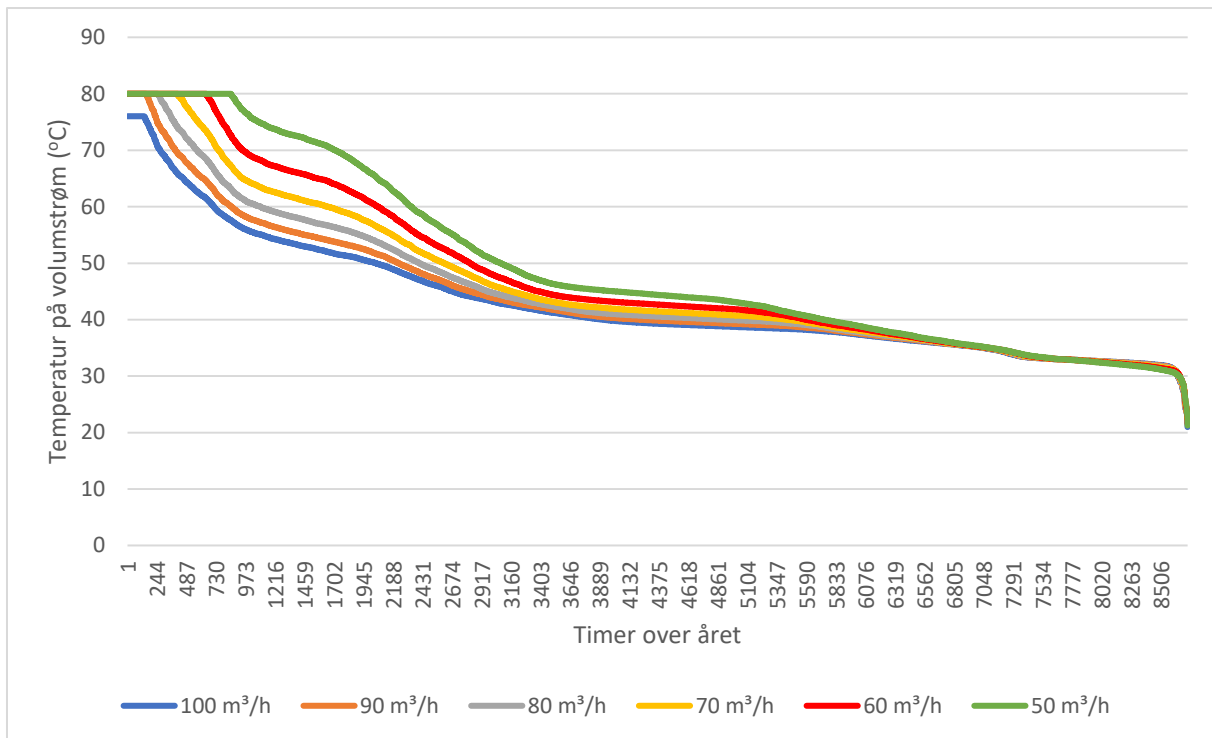
Det er laget simuleringer som ser på mengden tilført energi og dermed økt varmeproduksjon fra varmepumpene når volumstrømmen inn til den nye varmeveksleren er konstant og temperaturen varierer. Den økte varmeproduksjonen fra varmepumpene er vist i figur 19 med ulike konstante volumnivåer i m³/h på x-aksen og økt varmeproduksjon fra varmepumpene i GWh/år på y-aksen.



Figur 19: Økt varmeproduksjon fra varmpumpene i GWh/år langs y-aksen ved ulike konstante volumstrømnivåer i m³/h langs x-aksen.

Ved en konstant volumstrøm på 50 m³/h vil det bli tilført 7,8 GWh/år og ved 100 m³/h vil det bli tilført 8,8 GWh/år, noe som tilsvarer hele det teoretiske potensialet som vist i tabell 5.

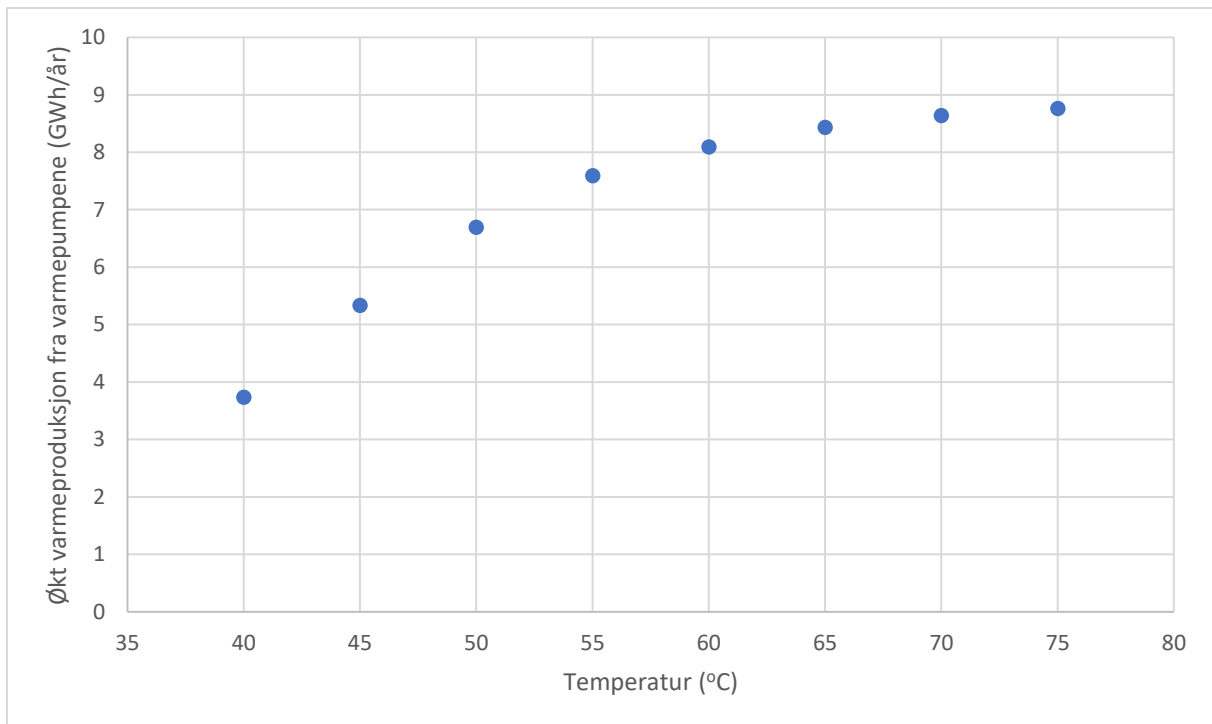
I figur 20 er temperaturfordelingen langs y-aksen plottet mot antall timer over året langs x-aksen for ulike volummengder. Modellen tar hensyn til at Borregaard ikke kan levere vann med høyere temperatur enn 80°C. Det kan sees at desto mindre volumstrømmen er, jo flere timer vil temperaturen på vannet ligge på 80°C. For at temperaturen ikke skal være en begrensende parameter for økt varmeproduksjon fra varmpumpene, må volumstrømmen ligge et sted mellom 90 og 100 m³/h.



Figur 20: Temperatur i grader celsius langs y-aksen på væskestrømmen ved ulike konstante volummengder i antall timer over året langs x-aksen.

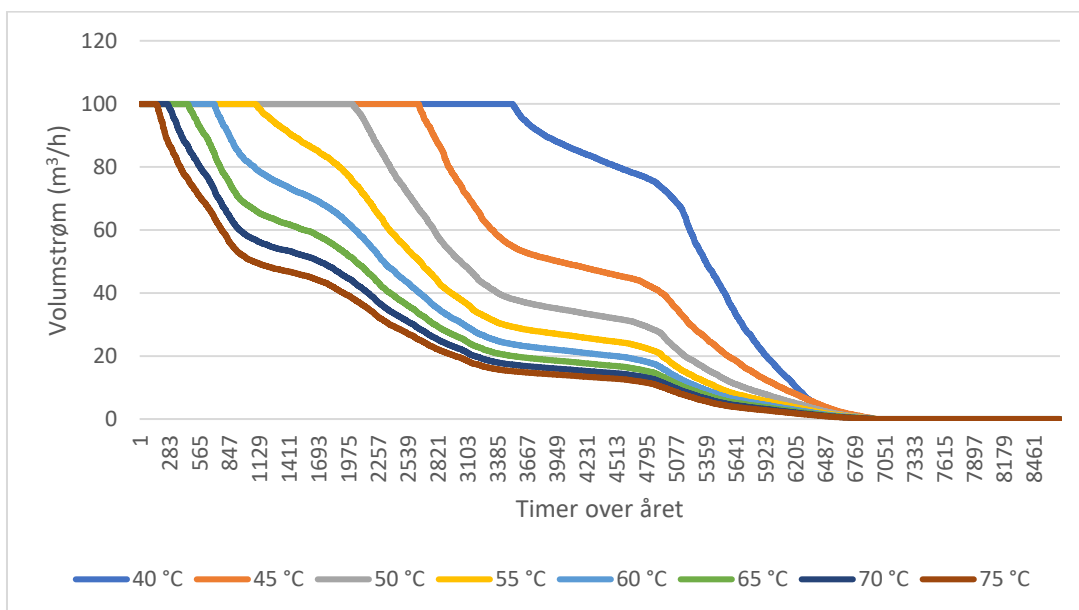
5.3.2 Konstant temperatur med varierende volumstrøm

Resultatene fra simuleringsmodellen med konstant temperatur og varierende vannmengde inn til varmeveksleren er vist i figur 21. X-aksen er temperaturen på vannet inn til varmeveksleren i grader celsius og y-aksen er økt varmeproduksjon fra varmepumpene i GWh/år. Ved en volumstrøm med konstant temperatur lik 40°C vil den økte varmeproduksjonen fra varmepumpene tilsvare 3,7 GWh/år, mens 8,8 GWh/år ved 75°C.



Figur 21: Økt varmeproduksjon fra varmepumpene i GWh/år langs y-aksen ved ulike konstante temperaturer på volumstrømmen inn til varmeveksleren i grader celsius langs x-aksen.

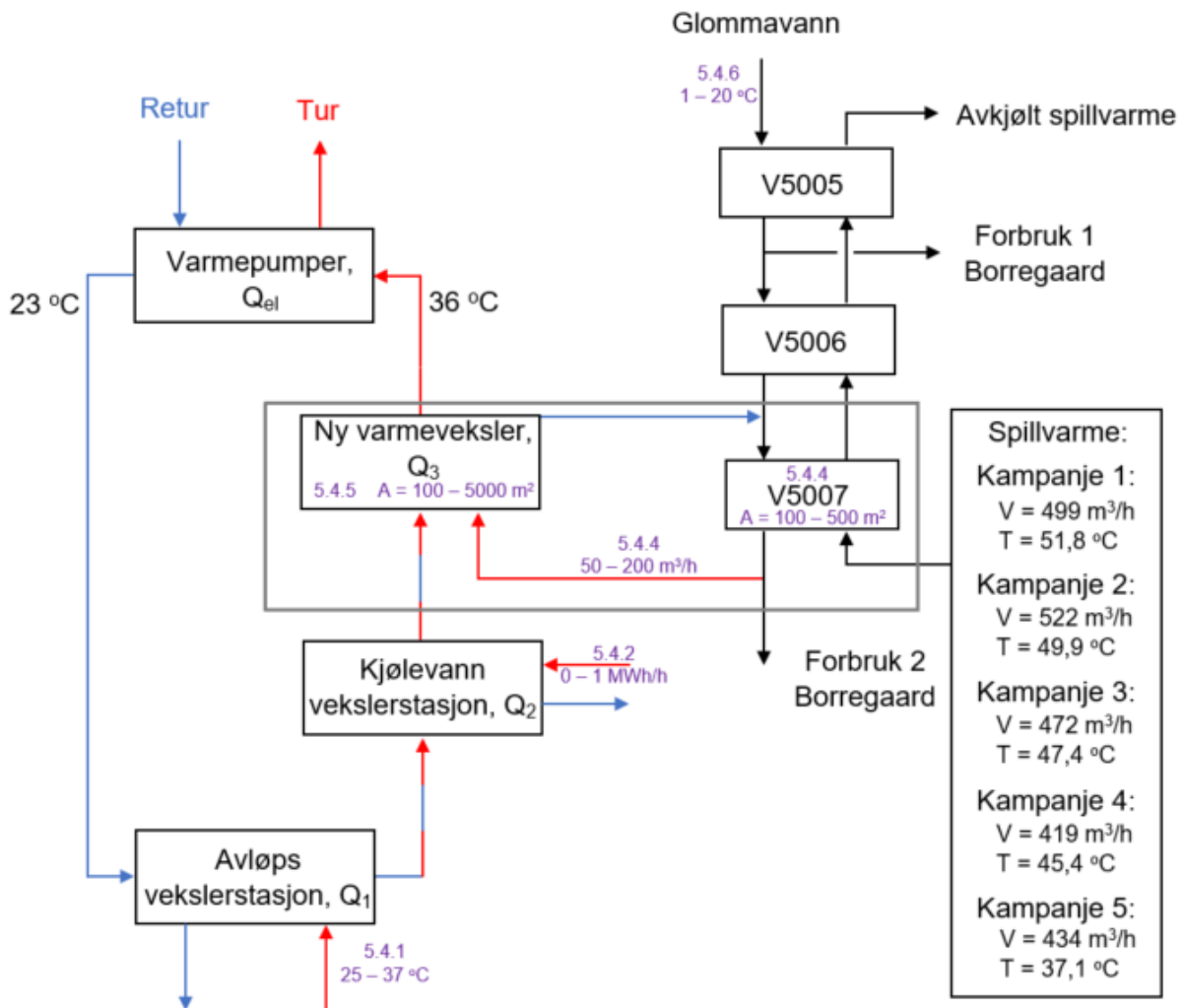
Figur 22 viser volumfordelingen (y-aksen i m³/h) over året (x-aksen i timer). Ved konstant temperatur på volumstrømmen lik 40 °C er begrensningen på maksimal volumstrøm lik 100 m³/h gjeldene i 3 500 timer i året, mens ved konstant lik 75 °C kun i 150 timer.



Figur 22: Volumfordeling (y-aksen i m³/h) over året (x-aksen i timer) ved ulike konstante temperaturer på væskestrømmen.

5.4 Simuleringsmodell for hele systemet

Resultatene fra kampanjene i tiltak 0 implementert i fjernvarmesystemet er presentert i dette kapitlet. Basisforutsetningene for simuleringsmodellen er forklart i avsnitt 4.5.4. Kampanje 1 og 2 har det største varmeproduksjonspotensialet fra varmepumpene, mens kampanje 5 har det minste. Variasjon i de ulike parameterne og i hvilket avsnitt resultatene er fremstilt er illustrert med lilla skrift i figur 23.

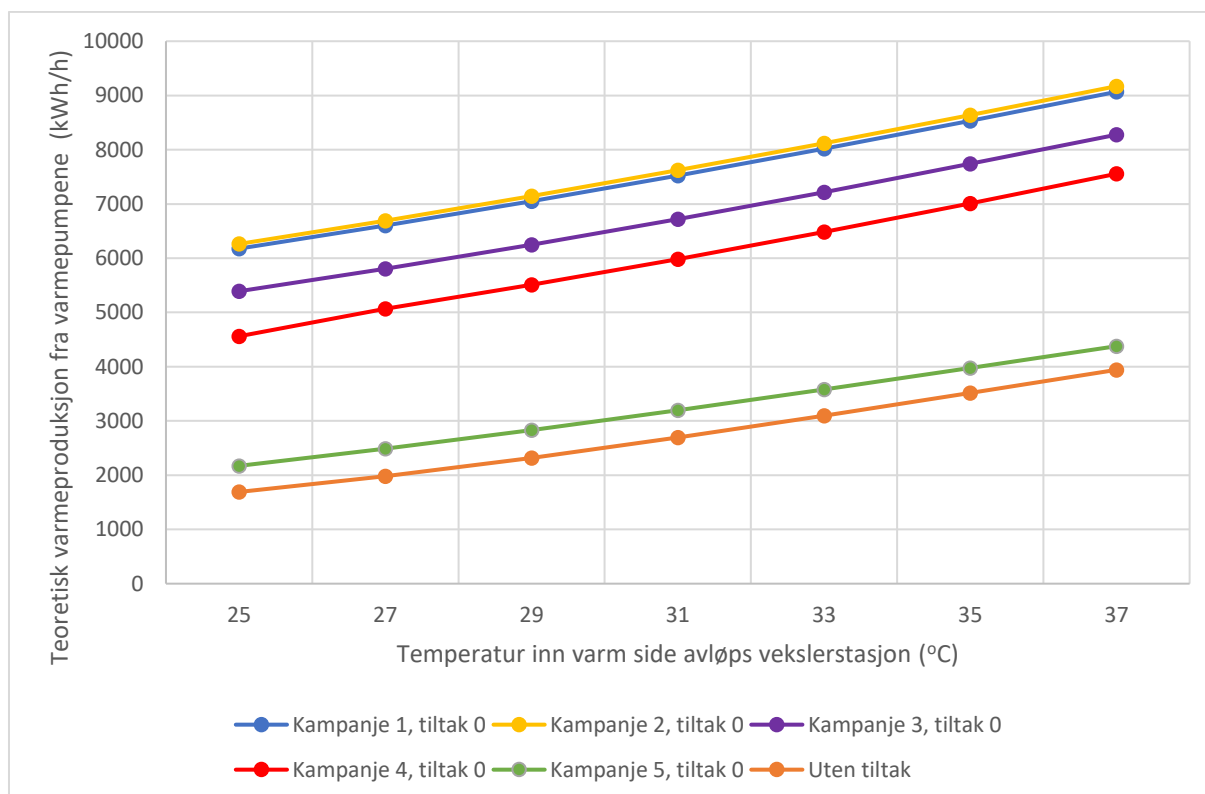


Figur 23: Skisse av hele systemet. Tiltak 0 er markert med grå linjer. Variasjonen i parameterne og i hvilket avsnitt resultatene er angitt er vist med lilla skrift.

5.4.1 Varierende temperatur på varm side i avløps vekslerstasjon

Punktene i figur 24 viser teoretisk maksimal varmeproduksjon fra varmepumpene langs y-aksen ved ulike temperaturer inn på væskestrømmen på varm side for avløps vekslerstasjon langs x-aksen, alt annet holdt konstant. Fargene illustrerer de ulike

kampanjene, der kampanje 1 og kampanje 2 med henholdsvis gul og blå farge har størst potensial, mens den grønne linja for kampanje 5 har minst potensial. Den oransje linja viser hvilken varmeproduksjon fra varmepumpene systemet ville hatt i dag ved tilsvarende betingelser, det vil si uten noen varmetilførsel fra tiltak. Differansen mellom et punkt for én kampanje og et punkt på den oransje linja ved en gitt temperatur på x-aksen viser økt varmeproduksjon fra varmepumpene for den gitte kampanjen i tiltak 0.



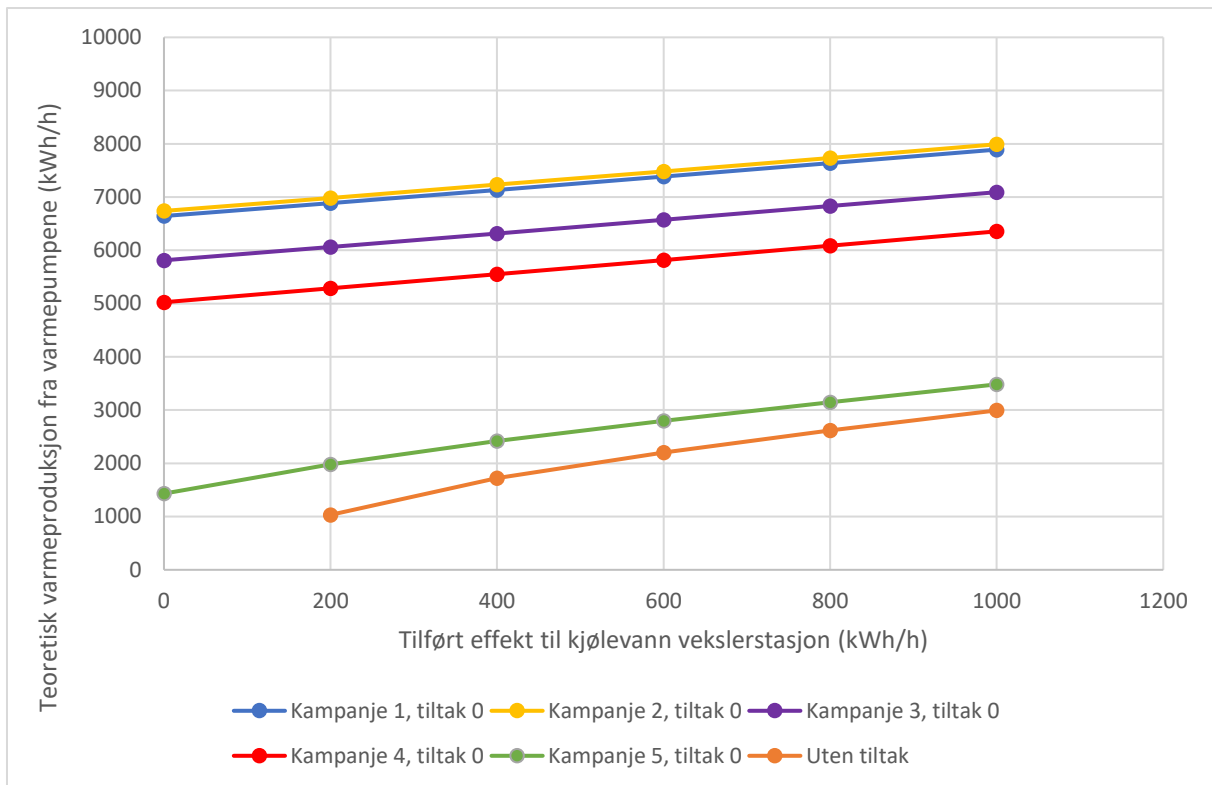
Figur 24: Teoretisk varmeproduksjon fra varmepumpene (y-akse) ved ulike temperaturer på væskestrømmen inn på varm side til avløps vekslerstasjon (x-akse) ved gitte basisforutsetninger. Hver farge illustrerer teoretisk varmeproduksjon fra varmepumpene for én kampanje ved implementering av tiltak 0. De oransje punktene viser varmeproduksjon fra varmepumpene for det nåværende systemet med de samme basisbetingelsene.

Varmeproduksjonen fra varmepumpene (y-aksen) som følge av implementering av tiltak 0 øker ettersom temperaturen på væskestrømmen (x-aksen) øker, det vil si differansen mellom kampanjelinjene og den oransje referanselinja. For kampanje 1 og kampanje 2 øker energimengden fra 4 500 kWh/h ved 25°C til 5 100 kWh/h ved 37°C, og ved den mest normale driftssituasjonen (ca. 33°C) vil varmeproduksjonen fra varmepumpene kunne øke med 5 100 kWh/h sammenlignet med dagens nivå.

Potensialet for økt varmeproduksjon fra varmepumpene ved kampanje 5 er langt lavere enn for kampanje 1 og kampanje 2, og tilsvarer i gjennomsnitt under 500 kWh/h. Det kan sees ved at differansen mellom de grønne og oransje punktene er relativt like ved de ulike temperaturene. Det betyr at den økte varmeproduksjonen fra varmepumpene i liten grad avhenger av temperaturløpsraten på væskestrømmen på varm side inn til avløps vekslerstasjon for kampanje 5.

5.4.2 Varierende tilført energimengde til kjølevann vekslerstasjon

Figur 25 viser teoretisk varmeproduksjon fra varmepumpene (y-aksen) ved ulike tilførte energimengder fra kjølevanns vekslerstasjon til fjernvarmesystemet (x-aksen) for tiltak 0, alt annet holdt konstant. Hver farge illustrerer ulike kampanjer i tiltaket og de oransje punktene viser varmeproduksjonen fra varmepumpene ved dagens situasjon uten implementering av noen tiltak ved de samme betingelsene. Differansen mellom én kampanje og et oransje punkt ved en gitt energitilførsel til kjølevann vekslerstasjon på x-aksen er den økte varmeproduksjonen fra varmepumpene for kampanjen.



Figur 25: Teoretisk varmeproduksjon fra varmepumpene (y-akse) ved ulik tilført energimengde til kjølevann vekslerstasjon (x-akse) ved gitte basisforutsetninger. Hver farge illustrerer teoretisk varmeproduksjon fra varmepumpene for én kampanje ved implementering av tiltak 0. De oransje punktene viser varmeproduksjonen fra varmepumpene for det nåværende systemet med de samme basisbetingelsene.

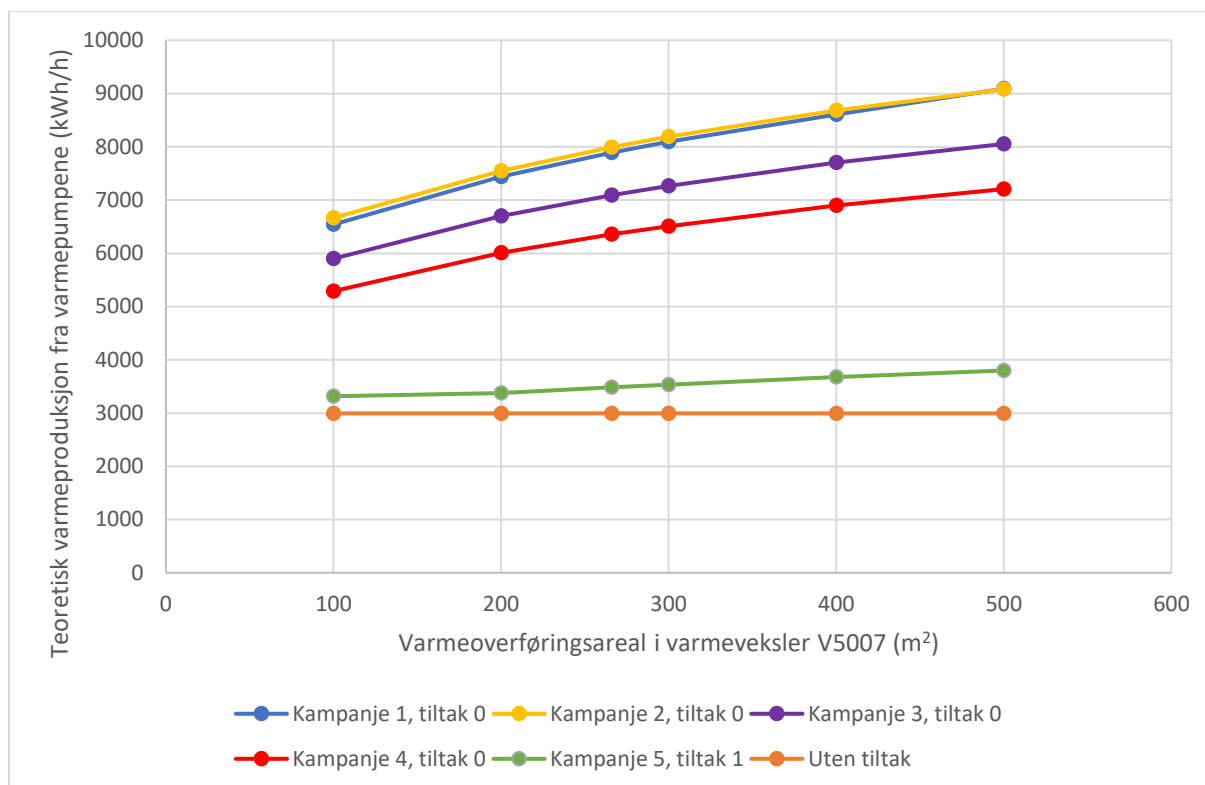
Som figur 25 viser øker varmeproduksjonspotensialet fra varmepumpene tilnærmet lineært i takt med energitilførselen til kjølevann vekslerstasjon. Potensialet er størst når energitilførselen i kjølevann vekslerstasjon er liten. Potensialet er ved de gitte betingelsene 5 900 kWh/h når energitilførselen til avløps vekslerstasjon er 200 kWh/h og 4 900 kWh/h når tilførselen er 1 000 kWh/h for kampanje 1 og kampanje 2.

Potensialet ved de gitt betingelsene sammenlignet med nåværende situasjon er ca. 1 000 kWh/h når det tilføres 200 kWh/h til kjølevann vekslerstasjon og 500 kWh/h når til tilføres 1 000 kWh/h for kampanje 5.

5.4.3 Varierende varmeoverføringsareal i varmeveksler V5007

Varmeoverføringsarealet i den nye varmeveksleren på Borregaards side (V5007) er simulert med en størrelsesorden fra 100 m² - 500 m². Hver farge i figur 26 viser kampanjene ved ulike varmeoverføringsarealer langs x-aksen mot teoretisk

varmeproduksjon fra varmpumpene langs y-aksen for tiltak 0. Den oransje linja viser nåværende varmeproduksjon fra varmpumpene med tilsvarende betingelser uten implementering av noen tiltak.



Figur 26: Teoretisk varmeproduksjon fra varmpumpene (y-akse) ved ulikt varmeoverføringsareal i varmeveksler V5007 (x-akse) ved gitte basisforutsetninger. Hver farge illustrerer teoretisk varmeproduksjon fra varmpumpene for én kampanje ved implementering av tiltak 0. De oransje punktene viser varmeproduksjonen fra varmpumpene for det nåværende systemet med de samme basisbetingelsene.

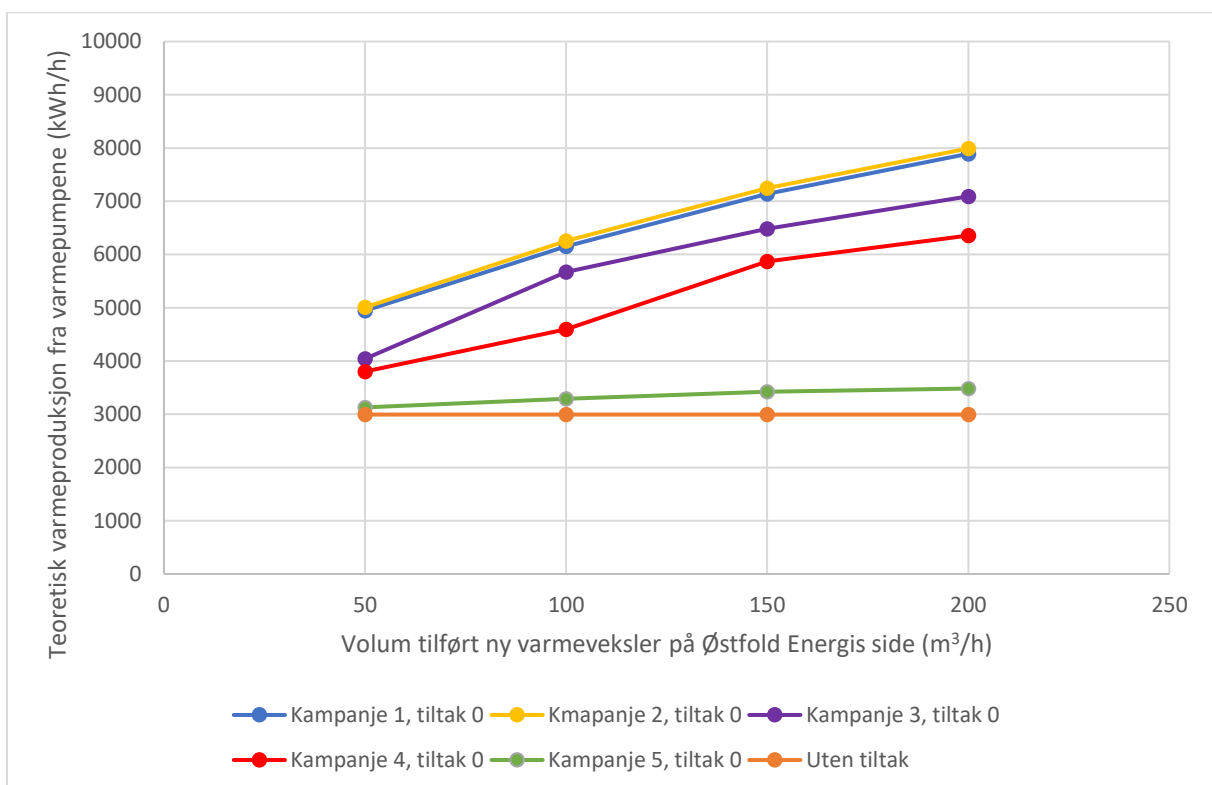
Varmeoverføringsarealet til en ny varmeveksler påvirker ikke varmeproduksjonen fra varmpumpene for det nåværende systemet, og de oransje punktene vil derfor utgjøre en rett linje i simuleringen. Økt varmeoverføringsareal i varmeveksler V5007 vil dog føre til en økning i den potensielle varmeproduksjonen fra varmpumpene ved implementering av tiltak 0. For kampanje 1 og kampanje 2 vil produksjonen kunne øke med 3 500 kWh/h ved basisforutsetningene når varmeoverføringsarealet er 100 m² og 6 000 kWh/h når arealet er 500 m². Størrelsen på varmeoverføringsarealet for varmeveksler V5007 har med andre ord stor påvirkning på den potensielle økte varmeproduksjonen fra varmpumpene. Ved et varmeoverføringsareal lik 266 m², som er arealet til den største varmeveksleren V5005 på Borregaards side, er økt

varmeproduksjonspotensial fra varmepumpene for kampanje 1 og kampanje 2 lik 900 kWh/h.

Potensialet er langt mindre i kampanje 5 sammenlignet med kampanje 1 og kampanje 2, men øker ettersom varmeoverføringsarealet i varmeveksler V5007 blir større. Ved et varmeoverføringsareal på 100 m² er potensialet 300 kWh/h og 800 kWh/h ved 500 m².

5.4.4 Varierende volum på væskestrøm i tiltaket

Det er mulig å hente opp mot 200 m³/h fra tiltak 0. I figur 27 er det simulert hvilken påvirkning ulik volummengde på tiltaket (x-akse) har på den potensielle varmeproduksjonen fra varmepumpene (y-akse) for hver kampanje og uten noen tiltak. Kampanjelinjene viser at den teoretiske varmeproduksjonen fra varmepumpene øker ettersom det tilførte volumet i tiltak 0 øker.

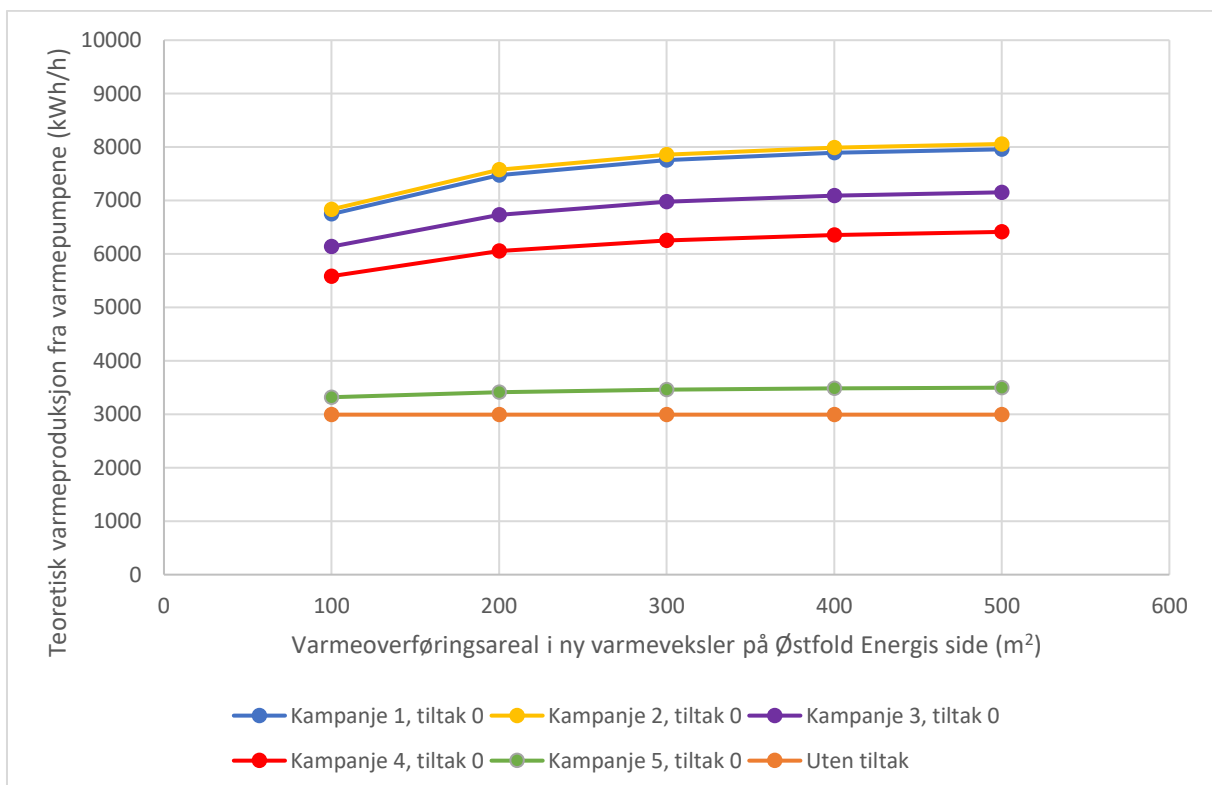


Figur 27: Teoretisk varmeproduksjon fra varmepumpene (y-akse) ved ulikt volum på væskestrømmen (x-akse) ved gitte basisforutsetninger. Hver farge illustrerer teoretisk varmeproduksjon fra varmepumpene for en kampanje ved implementering av tiltak 0. De oransje punktene viser varmeproduksjonen fra varmepumpene for det nåværende systemet med de samme basisbetingelsene.

Varmeproduksjonen fra varmpumpene kan med tilførsel av 50 m³/h øke med 2 000 kWh/h i kampanje 1 og kampanje 2 ved basisforutsetningene, og 4 900 kWh/h ved 200 m³/h. For kampanje 5 vil varmpumpepotensialet ved en volumstrøm på 50 m³/h øke med overkant av 100 kWh/h, og med 500 kWh/h ved 200 m³/h ved basisforutsetningene.

5.4.5 Varierende varmeoverføringsareal i ny varmeveksler i det sirkulerende systemet

Den nye varmeveksleren på Østfold Energis side kan ha et varmeoverføringsareal opp mot 500 m². Figur 28 viser varmpumpepotensialet ved basisforutsetningene for tiltak 0 for hver kampanje. De oransje punktene viser varmproduksjonen fra varmpumpene uten implementering av noen tiltak ved de samme basisforutsetningene.

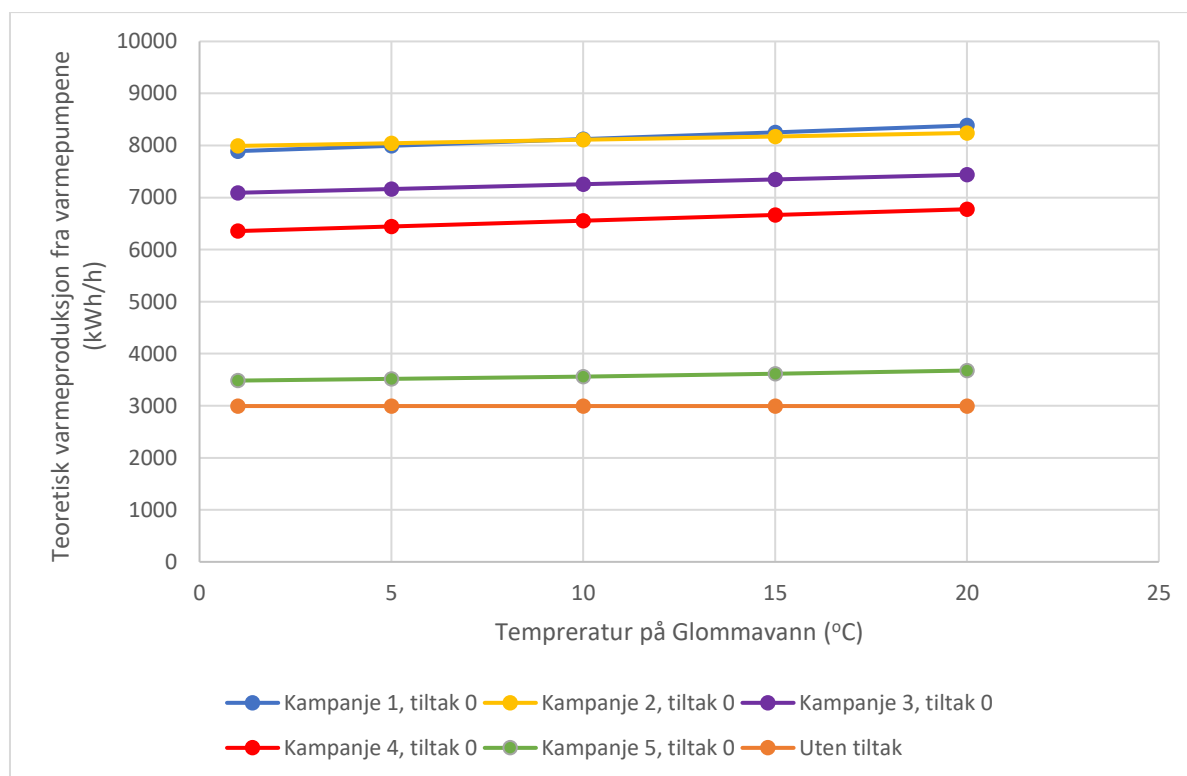


Figur 28: Teoretisk varmproduksjon fra varmpumpene (y-akse) ved ulikt varmeoverføringsareal i ny varmeveksler i det sirkulerende systemet (x-akse) ved gitte basisforutsetninger. Hver farge illustrerer teoretisk varmproduksjon fra varmpumpene for en kampanje ved implementering av tiltak 0. De oransje punktene viser varmproduksjonen fra varmpumpene for det nåværende systemet med de samme basisbetingelsene.

Den økte varmeproduksjonen fra varmepumpene vil ved et varmeoverføringsareal lik 100 m² øke med 3 800 kWh/h og 5 000 kWh/h ved 500 m² i kampanje 1 og kampanje 2 sammenlignet med nåværende situasjon. Som figuren viser flater potensialet ut ettersom arealet øker, og vil ved 500 m² ikke lenger være en begrensende parameter for varmeoverføringen. I kampanje 5 er potensialet ved et areal lik 100 m² 300 kWh/h og 500 kWh/h ved 500 m² ved basisforutsetningene.

5.4.6 Varierende temperatur på vannet i Glomma

Temperaturen på vannet i Glomma påvirker varmen tilført i tiltak 0 ettersom det brukes i produksjonsprosessen til Borregaard. De fargede linjene i figur 29 viser varmepumpepotensialet ved basisforutsetninger for tiltak 0 for de forskjellige kampanjene ved ulike vanntemperatur i Glomma. De oransje punktene viser varmeproduksjonen fra varmepumpene ved de samme basisforutsetningen uten implementering av noen tiltak.



Figur 29: Teoretisk varmeproduksjon fra varmepumpene (y-akse) ved ulik temperatur på vannet i Glomma (x-akse) ved gitte basisforutsetninger. Hver farge illustrerer teoretisk varmeproduksjon fra varmepumpene for én kampanje ved implementering av tiltak 0. De oransje punktene viser varmeproduksjonen fra varmepumpene for det nåværende systemet med de samme basisbetingelsene.

Det økte potensialet for varmeproduksjonen fra varmepumpene når vannet i Glomma innehar en temperatur på 1°C for kampanje 1 er 4 900 kWh/h og 5 400 kWh/h ved 20°C. Ved samme Glommatemperatur er den økte varmeproduksjonspotensialet fra varmepumpene lik 400 kWh/h og 700 kWh/h ved 20°C for kampanje 5. Som figur 29 viser påvirkes ikke varmeproduksjonen fra varmepumpene i stor grad av temperaturen på vannet i Glomma.

5.5 Lønnsomhet

En kostnadskalkyle for tiltak 0 er presentert i avsnitt 5.5.1 og lønnsomhetsberegningen er presentert i avsnitt 5.5.2.

5.5.1 Kostnadskalkyle

Kostnadskalkyle for tiltak 0 er presentert i tabell 9. Maskinteknisk utstyr innebærer 4 stykk automatventiler til 50 000 NOK per stykk pluss 10 ventiler til 20 000 NOK per stykk. Bygningstekniske arbeider inkluderer et nytt bygg ved varmesentralen på 600 000 NOK og forsterkning av fundament på 50 000 NOK. Kostnader for rørinstallasjoner innebærer montasje (inkludert prosjektering) på 200 000 NOK, samt rør tur og retur til varmesentralen (ca. 500 meter hver vei) på 2 000 NOK per meter. Ikke-spesifiserte kostnader er satt lik 10% av de spesifiserte kostnadene. Uforutsebare kostnader inkludert investeringsavgift er satt lik 10% av anleggskostnadene.

Tabell 9: Kostnadskalkyle for tiltak 0. Priser i 1000 NOK.

Fagområde og kostnadsprosjekt	Montasje inkl. materiell	Sum	Prosent
Maskinteknisk utstyr	400	400	7%
Rørinstallasjoner	2 200	2 200	38%
Elektronisk installasjon	200	200	2%
Instrumentering	600	600	10%
Maling og isolering	100	100	2%
Spesielle maskinanlegg	1 660	1 660	29%
SUM PROESSANLEGG	5 160	5 160	
Bygningstekniske arbeider	650	650	11%
Klargjøring av tomt m.m.			0%
Anleggsprovisorer			0%
Utsyr for serviceanlegg			0%
SUM INVESTERINGER FOR PROESSANLEGG		5 810	100%
Forberedende arbeider		0	0%
Prosjektering		100	2%
Anleggsadministrasjon og drift			0%
Opplæring og oppstart			0%
Tilknytning til andre anlegg			0%
Ekstraordinære kostnader			0%
SUM SPESIFISERTE KOSTNADER		5 910	102%
Ikke spesifiserte kostnader		591	10%
SUM ANLEGGSKOSTNADER		6 501	100%
Uforutsebar kostnader inkl. investeringsavgift		650	10%
TOTALKOSTNAD		7 151	

Hva som inngår av kostnader for spesielle maskinanlegg for tiltak 0 er angitt i tabell 10.

Tabell 10: *Kostnadskalkyle for spesielle maskinanlegg for tiltak 0. Priser i 1000 NOK.*

Spesielle maskinanlegg	Enhet	Enhetspris	Sum
Varmeveksler Østfold Energi		200	200
CIP-system		60	60
Varmeveksler V5007		1 000	1 000
Pumpe	1	250	250
Frekvensomformer	1	150	150
SUM SPESIELLE MASKINANLEGG			1 660

Spesifisering av kostnader for instrumentering for tiltak 0 er angitt i tabell 11.

Tabell 11: *Kostnadskalkyle for instrumentering for tiltak 0. Priser i 1000 NOK.*

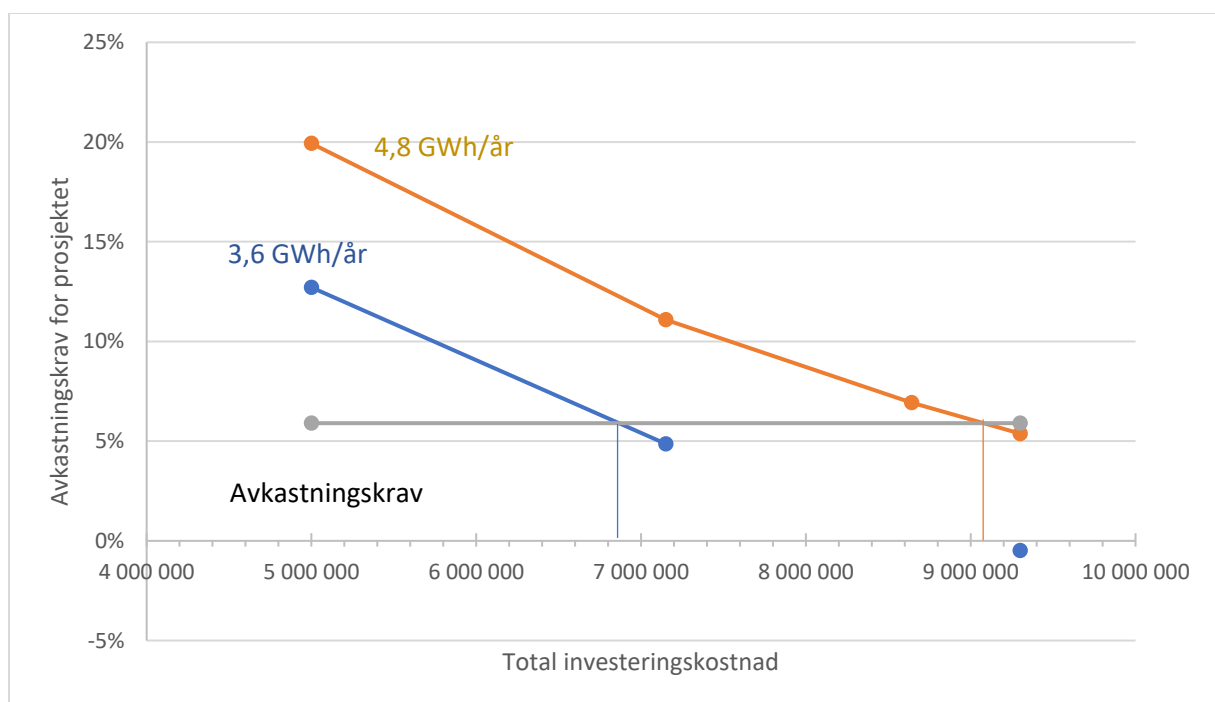
Instrumentering	Enhet	Enhetspris	Sum
Instrument 10 stk temperaturmålere	10	20	200
Krysskobling/prosjektering		100	100
Instrument 10 stk trykkmålere	10	20	200
Volummålere	2	50	100
SUM INSTRUMENTERING			600

5.5.2 Lønnsomhetsberegning

Ved å anta tilgjengeligheten på energien i tiltak 0 kan varmereproduksjon fra varmpumpene over hele året grovt estimeres. Fra tabell 3 s. 37 kan det sees at kampanje 1 til 4 er tilgjengelig i 78% av tiden. Ved å legge til risiko kan det tas utgangspunkt i en konservativ tilnærming hvor energien i tiltak 0 er tilgjengelig i 60% av tiden. Varmereproduksjonen fra varmpumpene kan maksimalt øke med 8,8 GWh/år, og med en COP-verdi på 3,2 er ønsket tilført energimengde lik 6,1 GWh/år. Dersom energimengden er tilstrekkelig og tilgjengelig i 60% av tiden vil den tilført energimengden da være lik 3,8 GWh/år. Hvis tilgjengeligheten skulle øke til 80% av tiden vil tilført energimengde til fjernvarmesystemet være 4,6 GWh/år.

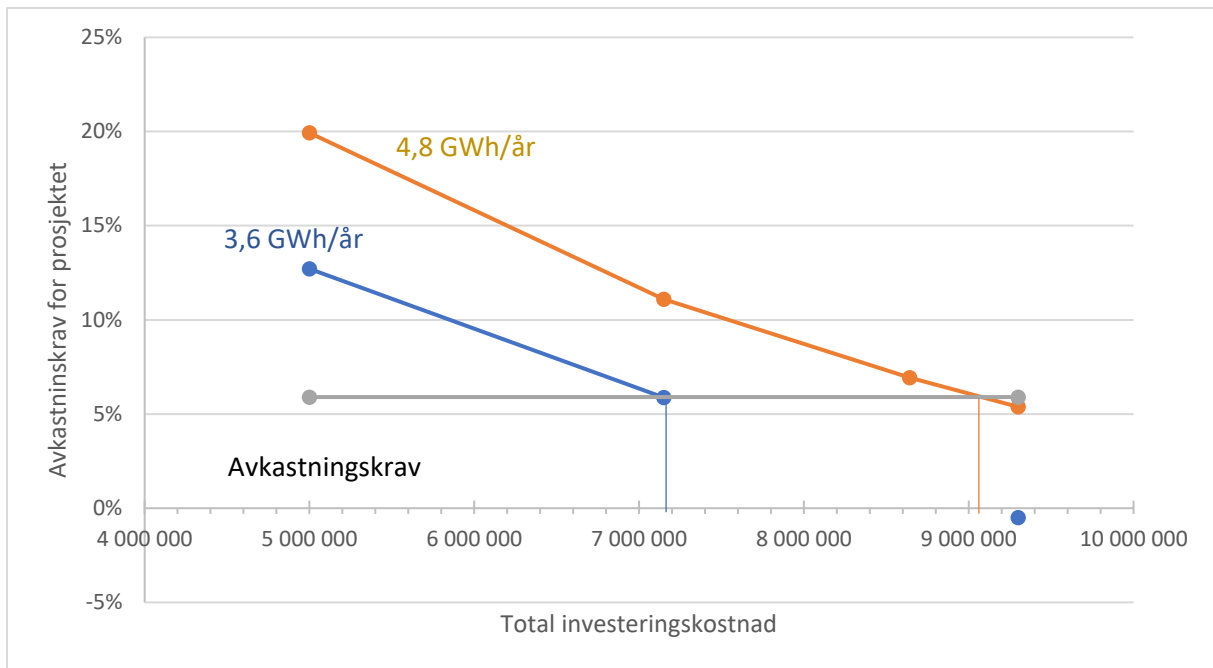
Figur 30 viser hvilken total investeringskostnad langs x-aksen som er nødvendig for at de to scenarioene på 60% tilgjengelighet på energien i tiltak 0 (blå kurve) og 80% tilgjengelighet (oransje kurve) skal være lønnsomme ved ulike avkastningskrav langs y-aksen. Fra figuren kan det sees at total kostnaden for prosjektet maksimalt kan være 6,9 millioner NOK og 9,1 millioner NOK ved henholdsvis 60% og 80% tilgjengelighet av tiden til energimengden i tiltak 0 ved et avkastningskrav lik 5,9%.

En tilført energimengde fra tiltaket til varmepumpene på 3,6 GWh/år tilsvarer ved en COP-verdi lik 3,2 en økt varmeproduksjon fra varmepumpene på 5,3 GWh/år.



Figur 30: Avkastningskrav langs y-aksen og total investeringskostnad langs x-aksen. Figuren viser hvilken total investeringskostnad som er nødvendig for at de to scenarioene på 60% tilgjengelighet på energien i tiltak 0 (blå kurve) og 80% tilgjengelighet (oransje kurve) skal være lønnsomme ved ulike avkastningskrav langs y-aksen. Den grå linja markerer et avkastningskrav lik 5,9%.

Figur 31 viser at det er nødvendig med en tilført energimengde fra tiltak 0 på 3,8 GWh/år for at investeringskostnaden på 7,15 millioner NOK skal gå i null med et avkastningskrav lik 5,9%. Det tilsvarer en tilgjengelighet på energien i tiltaket i 63% av tiden. Med en COP-verdi lik 3,2 tilsvarer det en varmeproduksjon fra varmepumpene lik 5,5 GWh/år.



Figur 31: Avkastningskrav langs y-aksen og total investeringskostnad langs x-aksen. For at investeringskostnaden på 7,15 millioner NOK skal være lønnsom må tiltak 0 tilføre minst 3,8 GWh/år til fjernvarmesystemet. Det tilsvarer en tilgjengelighet på energimengden i tiltaket i 63% av tiden. Den grå linja markerer et avkastningskrav lik 5,9%.

6.0 Diskusjon

Diskusjonen har utgangspunkt i resultatene og vurderer disse opp mot problemstillingen og målsetningene for oppgaven.

6.1 Usikkerhet i datagrunnlaget

Datagrunnlaget oppgaven er bygget på er loggede historiske data fra produksjonsprosessene til Borregaard og Østfold Energi. Borregaard og Østfold energi har mange målere i sine systemer, og logger blant annet vannmengder, temperaturer og trykk. De loggede dataene, eller rådataene, kan være på års-, måned-, dag eller timesbasis. Det er alltid en risiko for at loggede data kan være upresise eller feil, for eksempel som følge av manglende kalibrering eller at måleren er ødelagt. Dataene er derfor kategorisert og manuelt filtrert hvor åpenbare feilmålinger er fjernet, men å utelukke alle feilmålinger er umulig. Beregningene og simuleringsmodellene vil derfor aldri være mer presise enn dataene de er bygget på.

Målingene blir i stor grad overvåket og brukt av både Borregaard og Østfold Energi daglig og er derfor antatt å være med tilstrekkelig nøyaktighet til å kunne brukes som grunnlag for simuleringsmodellene. Resultatene fra arbeidet har ikke avveket i den grad at det har blitt gjennomført ytterligere vurdering av datagrunnlaget.

Alle beregninger og simuleringsmodeller er bygget på loggede data fra 2017. Optimalt ville det vært ønskelig å se nærmere på loggede data fra flere år tilbake i tid for å inkludere både sesongvariasjoner og årsvariasjoner. Det var derimot nødvendig å avgrense oppgaven til å se på data fra 2017 av flere årsaker. For det første kobles det stadig på nye kunder til fjernvarmenettet, slik at produksjonstallene fra det siste året er mest representativt for den nåværende situasjonen. For det andre ville datamengden blitt så stor at det ville vært tilnærmet uhåndterlig og krevd mer tid og større ressurser enn hva som har vært tilgjengelig.

6.2 Kartlegging av nåværende situasjon

Kartleggingen av situasjonen av varmeproduksjonen for 2017 i Sarpsborg varmesentral viser at det er et stort behov å øke varmeproduksjonen fra varmepumpene. Varmepumpenes installerte kapasitet tilsier at de i 2017 skulle vært i

stand til å produsere 21,0 GWh/år ved optimale betingelser, men at de i realiteten kun var i stand til å levere 12,2 GWh/år. Det betyr at det ubenyttede potensialet i 2017 var på hele 8,8 GWh/år.

I 2017 var det svært sjeldent at varmpumpene hadde en høyere levert effekt enn 3 000 kWh/h, til tross for at den samlede installerte kapasiteten er på 5 000 kWh/h. Det skyldes i stor grad for lite spillvarme tilført systemet. I tillegg var det i 2500 timer ingen varmeproduksjon fra varmpumpene i det hele tatt og det var generelt svært ujevne betingelser for varmpumpene med mange stopper og starter.

6.3 Tiltak 1 til 6

Implementering av tiltak 1 ville ifølge resultatene fra simuleringsmodellene hevet varmeproduksjonen fra varmpumpene fra 12,2 GWh/år til 19,3 GWh/år og ytterligere til 20,8 GWh/år dersom tiltak 2 i tillegg ble realisert. De resterende tiltakene 3 til 6 ville tilført systemet svært små energimengder. Dette skyldes at energitilførselen fra tiltak 1 og tiltak 2 i stor grad er tilstrekkelig på tidspunktene det er etterspurt energitilførsel til fjernvarmesystemet. De resterende tiltakene har i stor grad den tilgjengelige energien på tidspunkter som allerede er dekket av tiltak 1 og tiltak 2. I tillegg har ikke systemet noen måte å lagre overskuddsenergi fra tiltakene på et gitt tidspunkt og utnytte det på et senere tidspunkt når tiltakene ikke kan tilføre den ønskede energimengden.

Simuleringsmodellene for tiltak 1 til 6 har ikke tatt hensyn til hvordan tiltaket vil påvirke varmetilførselen fra de eksisterende varmekildene. Trolig vil varmetilførselen fra disse kildene minke som følge av implementering av et nytt tiltak. Resultatene fra modellene for tiltak 1 til 6 vil derfor ikke speile presist hvilken varmeproduksjon fra varmpumpene tiltakene i virkeligheten ville hatt, men er en god pekepinn på at tiltakene ville ført til markant økning i varmeproduksjonen fra varmpumpene. Resultatene viste også at implementering av tiltak ville gitt mer stabile driftsforhold for varmpumpene med et jevnere produksjonsnivå.

6.3.1 Akkumulatortank

En akkumulatortank ville økt produksjonen fra varmpumpene og gitt mer stabile driftsbetingelser ettersom den kunne dekket opp for manglende tilgjengelig spillvarme på kort sikt. Varmepumpene ville med spillvarmetilførsel fra tiltak 1 produsere 19,3 GWh/år uten akkumulatortank, mens varmpumpenes maksimale potensiale for 2017 var 21,0 GWh. Installasjon av en akkumulatortank ville derfor maksimalt kunne øke varmeproduksjonen med 1,7 GWh/år. Simuleringene viser at en akkumulatortank med optimale betingelser maksimalt ville kunne gi en økt varmeproduksjon fra varmpumpene på 1,1 GWh/år. Realistisk ville en akkumulatortank på tiltak 1 økt varmeproduksjonen fra varmpumpene med 0,6 GWh/år. En teknisk løsning med akkumulatortank vil derfor trolig ikke være lønnsom, ettersom en akkumulatortank med kapasitet lik 400 m³ har en kostnad på ca. 4 millioner NOK inkludert montering (David Vaaler, senioringeniør energi ved Borregaard, samtale 15.03.2018)

6.4 Fast volum eller temperatur på væskestrømmen i tiltaket

Simuleringsmodellen for konstant volumstrøm med varierende inngående temperatur til den nye varmeveksleren på Østfold Energis side viser at det er mulig å oppnå store deler av det teoretiske maksimale økte varmeproduksjonspotensialet fra varmpumpene på 8,8 GWh/år ved relativt lave volumstrømmer. Den maksimale temperaturen på væskestrømmen (80°C) ville vært en begrensende faktor for kun 850 timer i 2017 ved en så lav volumstrøm som 50 m³/h. Med en volumstrøm på 90 m³/h ville hele potensialet vært nådd. Et økende volum på væskestrømmen vil ved lave volumer har større påvirkning på varmeproduksjonen fra varmpumpene enn ved høyere volumer. Dette er fordi volumet på strømmen sjeldnere blir en begrensende faktor for varmpumpene ettersom volumet øker.

Den samme dynamikken vil forekomme når vannet har en konstant temperatur og volumstrømmen inn til varmeveksleren varierer: Det er størst endring i varmeproduksjonen fra varmpumpene når det er temperaturendringer ved relative lave temperaturer, mens produksjonen endrer seg mindre etter hvert som temperaturen øker. Likevel har temperaturen på væskestrømmen større påvirkningen på varmeproduksjonen fra varmpumpene enn volummengden i væskestrømmen i systemet, grunnet energibalansen angitt i avsnitt 3.3.1. Ved å la volumstrømmen

varierte opp til 100 m³/h må temperaturen på væskestrømmen over 75°C for å dekke hele det økte varmeproduksjonsnivået fra varmpumpene. Resultatene viser også at ved konstante relative lave temperaturer på væskestrømmen er øvre grense for volumstrømmen en klar begrensning på varmeproduksjonen. Etter hvert som temperaturen på vannet øker vil nødvendig volum på strømmen minke.

6.5 Simuleringsmodell for hele systemet

En viktig forutsetning for å implementere en tredje varmekilde i systemet er at det ikke påvirker de to eksisterende varmekildene. Bedriftene har inngått en avtale om at energitilførselen fra avløps vekslerstasjon er kostnadsfri for Østfold Energi, og det er et prioritert mål om å prøve å heve den inngående temperaturen på væskestrømmen til avløps vekslerstasjon til et jevnt høyere nivå (helt opp mot 37°C) for å få tilført systemet mer «gratis» energi. «Flytting» av varmetilførselen fra dette punktet til et nytt tiltak er med andre ord ikke ønskelig. Derfor har det vært viktig å se på hvordan et tiltak vil påvirke dynamikken i hele systemet.

Resultatene fra simuleringsmodellene viser at de ulike parameterne i systemet i ulik grad påvirker varmeproduksjonen fra varmpumpene. Helningen på grafene i avsnitt 5.4 forteller at temperaturen på volumstrømmen inn på varm side i avløps vekslerstasjon og volumet på væskestrømmen i tiltak 0 er parameterne som påvirker den teoretiske varmeproduksjonen fra varmpumpene mest. Disse to parameterne har stor påvirkning på energimengden i væskestrømmene til de to største varmekildene i systemet.

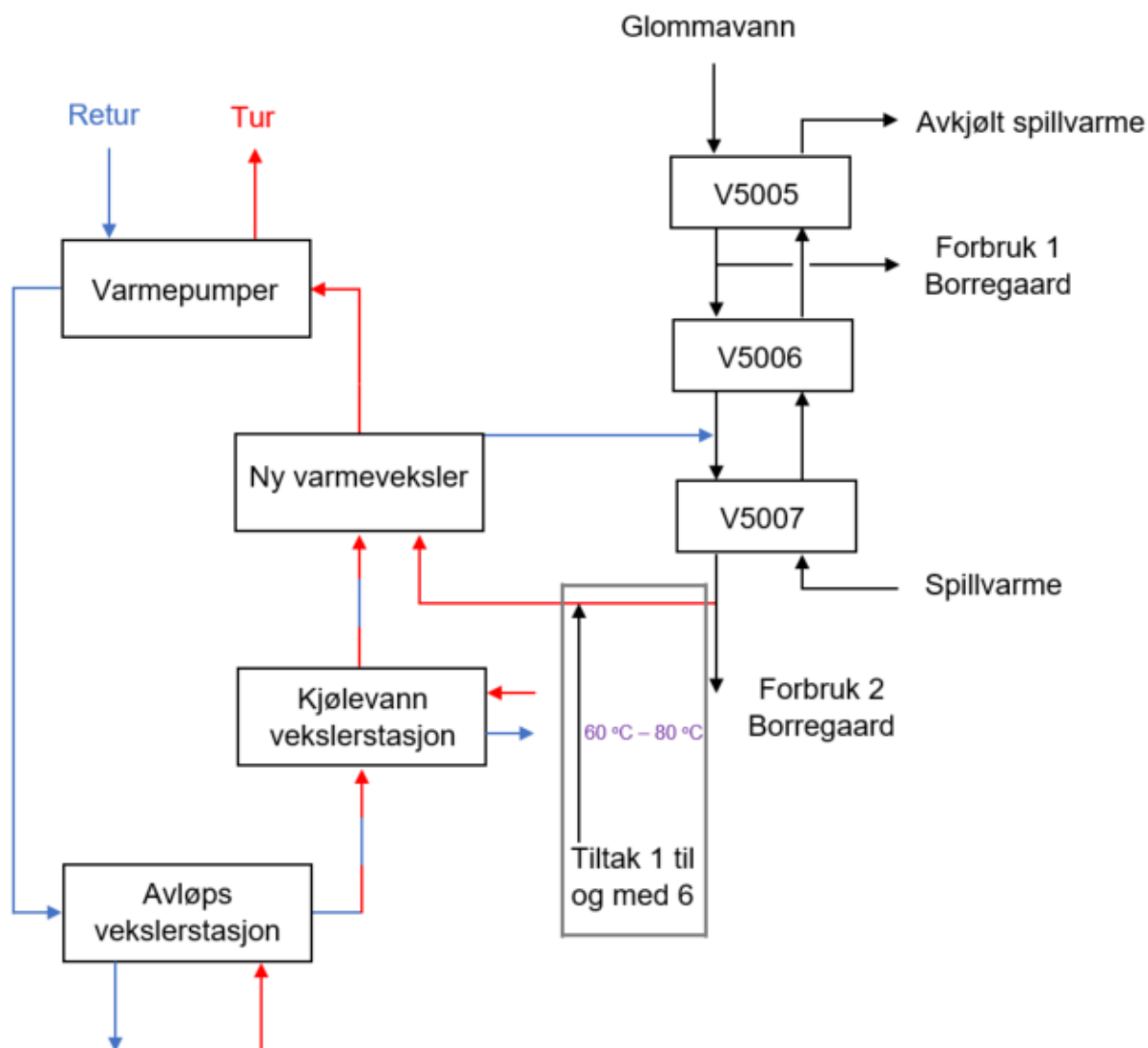
Det kan også sees at den tilførte energimengden i kjølevann vekslerstasjon og størrelsen på varmeoverføringsarealet i varmeveksler 5007 også har en betydelig påvirkning på varmeproduksjonen fra varmpumpene. Størrelsen på varmeoverføringsarealet i varmeveksleren på Østfold Energis side og Glommatemperaturen har derimot mindre påvirkning på den teoretiske varmeproduksjonen fra varmpumpene.

6.6 Tiltak 0

Nivået på den økte varmeproduksjon fra varmepumpene som følge av implementering av tiltak 0 varierer fra kampanje til kampanje. Potensialet for kampanje 1 og kampanje 2 er generelt svært høyt, men rør- og varmepumpekapasiteten i det eksisterende systemet vil antagelig være begrensende faktorer for å utnytte hele potensialet i tiltaket i disse kampanjene. Resultatene fra simuleringsmodellen av hele systemet viser imidlertid med all tydelighet at det er fullt mulig å tilføre 2 000 – 4 000 kWh/h i opptil 80% av tiden (kampanje 1 til kampanje 4) som systemet i store perioder etterspør. Kampanje 5, som i 2017 tilsvarte 22% av tiden, skiller seg klart fra de andre kampanjene ved at den i liten grad er i stand til å tilføre betydelig mengder energi til systemet.

Ved eventuelle fremtidige utvidelser av systemet, som for eksempel å installere flere varmepumper, vil tiltaket i stor grad kunne generere det økte behovet for varmetilførsel ved riktig dimensjonering som rørkapasiteter og varmeoverføringsarealer i varmevekslerne.

En mulig teknisk løsning kan være å koble tiltak 1 til 6 delvis på tiltak 0. Det betyr at tiltak 0 blir tilført og blandet med volumstrømmer med temperaturer på 60°C til 80°C, slik illustrert på figur 32. Det er ikke sett nærmere på denne løsningen.



Figur 32: Skisse over mulig teknisk løsning, hvor tiltak 0 tilføres høytemperert spillvarme fra tiltak 1 til 6 for at den nye varmeveksleren skal tilføres en væskestrøm med høyere temperatur. Det er ikke sett nærmere på denne løsningen.

6.7 Lønnsomhet

Lønnsomhetsberegningen kan tyde på at tiltak 0 vil kunne være en lønnsom investering. Lønnsomheten er dog avhengig av blant annet avkastningskravet, levetid, framtidig elektrisitetspriser, støtte fra Enova og ikke minst hvilken varmeproduksjon fra varmepumpene tiltaket vil medføre. Formålet med analysen i denne oppgaven har kun vært å illustrere om prosjektet *kan* være lønnsomt, noe som definitivt er mulig. Før prosjektet realiseres må ytterligere lønnsomhetsberegninger gjennomføres.

Resultatene fra lønnsomhetsberegninger viser at den kalkulerte investeringen vil være lønnsom med de gitte betingelse dersom tiltak 0 er i stand til å generere en økt varmeproduksjon fra varmepumpene i minst 5,5 GWh/år, noe som tilsvarer en tilgjengelighet på energien i tiltaket i 63% av tiden. Varmepumpene i Sarpsborg varmesentral hadde i 2017 ubenyttet grunnlastbehov på 8,8 GWh/år, og resultatene fra simuleringsmodellen for hele systemet tilsier at tiltak 0 kan tilføre all energien som trengs i opptil 80% av tiden. Mye tyder derfor på at en investering i tiltak 0 vil være lønnsom.

6.8 Videre arbeid

I tillegg til en utvidet lønnsomhetsanalyse for tiltak 0 vil det være naturlig å sette opp kostnadskalkyler og lønnsomhetsberegninger for tiltak 1 til 6. Disse tiltakene opererer imidlertid med strømmen med høyere temperaturer som kan brukes til andre formål på Borregaard som må tas med i beregningene.

En mulig teknisk løsning på systemet er å implementere tiltaket *mellom* avløps- og kjøler vekslerstasjon. I fortsettelsen av arbeidet med prosjektet anbefales det å lage simuleringsmodeller for å undersøke denne muligheten nærmere.

Dersom det er ønskelig for en mer presis tallfestelse av økt varmeproduksjon fra varmepumpene som følge av tiltak 0 bør det utarbeides en modell som simulerer tiltak 0 for hele året. For å få til dette må det gjøres en betydelig jobb med å renvaske loggede produksjonsdata. Resultatene fra denne simuleringsmodellen kan videre brukes til å kartlegge lønnsomheten av å utvide fjernvarmesystemet med flere varmepumper.

Dersom enda mer presis data ønskes kan det også sees på grunndata for tidligere år for å se forskjellen på kalde og varme år. Eldre datasett har derimot større usikkerhet og er mindre relevant for dagens system, slik beskrevet i avsnitt 6.1

7.0 Konklusjon

Implementering av en ny spillvarmekilde fra Borregaard til fjernvarmeanlegget i Sarpsborg vil kunne tilføre systemet betydelige mengder energi og vil kunne øke grunnlasten produsert fra varmepumpene i varmesentralen betraktelig sammenlignet med nåværende nivå. Ved å bruke høytemperert spillvarme som varmekilde, tiltak 1, viser resultatene at varmeproduksjonen fra varmepumpene i 2017 ville blitt hevet fra 12,2 GWh/år til opp mot 19,3 GWh/år. Implementering av alle høytempererte spillvarmekilder, tiltak 1 til 6, ville økt varmeproduksjonen fra varmepumpene opp mot det teoretiske maksimumet og dermed stått for tilnærmet hele grunnlasten.

Tilførsel av en ren overskudds- og lavtemperert spillvarmekilde, tiltak 0, vil kunne tilføre systemet tilstrekkelig mengder energi til å øke varmeproduksjonen fra varmepumpene til ønsket nivå i opptil 80% av tiden. Den resterende tiden vil ikke varmeproduksjonen fra varmepumpene øke nevneverdig.

Tiltakene vil trolig kunne tilføre tilstrekkelig energimengder til å tilfredsstille eventuelle fremtidige utvidelser av varmepumpekapasiteten i varmesentralen.

En rekke parametere vil ved implementering av et nytt tiltak påvirke dynamikken i fjernvarmesystemet. Energitilførselen fra eksisterende varmekilder har relativt stor påvirkning på energiutbyttet fra et nytt tiltak. Varmeoverføringsareal på varmeveksler V5007 og tilført volum i tiltaket er også betydelige parametere for hvilken varmeproduksjon fra varmepumpene det er mulig å oppnå i det nye systemet. Varmeoverføringsarealet i ny varmeveksler på Østfold Energis side og temperaturen på vannet i Glomma har mindre påvirkning på varmeproduksjonen fra varmepumpene.

Lønnsomhetsberegninger av tiltak 0 tyder på at prosjektet kan være lønnsomt. Med en kalkulert investeringskostnad og gitte betingelser vil tiltaket generere høyere økt varmeproduksjonen fra varmepumpene enn hva som skal til for at netto nåverdi er lik 0.

Litteratur

- Aldy, J. E. (2017). Policy surveillance in the G-20 fossil fuel subsidies agreement: lessons for climate policy. *Climatic Change*, 144 (1): 97-110.
- Bergman, T. L., Incropera, F. P., DeWitt, D. P. & Lavine, A. S. (2007). *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons.
- Blanco, D. L., Nagano, K. & Morimoto, M. (2013). Experimental study on a monovalent inverter-driven water-to-water heat pump with a desuperheater for low energy houses. *Applied Thermal Engineering*, 50 (1): 826-836.
- Bougleux, P. A. F., Saboya, F. E. M., Marques, R. P. & Parise, J. A. R. (2007). Simulation of a Direct Evaporative Cooler and a Cooling Tower by the Effectiveness—NTU Method. *International Journal of Mechanical Engineering Education*, 35 (3): 207-218.
- Cabezas-Gómez, L., Navarro, H. A. & Saíz-Jabardo, J. M. (2015). *Thermal Performance Modeling of Cross-Flow Heat Exchangers*: Springer International Publishing : Imprint: Springer.
- Chua, K. J. & Chou, S. K. (2005). A modular approach to study the performance of a two-stage heat pump system for drying. *Applied Thermal Engineering*, 25 (8): 1363-1379.
- Cooper, J. K. (2016). *Heat Exchangers - Characteristics, types and emerging applications*. Energy Science, Engineering and Technology. Hauppauge: Nova Science Publishers, Inc.
- Enova. (2017). *Programkriterier for Energi- og klimatiltak i industri og anlegg*: Enova. Tilgjengelig fra: https://www.enova.no/download?objectPath=upload_images/0C343E17AADB414282041D8D52D8F3F5.pdf&filename=3 (lest 03.05.18).
- Erdogan, A., Colpan, C. O. & Cakici, D. M. (2017). Thermal design and analysis of a shell and tube heat exchanger integrating a geothermal based organic Rankine cycle and parabolic trough solar collectors. *Renewable Energy*, 109: 372-391.
- Fang, H., Xia, J. & Jiang, Y. (2015). Key issues and solutions in a district heating system using low-grade industrial waste heat. *Energy*, 86 (Supplement C): 589-602.

- Girard, A., Gago, E. J., Muneer, T. & Caceres, G. (2015). Higher ground source heat pump COP in a residential building through the use of solar thermal collectors. *Renewable Energy*, 80: 26-39.
- Isaac, M. & van Vuuren, D. P. (2009). Modeling global residential sector energy demand for heating and air conditioning in the context of climate change. *Energy Policy*, 37 (2): 507-521.
- Jacobson, M. Z. & Delucchi, M. A. (2011). Providing all global energy with wind, water, and solar power, Part I: Technologies, energy resources, quantities and areas of infrastructure, and materials. *Energy Policy*, 39 (3): 1154-1169.
- Kakac, S. & Liu, H. (2002). *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. 2nd utg. Boca Raton, Florida: CRC press.
- Kakac, S., Liu, H. & Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. 3rd utg. Boca Raton, Florida: CRC press.
- Krigger, J. (2001). Air Source Heat Pumps: National Renewable Energy Lab., Golden, CO (US).
- Kristoffersen, B. K. (2018). *Avkastningskrav for fjernvarmeanlegg* (e-post til Boy Kåre Kristoffersen (Enova) 08.05.18).
- Lund, H., Möller, B., Mathiesen, B. V. & Dyrelund, A. (2010). The role of district heating in future renewable energy systems. *Energy*, 35 (3): 1381-1390.
- Miró, L., Brückner, S. & Cabeza, L. F. (2015). Mapping and discussing Industrial Waste Heat (IWH) potentials for different countries. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51: 847-855.
- Mistry, M. & Misener, R. (2016). Optimising heat exchanger network synthesis using convexity properties of the logarithmic mean temperature difference. *Computers & Chemical Engineering*, 94: 1-17.
- Mustafa Omer, A. (2008). Ground-source heat pumps systems and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12 (2): 344-371.
- O'Keefe, P., O'Brien, G. & Pearsall, N. (2010). *The future of energy use*: Earthscan.
- Peter Atkins, J. d. P. (2010). *Atkins' Physical Chemistry*. 10th utg. Oxford: Oxford University Press.

- Picón-Núñez, M., Canizalez-Dávalos, L., Martínez-Rodríguez, G. & Polley, G. (2007). Shortcut design approach for spiral heat exchangers. *Food and Bioproducts Processing*, 85 (4): 322-327.
- Rezaie, B. & Rosen, M. A. (2012). District heating and cooling: Review of technology and potential enhancements. *Applied Energy*, 93: 2-10.
- Rogelj, J., Den Elzen, M., Höhne, N., Fransen, T., Fekete, H., Winkler, H., Schaeffer, R., Sha, F., Riahi, K. & Meinshausen, M. (2016). Paris Agreement climate proposals need a boost to keep warming well below 2 C. *Nature*, 534 (7609): 631.
- Self, S. J., Reddy, B. V. & Rosen, M. A. (2013). Geothermal heat pump systems: Status review and comparison with other heating options. *Applied Energy*, 101: 341-348.
- Serth, R. W. (2007). *Process heat transfer : principles and applications*. 1st utg. Amsterdam ;London: Elsevier Academic Press.
- Singer, S., Denruyter, J.-P. & Yener, D. (2017). The energy report: 100% renewable energy by 2050. I: *Towards 100% Renewable Energy*, s. 379-383: Springer.
- Staicovici, M.-D. (2014). *Coabsorbent and Thermal Recovery Compression Heat Pumping Technologies*: Springer.

Vedlegg

Vedlegg 1: Teknisk datablad for varmepumpe 1

VARMEPUMPE

3 MW



Fabrikat: Grasso

Type: FX PP 1300 NH3 turtallsregulert



Tekniske data – aggregat

Varmepumpeaggregat med skruekompressor, fordampner og kondensator som platevekslere, levert som komplett aggregat.

Kuldemedie	R-717
Nominell turtall	3600 rpm
Turtallsregulering	1500 til 3600 rpm
Kjølekapasitet i.h.t. EN12900 / DIN 8976	/ 2192 kW
Effektforbruk	/ 888 kW
Varmekapasitet	/ 3080 kW
Kuldebærer	Vann
Sirkulert mengde kald side	41 l/s
Temperatur kuldebærer inn/ut	36 / 23 °C
Fordampningstemperatur	20 °C
Varmebærer	Vann
Sirkulert mengde varm side	50 l/s
Temperatur varmbærer inn/ut	60 / 75 °C
Kondenseringstemperatur	77 °C
Maksimum utgående varmtvann	80 °C
Følgende data er foreløpige, inntil endelig tegning foreligger:	
Lengde ca.	7500 mm
Bredde ca.	4200 mm
Høyde ca.	3800 mm
Kuldemediefylling	- kg
Oljefylling	- l
Transportvekt	- kg
Driftsvekt	18000 kg

Vedlegg 2: Teknisk datablad for varmepumpe 2



VARMEPUMPE

2 MW

Fabrikkat: Grasso

Type: FX PP 800 NH3 turtallsregulert



Tekniske data – aggregat

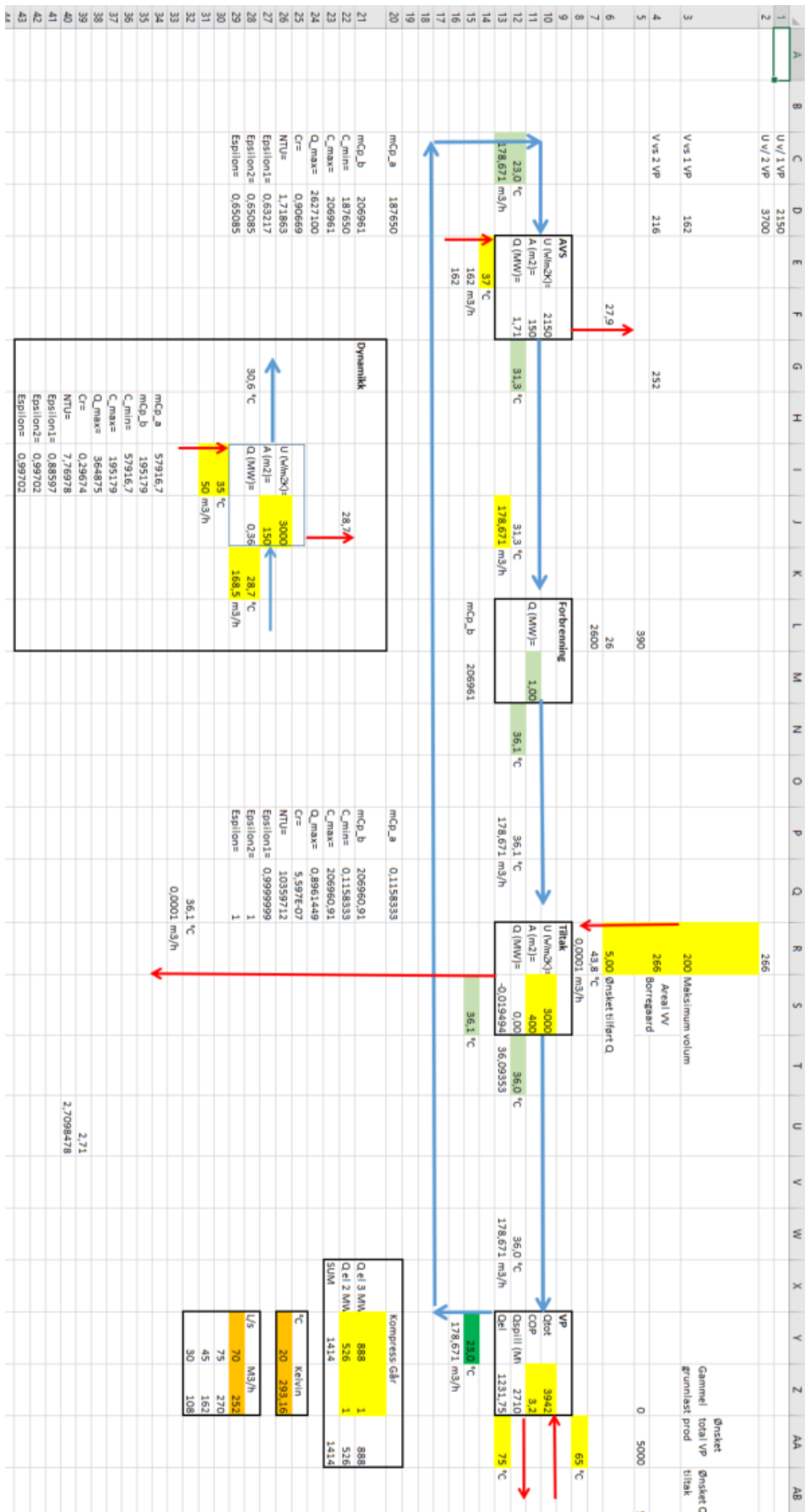
Ammoniakk varmepumpeaggregat med skruekompressor, fordampner og kondensator som platevekslere. Leverert som komplett fabrikkferdig aggregat, demontert for transport, komplett montert, oppfylt og prøvekjørt på byggeplass.

Kuldemedie	R-717
Nominell turtall	3200 rpm
Turtallsregulering	1500 til 3200 rpm
Kjølekapasitet i.h.t. EN12900/DIN 8976	1474 kW
Effektforbruk v. dimensjonerende	526 kW
Effektforbruk maks.	695 kW
Varmekapasitet i.h.t. EN12900/DIN 8976	2000 kW
Kuldebærer	Vann
Sirkulert mengde kald side	128,1 m ³ /h
Temperatur kuldebærer inn/ut	40 / 30 °C
Fordampningstemperatur	27 °C
Kuldebærer temperatur min / maks inn	30 / 45 °C
Kuldebærer temperatur min / maks ut	20 / 35 °C
Varmebærer	Vann
Sirkulert mengde varm side	117,6 m ³ /h
Temperatur varmbærer inn/ut	60 / 75 °C
Kondenseringstemperatur	77 °C
Varmebærer temperatur maks inn	75 °C
Varmebærer temperatur maks ut	80 °C

Følgende data for dimensjoner (ekskl. starterskap) er foreløpige, inntil endelig tegning foreligger:

Lengde ca.	6000 mm
Bredde ca.	3200 mm

Vedlegg 3: Skjermdump fra Excel av én simuleringsmodell



Vedlegg 4: Kontantstrøm som gir netto nåverdi lik 0 for tiltak 0

Nettonåverdi

Akkasjeringskrav	5,9 %
Levetid (år)	15
Enova	30,0 %
Investeringskostnad	7 150 000
Støtte	2 145 000

Grønn teknologif	DB eller pris NOK/(kWh(tonn))	Verdi GWh/år	2019	2020	2021	2022	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029	2030	2031	2032	2033	2034
Investeringskost*	200	3,81	-1 430 000	-4 290 000	-1 430 000	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Vedlikehold	0,03	0,03	-214 500	-214 500	-214 500	-214 500	-214 500	-214 500	-214 500	-214 500	-214 500	-214 500	-214 500	-214 500	-214 500	-214 500	-214 500	-214 500
Cash flow uten støtte			-1 430 000	-4 290 000	-882 500	547 500	547 500	547 500	547 500	547 500	547 500	547 500	547 500	547 500	547 500	547 500	547 500	547 500
Enova støtte			-1 430 000	-5 720 000	-6 602 500	-6 035 000	-5 507 500	-4 960 000	-4 412 500	-3 865 000	-3 317 500	-2 770 000	-2 222 500	-1 675 000	-1 127 500	-580 000	-32 500	515 000
Cash flow med støtte			-1 430 000	-4 290 000	1 262 500	547 500	547 500	547 500	547 500	547 500	547 500	547 500	547 500	547 500	547 500	547 500	547 500	547 500
NNV uten støtte			-1 920 715															
NNV inkl støtte			-8 065															
Interrente uten støtt			0,9 %															
Interrente med støtt			5,9 %															

* Kostnad El.kraft er 350 NOK/MWh (alternativ pris)

* Betalt for levert energi fra BAS 150 NOK/MWh

2,4



Norges miljø- og biovitenskapelige universitet
Noregs miljø- og biovitenskapelige universitet
Norwegian University of Life Sciences

Postboks 5003
NO-1432 Ås
Norway