

# Numerisk modellering av grunne geotermiske systemer

Modellering og analyse av Komplette Arena, samt sammenligning  
av to ulike modelleringsverktøy



Fredrik Bjonness  
Matematisk institutt  
Universitetet i Bergen

17. november 2017



*Dette arbeidet er dedikert til min familie, rådgivere, og venner. Uten disse ville aldri denne oppgaven vært mulig.*



## Sammendrag

Numeriske modelleringsverktøy har utviklet seg til å bli et viktig verktøy ved prosjektering av større geotermiske systemer. Korrekt anvendelse av slike verktøy sørger for at tilhørende simuleringsresultater gir et detaljert innblikk i det modellerte energisystemet. Hovedformålet med denne oppgaven er å vise resultater knyttet til sammenligningen av EED og TRNSYS, samt analysen av Komplett Arena. I tillegg har det vært ønskelig å gi leseren et innblikk i den bakenforliggende teorien, da dette anses som helt essensielt for å forstå hvordan modelleringsverktøyene faktisk fungerer.

Modelleringsverktøyene Earth Energy Designer (EED) og Transient System Simulation Tool (TRNSYS) anvendes internasjonalt av både forskningsinstitutter, bedrifter og privatpersoner. Dette er to ulike verktøy, der EED er basert på en semi-analytisk løsningsmetode mens TRNSYS er basert på en numerisk løsningsmetode. Variabelen som betraktes i sammenligningen er middeltemperaturen av den sirkulerende væsken i borehullet. Simuleringsresultatene viser at middeltemperaturen til verktøyene avviker mellom 0,03 og 0,04°C over det femte og tiende året. Det konkluderes med at dette avviket mest sannsynlig er forårsaket av de ulike løsningsmetodene som anvendes i verktøyene.

Komplett Arena består av et næringsbygg samt en tilhørende fotballbane. Det nåværende energisystemet driftes i dag av en ikke-fornybar energikilde. Eierne av anlegget ønsker å bytte ut denne energikilden mot en mer miljøvennlig løsning. Analysen som er utarbeidet i denne oppgaven betrakter både de ulike delene, samt et komplett energisystem på Komplett Arena. Dette har blitt foretatt ved hjelp av TRNSYS. I henhold til simuleringsresultatene for det komplette energisystemet kan vi konkludere med at dette er en energieffektiv løsning, og det anbefales derfor en utskiftning av det nåværende systemet. For dette systemet anses tjue borehull, med en dybde på 200 meter per borehull som en passende dimensjonering. Etableringskostnader knyttet til borehullene og varmepumpen anslås til omtrent 1,3 MNOK. Videre beregnes den årlige kostnadsbesparelsen til omtrent 276 000 NOK. Vi kan dermed konkludere med at det prosjekterende energisystemet vil resultere i både en energi- og kostnadsbesparelse.



# Innhold

<b>1</b>	<b>Innledning</b>	<b>1</b>
1.1	Bakgrunn . . . . .	1
1.2	Valideringsprosess . . . . .	3
1.3	Målsetning . . . . .	4
1.4	Oversikt . . . . .	5
<b>2</b>	<b>Teoretisk beskrivelse av grunnvarmesystemer</b>	<b>7</b>
2.1	Fourier- og varmebalanseligningen . . . . .	7
2.1.1	Randbetingelser . . . . .	9
2.2	Analytiske og semi-analytiske løsningsmetoder . . . . .	11
2.2.1	Varmekonduksjon utenfor borehullet . . . . .	11
2.2.2	Varmekonveksjon inne i borehullet . . . . .	16
2.3	Numerisk løsningsmetode . . . . .	18
2.3.1	Differensmetoden . . . . .	18
<b>3</b>	<b>Komponenter i et geotermisk system</b>	<b>22</b>
3.1	Borehull . . . . .	23
3.1.1	Modellering av borehull . . . . .	23

3.2	Varmepumpe . . . . .	30
3.2.1	Modellering av varmpumpe . . . . .	32
3.3	Bygning . . . . .	34
3.3.1	Modellering av bygning . . . . .	35
3.4	Akkumulatortank . . . . .	36
3.4.1	Modellering av akkumulatortank . . . . .	37
3.5	Solfanger . . . . .	38
3.5.1	Modellering av solfanger . . . . .	39
3.6	Styring og drift . . . . .	40
3.6.1	Modellering av styring og drift . . . . .	41
3.7	Testing og monitorering . . . . .	45
3.7.1	Testing - Termisk responstest . . . . .	46
3.7.2	Monitorering - Fiberoptisk måling . . . . .	47
<b>4</b>	<b>Numerisk modelleringsverktøy for geotermiske systemer</b>	<b>48</b>
4.1	EED . . . . .	48
4.2	TRNSYS . . . . .	50
4.3	Basistilfelle . . . . .	51
4.3.1	Felles parameterverdier . . . . .	52
4.3.2	Separate parameterverdier . . . . .	54
4.3.3	Tilpasning av EED og TRNSYS modellene . . . . .	55
4.3.4	Konvergenstest av TRNSYS modell . . . . .	58
4.3.5	Resultat . . . . .	60



4.3.6	Oppsummering . . . . .	63
<b>5</b>	<b>Komplett Arena</b>	<b>64</b>
5.1	Nåværende energisystem . . . . .	65
5.1.1	Energidata . . . . .	66
5.1.2	Berggrunn . . . . .	68
5.2	TRNSYS systemmodeller . . . . .	70
5.2.1	Modell 1: Enkelt energisystem . . . . .	71
5.2.2	Modell 2.1: Baneoppvarming . . . . .	72
5.2.3	Modell 2.2: DHW . . . . .	74
5.2.4	Modell 2.3: Baneoppvarming og DHW . . . . .	76
5.2.5	Modell 3: Oppvarming av næringsbygg . . . . .	78
5.2.6	Modell 4: Komplett energisystem . . . . .	80
<b>6</b>	<b>Simulering og analyse av Komplett Arena</b>	<b>83</b>
6.1	Simulering med modell 1 . . . . .	84
6.1.1	Simulering 1a - Solfanger: Væskestrøm med konstant temperatur . . .	84
6.1.2	Simulering 1b - Uforstyrret reservoartemperatur . . . . .	86
6.1.3	Simulering 1c - Brønnpark: Væskestrøm med konstant temperatur . .	87
6.1.4	Simulering 1d - Lading av brønnpark . . . . .	89
6.1.5	Oppsummering av simulering med modell 1 . . . . .	91
6.2	Simuleringer med modell 2.1 . . . . .	91
6.2.1	Simulering 2.1a - Baneoppvarming uten lading . . . . .	92
6.2.2	Simulering 2.1b - Baneoppvarming med lading . . . . .	95

6.2.3	Oppsummering av simulering med modell 2.1 . . . . .	100
6.3	Simulering med modell 2.2 . . . . .	100
6.3.1	Simulering 2.2a - DHW uten gjenvinning av avløpsvann . . . . .	100
6.3.2	Simulering 2.2b - DHW med gjenvinning av avløpsvann . . . . .	103
6.3.3	Oppsummering av simulering med modell 2.2 . . . . .	108
6.4	Simulering med modell 2.3 . . . . .	108
6.4.1	Simulering 2.3 - Baneoppvarming og DHW . . . . .	108
6.4.2	Oppsummering av simulering med modell 2.3 . . . . .	114
6.5	Simulering med modell 3 . . . . .	115
6.5.1	Simulering 3a - Oppvarming av næringsbygg uten fjernvarme og lading av brønnpark . . . . .	115
6.5.2	Simulering 3b - Oppvarming av næringsbygg med fjernvarme og lading av brønnpark . . . . .	117
6.5.3	Oppsummering av simulering med modell 3 . . . . .	121
6.6	Simulering med modell 4 . . . . .	121
6.6.1	Simulering 4 - Komplette energisystem . . . . .	121
6.6.2	Oppsummering av simulering med modell 4 . . . . .	126
6.7	Konvergenstest . . . . .	127
6.8	Kostnadsbesparelse . . . . .	128
6.9	Potensielle feilkilder . . . . .	130
<b>7</b>	<b>Avslutning</b>	<b>132</b>
7.1	Konklusjon . . . . .	132
7.2	Videre arbeid . . . . .	133

<b>A</b>	<b>Utledning av Fourier ligningen</b>	<b>140</b>
<b>B</b>	<b>Termodynamikk</b>	<b>142</b>
B.1	Grunnbegreper . . . . .	142
B.2	Termodynamikkens to lover . . . . .	146
<b>C</b>	<b>Naturlig konveksjon og Newtons avkjølingslov</b>	<b>148</b>
<b>D</b>	<b>Utfordringer knyttet til basistilfelle</b>	<b>150</b>
<b>E</b>	<b>Parameterverdier - Komplette Arena</b>	<b>152</b>
E.1	Borehull (type 557a) . . . . .	152
E.2	Solfanger (type 73) . . . . .	154
E.3	Fjernvarme (type 6) . . . . .	156
E.4	Bygning - Enkel-sone struktur (type 12c) . . . . .	156
E.5	Varmepumpe (type 927) . . . . .	158
E.6	Akkumulatortank (type 4c) . . . . .	159
E.7	Pumpe (type 3d) . . . . .	159
E.8	Ekstern varmeveksler (type 91b) . . . . .	160
E.9	Væsketermostater (type 2) . . . . .	160
E.10	Luftermostater (type 108) . . . . .	161
E.11	Forandringsfunksjoner (type 14h) . . . . .	162
E.12	Værdata (type 15-3) . . . . .	163



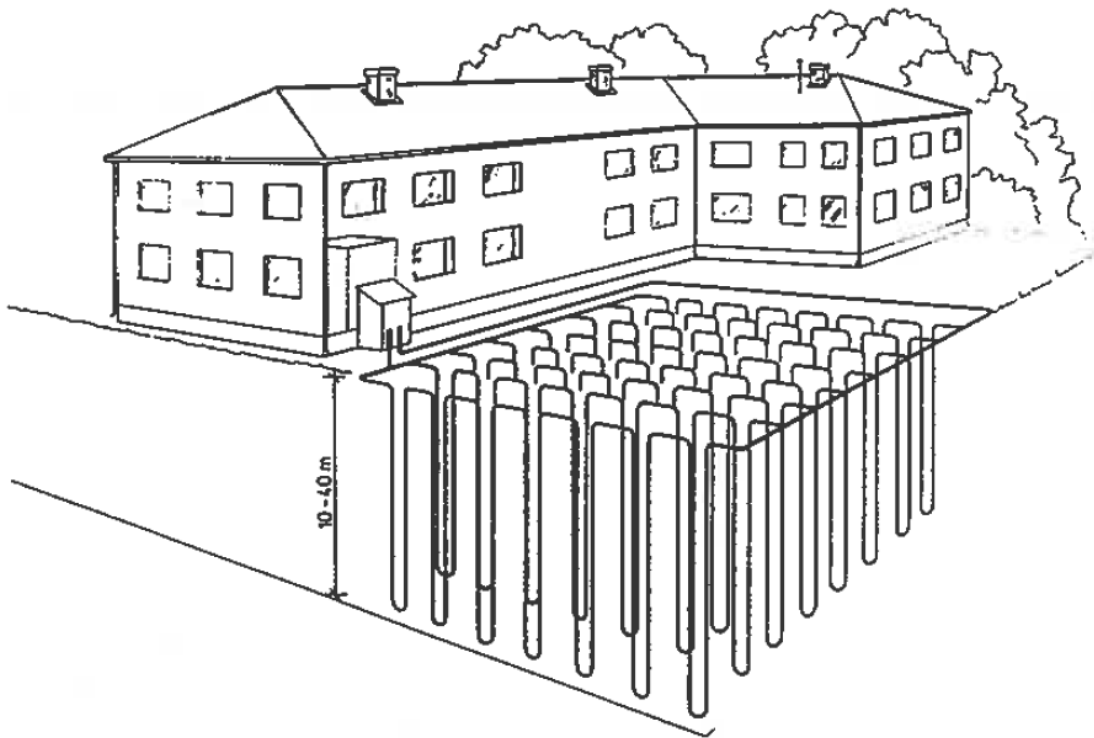
# Kapittel 1

## Innledning

### 1.1 Bakgrunn

I takt med økt levestandard har behovet for energi vokst frem. Fossilt brennstoff har vært en primærkilde de siste tiårene, men med flere og strengere restriksjoner rundt en mer miljøvennlig klode har man måtte gå i tenkeboksen for å finne fornybare løsninger. Geotermisk energi er en av de anbefalte løsningene [45]. Dette er en allerede kjent energitype som har økt i popularitet de siste årene. Estimeringer foretatt i årene 2010-2015 viser at produksjonen fra geotermiske systemer på verdensbasis (48 land) har økt med 0,325 EJ/årlig, noe som tilsvarer en prosentvis økning på 62% [20].

Geotermisk energi defineres som termisk energi knyttet til energi fra jordens indre. I tillegg påvirkes denne energitypen av andre klimaeffekter, som blant annet solinnstråling. Det er mulig å dele opp geotermisk energi inn i to kategorier; grunn og dyp geotermisk energi. Grunn geotermisk energi er i all hovedsak energi som blir utvunnet fra berggrunnen ned mot 500 meters dybde. Fra 500 meters dybde blir denne energitypen omtalt som dyp geotermisk energi. Ved nåværende tidspunkt faller alle brønnparker i Norge innenfor kategorien grunn geotermisk energi [36], noe som vil være fokusområdet i denne oppgaven. Det finnes ulike varianter for å utvinne energi fra grunne geotermiske systemer. Blant annet kan utvinningen foretas med et vertikalt, åpent, eller lukket borehull [1]. Et åpent system blir ofte omtalt som varme grunnvannskilder, eller naturlige hydrotermiske systemer. Slike systemer er avhengig av at det eksisterer en grunnvannskilde i nærheten, noe som ikke alltid er tilfelle. Derimot kan et lukket system etableres selv uten en grunnvannskilde i reservoaret. Illustrasjon av et slikt system vises i figur 1.1.



Figur 1.1: Illustrasjon av en grunn lukket brønnpark. Figur er hentet fra [12].

Et lukket system består av ett eller flere borehull der en kollektorslange er plassert i borehullet. Et system bestående av flere borehull omtales ofte som en brønnpark. Størrelsen på brønnparken avhenger av hvordan det skal anvendes. Blant annet bør en brønnpark med kun utvinning av energi være større enn en brønnpark der lading inkluderes [1]. Kollektorslangen inneholder en sirkulerende væske som kan defineres som systemets energitransportør. Ved utvinning av energi fra borehullet er den inngående temperaturen til sirkulasjonsvæsken lavere enn temperaturen til det omliggende reservoaret. Dermed vil energi overføres fra reservoaret og til den sirkulerende væsken som videre fører dette opp av borehullet. Det er også mulig å anvende det omliggende reservoaret som et energilager. Dette skjer når den sirkulerende væsken har en høyere temperatur enn det omliggende reservoaret. Ved å anvende reservoaret som et energilager vil snittemperaturen i reservoaret øke noe, som igjen resulterer i at det er mulig å utvinne en større mengde energi i perioder der det er behov for mer energi. For å levere en ønskelig mengde energi til lastsiden blir ofte en geotermisk varmpumpe inkludert. I tillegg til varmpumpen er det også mulig å inkludere andre energikilder, som blant annet en solfanger. Energisystemer bestående av brønnpark, geotermisk varmpumpe, samt andre energikilder, vil omtales som et geotermisk system videre i denne oppgaven.

I Norge er det registrert mer enn 300 geotermiske systemer, bestående av ti til femten borehull [45]. Målinger gjort viser at netto produksjonen fra geotermisk energi er 2,3 TWh/årlig [45]. Den nevnte produksjon har vært økende de siste årene, noe som kan forklares med

en voksende interesse fra universiteter, forskningsinstitutter, industri og privatpersoner. En drivkraft for forskning og utviklingen innenfor dette området er CGER<sup>1</sup> som ble etablert i 2009 [36]. Dette forskningssenteret har i dag sytten partnere innenfor ulike bransjer, og har som mål å fremme geotermisk energi for videre utvikling [36].

Ifølge rapporten *Grunnvarme i Norge – Kartlegging av økonomisk potensial* har geotermisk energi potensial til å dekke 100% av Norges varme- og kjølebehov i 2030 [45]. Denne påstanden blir blant annet begrunnet med en konkurransedyktig pris ved bruk av geotermisk energi. Estimer gjort av NVE<sup>2</sup> viser at denne energitypen har potensial til å dekke 16,4 TWh i 2030 [45]. Om dette estimatet skulle være korrekt vil det bety en årlig kostnadsbesparelse på 13,8 bnNOK (summen er beregnet med utgangspunkt i en elektrisitetspris på 0,9 NOK/kWh) [3]. Et annet argument for videre satsing på geotermisk energi er det geologiske potensialet som finnes i Norge. Nyere data publisert av NGU<sup>3</sup> viser at verdiene for varmestrømning i berggrunnen er høyere enn først antatt [36]. Disse målingene viser at varmestrømningen ved overflaten har verdier mellom 50 og 60 (m.W)/m<sup>2</sup>, noe som gjør den norske berggrunnen godt egnet for geotermiske systemer [36].

Det er kjent at etableringskostnader knyttet til geotermiske systemer er betydelige. Boring gjennom løsmasse og fjell, innkjøp av tilhørende kollektorslanger, sirkulasjonsvæske samt varmepumpe er noen av det som kreves for å oppnå et fullt fungerende geotermisk system. Av den grunn er det avgjørende med god og nøyaktig planlegging for at systemene skal kunne operere optimalt. Ved utforming av større geotermiske systemer anbefales det å foreta simuleringer før etablering. Begrunnelsen for dette er knyttet til det økonomiske aspektet, der et riktig dimensjonert geotermisk system vil sørge for årlige kostnadsbesparelser. Det finnes i dag en rekke ulike modelleringsverktøy med hensikt om å simulere både eksisterende og prosjekterende energisystemer. Ved korrekt bruk av disse verktøyene vil man oppnå simuleringsresultater som forteller hva som er en passende dimensjonering, samt hvordan systemet vil operere både kort- og langsiktig. Utfordringer knyttet til verktøyene er at flere av disse er svært avanserte, og krever rikelig med kunnskap innenfor fagområdet, for å oppnå gode simuleringsresultater. Det er også behov for en stor mengde data fra det tilhørende energisystemet, noe som ofte er utfordrende da dette enten er manglende eller ikke-eksisterende.

## 1.2 Valideringsprosess

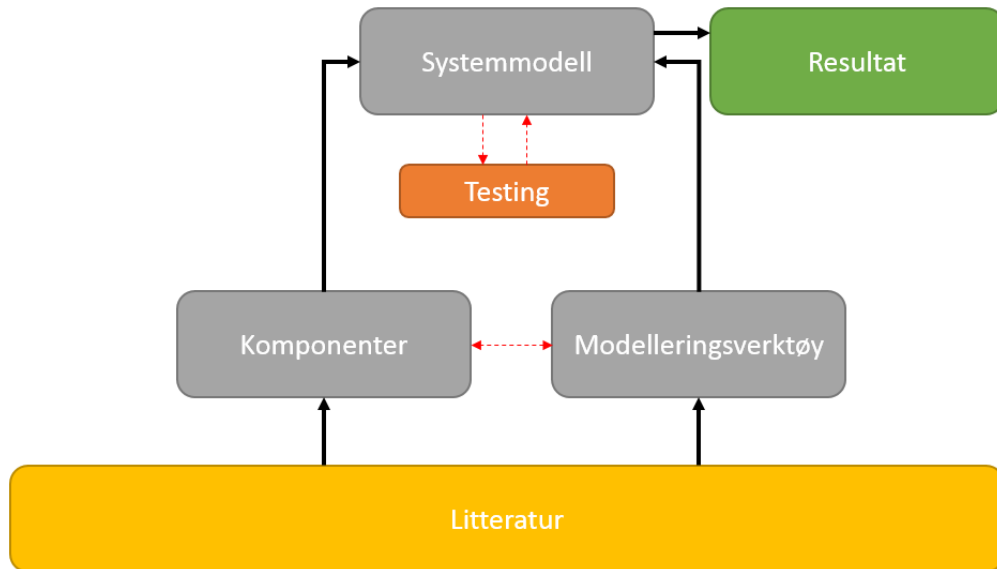
Ved anvendelse av modelleringsverktøy er det helt avgjørende å kunne rettferdiggjøre resultatene som fremkommer i analysen. Det vil derfor bli gitt en beskrivelse av valideringsprosessen som har blitt brukt i denne oppgaven. Denne prosessen illustreres i figur 1.2.

---

<sup>1</sup>Norge Senter for Geotermisk Energi Forskning

<sup>2</sup>Norges vassdrags- og energidirektorat

<sup>3</sup>Norges Geologiske Undersøkelse



Figur 1.2: Illustrasjon av prosessen som anvendes for validering av simuleringsresultater.

For å oppnå god innsikt i et modelleringsverktøy er det naturligvis nødvendig å innhente relevant litteratur. Modelleringsverktøyene som anvendes i denne oppgaven er EED og TRNSYS. Litteratur som har blitt studert for å forstå disse verktøyene er hovedsakelig [10] og [25]. Videre har det blitt gjort en validering av verktøyene i avsnitt 4.3. I det nevnte avsnittet sammenlignes både input- og parameterverdier samt simuleringsresultater for modelleringsverktøyene.

TRNSYS er verktøyet som anvendes for modellering og analyse av et prosjekterende system i denne oppgaven. Denne delen består av oppbygning av ulike systemmodeller. For å sørge for at de tilhørende simuleringsresultatene er pålitelige har det underveis blitt utført testing under kontrollerte forhold. Ved testing av isolerte deler av større modeller, øker forståelsen for hvordan det komplette systemet bør fungere. På denne måten har systemmodellene i underavsnitt 5.2 blitt utviklet og validert.

### 1.3 Målsetning

Norge er i en unik posisjon når det gjelder geotermisk energi, og regnes som et ledende land innenfor bruk av middels store geotermiske varmepumper [20]. Gjennom klimaforliket har det blitt satt et mål om at Norge skal bli klimanøytrale innen 2050 [26], og geotermisk energi anses som en avgjørende faktor for å nå dette målet. Målsetningene for denne oppgaven er følgende:



- **Generell og matematisk beskrivelse av et geotermisk system**  
Ønskelig å gå i dybden av hver enkelt komponent, der formålet er å gi leseren en bedre forståelse av hvordan et geotermisk system er sammensatt og hvordan det fungerer.
- **Sammenligning av to ulike modelleringsverktøy, EED og TRNSYS**  
Dette er to modelleringsverktøy som anvendes mye for simulering av geotermiske systemer. Oppbygningen av disse to verktøyene er ulik, og det er derfor ønskelig å foreta en sammenligning mot et basistilfelle. Formålet er å undersøke det resulterende avviket, og diskutere hva som forårsaker dette.
- **Modellere en effektiv og kostnadsbesparende energiløsning på Komplett Arena**  
Det nåværende energisystemet på Komplett Arena driftes av en ikke-fornybar energikilde. Eierne av anlegget vurderer sterkt en overgang til en mer miljøvennlig energikilde. I den forbindelse har de forespurt en rapport som undersøker et mulig geotermisk system. Målet med denne delen er å utarbeide flere modeller som betrakter de ulike delene av det prosjekterende energisystemet på Komplett Arena. Til slutt er det ønskelig med en komplett modell for det prosjekterende systemet. Målet med denne delen er å utarbeide en energieffektiv samt kostnadsbesparende løsning.

## 1.4 Oversikt

**Kapittel 2 - Teoretisk beskrivelse av grunnvarmesystemer:** For å få en bedre forståelse av et geotermisk system er den bakenforliggende teorien viktig. I denne delen vil det bli gitt en beskrivelse av Fourier- og varmebalanseligningen, analytiske og semi-analytiske løsningsmetoder, samt den numeriske differensmetoden.

**Kapittel 3 - Komponenter i et geotermisk system:** Denne delen omhandler de ulike komponentene som utgjør et geotermisk system. Dette gjelder både hovedkomponentene til energisystemet, og komponentene i henhold til styring og drift. Til slutt vil det bli gitt en kort innføring i to varianter knyttet til testing og monitorering av grunnvarmesystemer.

**Kapittel 4 - Numerisk modelleringsverktøy for geotermiske systemer:** Modelleringsverktøyene EED og TRNSYS anvendes i denne oppgaven. I dette kapitlet vil det bli gitt en beskrivelse av disse verktøyene, samt en sammenligning ved hjelp av et basistilfelle.

**Kapittel 5 - Komplett Arena:** Eierne av Komplett Arena ønsker en rapport knyttet til en mulig utskiftning til et geotermisk system. For å legge et grunnlag for systemmodellene, vil det nåværende energisystemet bli presentert. I tillegg vil nåværende energidata og den omliggende berggrunnen bli diskutert. Basert på dette vil det bli gitt en oversikt, samt beskrivelse av de prosjekterende systemmodellene.

**Kapittel 6 - Simulering og analyse av Komplett Arena:** I denne delen vil de prosjek-

terende systemmodellene bli simulert og analysert.

**Kapittel 7 - Avslutning:** Avslutningsvis blir det gitt en konklusjon på oppgaven, samt forslag til videre arbeid.

**Tillegg:** Utledning av Fourier ligningen vil bli foretatt i tillegg A. Termodynamikkens grunnbegreper, samt to lover blir beskrevet i tillegg B. Videre blir det gitt en beskrivelse av naturlig konveksjon og Newtons avkjølingslov i tillegg C. I tillegg D blir utfordringer knyttet til basistilfelle betraktet. Til slutt, i tillegg E, blir det gitt en oversikt, samt beskrivelse av parameterverdier som brukes i modelleringen av Komplette Arena.

# Kapittel 2

## Teoretisk beskrivelse av grunnvarmesystemer

Formålet med denne delen er å gi en oversikt over teori som de numeriske verktøyene baseres på. I avsnitt 2.1 vil det bli gitt en beskrivelse av Fourier- og varmebalanseligningen, samt tilhørende randbetingelser. Denne beskrivelsen er i tråd med fremgangsmåten gitt i [12] og [16]. Videre, i avsnitt 2.2, vil det bli gitt en beskrivelse av ulike analytiske og semi-analytiske løsningsmetoder. Varmekonduksjon utenfor og varmekonveksjon innenfor borehullet vil bli betraktet. Denne delen følger i hovedsak fremstillingen gitt i [47]. Til slutt, i avsnitt 2.3, vil det bli gitt en overordnet beskrivelse av den numeriske løsningsmetoden som både EED og TRNSYS er basert på. Beskrivelsen gitt om denne metoden følger fremstillingen i [42].

Termodynamikken er sentral i teorien om grunnvarmesystemer. En innføring i termodynamikkens grunnbegreper samt dens to lover er beskrevet i tillegg B. I tillegg C blir naturlig konveksjon og Newtons avkjølingslov beskrevet. Det anbefales en gjennomgang av tillegg B og C før videre lesing.

### 2.1 Fourier- og varmebalanseligningen

Ved utvinning av energi fra et borehull er prinsippet å overføre varme fra et varmere til et kaldere medium. En slik prosess kalles varmekonduksjon og ble først beskrevet av den franske fysikeren Joseph Fourier. I dag omtales denne definisjonen som Fourier's lov og regnes som hjørnesteinen i teorien om varmelære. Fourier's lov defineres med ligningen

$$\vec{q} = -\lambda \nabla T \quad (2.1)$$

der varmestrømningen  $\vec{q}$  i komponentform er gitt ved

$$\frac{\partial q}{\partial x} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x}, \quad \frac{\partial q}{\partial y} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \quad \text{og} \quad \frac{\partial q}{\partial z} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial z}. \quad (2.2)$$

I ligning (2.1) defineres  $\lambda$  som varmeledningsevnen<sup>1</sup>, og  $\nabla T$  som temperaturgradienten. Denne gradienten kan defineres som en fysisk egenskap som beskriver temperaturendringer i ulike retninger.

Varmebalansen for et element i volumet gis med ligningen

$$\nabla \cdot \vec{q} = -C \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.3)$$

der  $C$  er den volumetriske varmekapasiteten<sup>2</sup> i berggrunnen. Ligning (2.3) blir ofte omtalt som varmebalanseligningen og uttrykker differansen mellom varmestrømningene i volumet. I tillegg A blir utledningen av Fourier ligningen beskrevet, der varmebalansen for et endimensjonalt volum blir betraktet.

Varmestrømningen  $\vec{q}$ , som defineres i ligning (2.1), kan settes inn i ligning (2.3). Ved å gjøre dette får vi ligningen

$$\nabla \cdot (\lambda \nabla T) = C \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.4)$$

som ofte omtales som den generelle varmeligningen.

De termiske egenskapene i et volum blir ofte antatt til å være konstante. Hovedsakelig betyr det at varmeledningsevnen  $\lambda$  defineres med en konstant verdi. Denne forenklingen samsvarer med det som blir gjort i modelleringsverktøyene TRNSYS og EED. Om reservoaret består av flere lag med ulik varmeledningsevne er det vanlig å beregne den gjennomsnittlige varmeledningsevnen av reservoaret. Eksempelvis om reservoaret består av et 100 meters dypt borehull der de øvre 50 meterne har varmeledningsevnen 2,1 W/(m.K), mens de nedre 50 meterne har varmeledningsevnen 3,0 W/(m.K) vil varmeledningsevnen beregnes til 2,55 W/(m.K), og dermed ha en konstant verdi for hele reservoaret. Basert på denne antagelsen kan ligning (2.4) skrives om til

$$\nabla \cdot (\nabla T) = \frac{C}{\lambda} \frac{\partial T}{\partial t}. \quad (2.5)$$

Ved bruk av den matematiske identiteten  $\nabla \cdot (\nabla) = \nabla^2$ , samt å definere den termiske diffusiviteten<sup>3</sup>  $\alpha = \frac{\lambda}{C}$  kan ligning (2.5) forenkles til

$$\nabla^2 T = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t}. \quad (2.6)$$

Ligning (2.6) er kjent som Fourier ligningen. Dette er en ligning som beskriver betingelsene som kontrollerer varmestrømningene i et reservoarvolum. Hvilket som helst problem som

---

<sup>1</sup>Varmeledningsevnen beskriver et gitt stoffs evne til å transportere varme ved termisk konduksjon. For eksempel er en væske med høy termisk konduktivitet mer passende som sirkulasjonsvæske enn en væske med lav termisk konduktivitet [24]. Enheten som anvendes er W/(m.K).

<sup>2</sup>Beskrivelse er gitt i tillegg B.1.

<sup>3</sup>Den termiske diffusiviteten er et mål for raten av varmeoverføring fra en kald til en varm side. Beregnes ved å dividere den termiske konduktiviteten med tettheten og den spesifikke varmekapasiteten [10]. Enheten som anvendes er  $m^2/s$ .

omhandler varmekonduksjon må enten tilfredsstillte ligning (2.6) eller en modifisert utgave av ligningen. Selv om det finnes en rekke ulike metoder å beregne varmekonduksjonen i et grunnvarmesystem<sup>4</sup> er felles for alle at de tilfredsstillte Fourier ligningen<sup>5</sup>.

For sylindriske grunnvarmesystemer med et sirkulært tverrsnitt kan ligning (2.6) reformuleres med sylindriske koordinater. Dette gir ligningen

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t}. \quad (2.7)$$

Basert på det sirkulære tverrsnittet av cylinderen kan vi anta symmetri. Dermed neglisjeres  $\theta$ -termene i ligning (2.7) og vi ender opp med ligningen

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t}. \quad (2.8)$$

I noen metoder neglisjeres temperaturvariasjonen i den vertikale retningen. Dermed kan ligning (2.8) forenkles til

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t}. \quad (2.9)$$

Det todimensjonale domenet ligning (2.9) defineres innenfor, består av en indre radius  $r_o$  og en ytre radius  $R$ . Tidsperioden som betraktes er mellom 0 og en maksimal tid  $T$ . Basert på dette, kan domenet beskrives på følgende matematiske måte:

$$r \in \Omega = [r_o, R] \quad (2.10)$$

$$t \in [0, T]. \quad (2.11)$$

### 2.1.1 Randbetingelser

Ved undersøkelse av grunnvarmesystemer er det nødvendig å forhåndsdefinere passende randbetingelser. Dette er også en nødvendighet for å kunne løse ligning (2.8). De to randbetingelsene som vil bli betraktet i denne oppgaven er følgende:

- **Dirichlet betingelsen**

Denne randbetingelsen kan beskrives ved å innføre en konstant temperatur i randen av domenet, noe som betyr at temperaturverdien for løsningen i randen fastsettes.

- **Neumann betingelsen**

En slik randbetingelse betyr å innføre varmestrømning gjennom randen i domenet. Dette kan også defineres som endringsraten av temperaturen i randen på domenet.

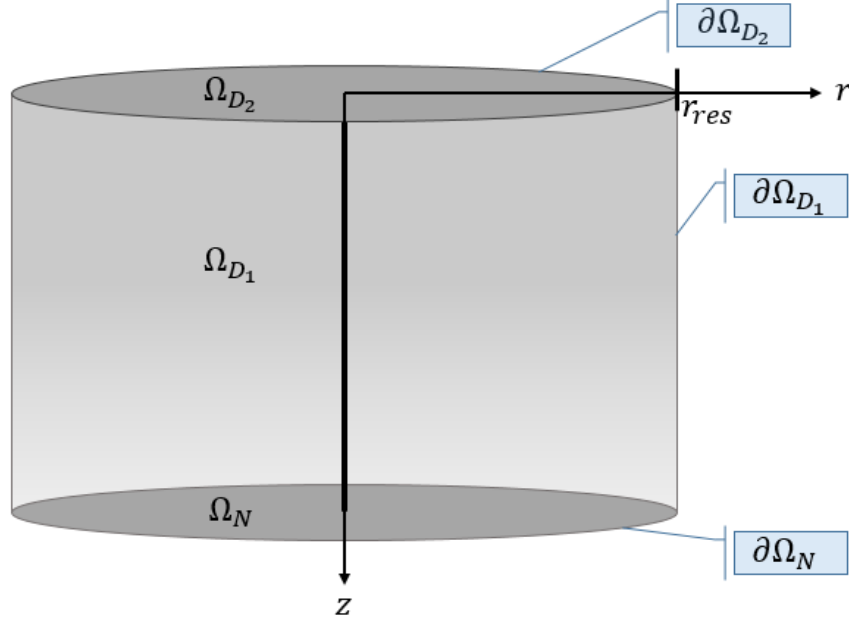
---

<sup>4</sup>Disse metodene er beskrevet i del 2.2.

<sup>5</sup>Gjeldende så lenge man kun har varmestransport ved konduksjon. Hvis ikke får man en ligning som også har et adveksjonsledd.

Figur 2.1 illustrerer det aktuelle domenet, og notasjonen som anvendes i forbindelse med denne. Det øvre domenet  $\Omega_{D_2}$  i reservoarvolumet blir ofte definert med den årlige middeltemperaturen av uteluften [12]. Dirichlet betingelsen er derfor passende for dette domenet. Dermed kan randbetingelsen av det øvre domenet beskrives med ligningen

$$T(r, 0, t) = T_0, \quad (r, z) \in \partial\Omega_{D_2}. \quad (2.12)$$



Figur 2.1: Illustrasjon av det aktuelle domenet.

Sideflatene i det aktuelle domenet, vist i figur 2.1, har en tilnærmet konstant temperatur i den radielle aksens, men varierer i henhold til dybden  $z$ . Basert på dette er også her Dirichlet betingelsen passende for å definere randbetingelsen. Som kjent øker temperaturen i berggrunnen med respekt til dybden. Dette er en egenskap som ofte omtales som en geotermisk varmekraft, og som må inkluderes i randbetingelsen. Randbetingelsen for sideflatene kan dermed uttrykkes med ligningen

$$T(r_{res}, z, t) = T_0 + \frac{\partial T}{\partial z} z, \quad (r_{res}, z) \in \partial\Omega_{D_1}. \quad (2.13)$$

Videre er det nødvendig å definere randbetingelsen i det nedre domenet  $\Omega_N$ . I den inngående normalretningen til den nedre randen må en geotermisk varmekraft  $q$  inkluderes. Denne varmekraften betyr i hovedsak at en mengde varme vil sige opp gjennom den nedre randen. For dette tilfelle må Neumann betingelsen anvendes, og dermed kan randbetingelsen for det nedre domenet gis med ligningen

$$q(t) = -\frac{\partial T(r, z, t)}{\partial n} \lambda, \quad (r, z) \in \partial\Omega_N \quad [W/m^2] \quad (2.14)$$

der  $\lambda$  er varmeledningsevnen i reservoaret.

I tillegg til randbetingelsene til de ulike flatene i reservoaret, er det også nødvendig å definere en randbetingelse for borehullet. Det aktuelle domenet er vist i figur 2.2. Borehullet som betraktes har en aktiv dybde  $d_b$ , samt en total dybde  $d_{b,tot}$ . I virkeligheten blir ofte borehull plassert med en viss dybde fra overflaten, noe som den totale dybden inkluderer. Om temperaturen i borehullet  $T_b$  er konstant over dens dybde, kan vi definere følgende:

$$T_b(r_b, z, t) = T_b(t), \quad d_b < z < d_{b,tot}. \quad (2.15)$$

I tråd med [10] kan utvinningsraten gis med ligningen

$$q(t) = \frac{1}{d_b} \int_{d_b}^{d_{b,tot}} 2\pi\lambda \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_b} dz \quad [W/m]. \quad (2.16)$$

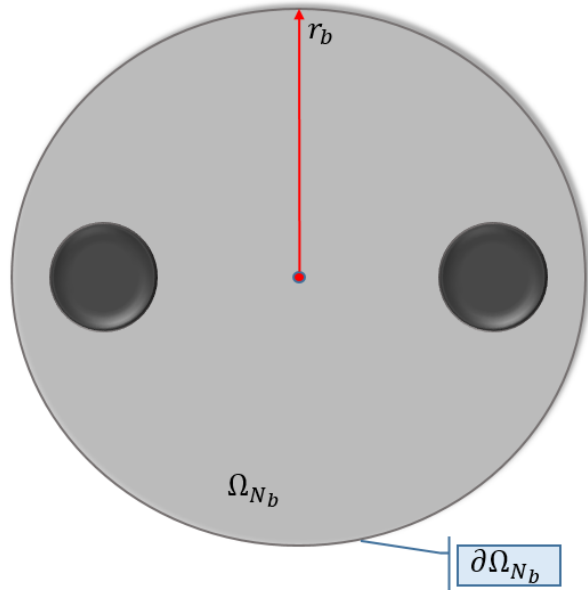
For å kunne beregne temperaturen i borehullet  $T_b(t)$  er det nødvendig å inkludere en foreskrevet utvinningsrate  $q(t)$ . Dermed består det fullverdige ligningssystemet av ligning (2.8), randbetingelsene definert i denne delen, samt en foreskrevet utvinningsrate  $q(t)$ .

## 2.2 Analytiske og semi-analytiske løsningsmetoder

Ved prosjektering av geotermiske systemer blir ofte modelleringsverktøyer anvendt for å optimalisere dimensjoneringen av de ulike komponentene. En av de viktigste komponentene er naturligvis selve grunnvarmesystemet. Grunnlaget for modelleringsverktøyenes beregning av grunnvarmesystemet har sitt opphav fra ulike analytiske og semi-analytiske løsningsmetoder. Derfor kan det anses som en nødvendighet å beherske disse løsningsmetodene, før modelleringsverktøy anvendes. I denne delen vil det bli gitt en beskrivelse av noen ulike metoder som anvendes til å beregne varmetransporten utenfor, samt innenfor borehullet.

### 2.2.1 Varmekonduksjon utenfor borehullet

Det finnes en rekke ulike metoder for å beregne varmekonduksjonen utenfor borehullet. Blant disse har vi Kelvin's linje sluk, Sylindrisk sluk og Eskilson's metode. Felles for disse metodene



Figur 2.2: Illustrasjon av borehullsdomenet sett ovenfra.

er at alle tilfredsstillende Fourier ligningen (2.6). For å illustrere hvordan Fourier ligningen med tilhørende initial- og randbetingelser kan løses, vil dette bli gjort for Kelvin's linje sluk teori. Løsningsstrategien som anvendes følger fremgangsmåten gjort i [2].

## Kelvin's linje sluk

Det aller første forsøket på å finne en analytisk løsning av et grunnvarmesystem ble gjort ved hjelp av Kelvin's linje sluk teori. Ingersoll et al. (1954) var de første som brukte denne teorien til å beregne den termiske varmeoverføringen i grunnvarmesystemet [16]. Følgende antagelser er definert i metoden:

- (i) Linje sluk i et uendelig stort reservoar. Initial- og randbetingelsen kan uttrykkes som

$$T(t = 0) = T_i \quad \text{og} \quad T(r = \infty) = T_i. \quad (2.17)$$

- (ii) Homogent reservoar. Innebærer at egenskaper slik som blant annet varmeledningsevnen i berggrunnen  $\lambda$  er konstant med respekt til tid. Matematisk kan dette uttrykkes med ligningen

$$\frac{\partial \lambda}{\partial t} = 0. \quad (2.18)$$

- (iii) Konstant rate av innkommende varme  $q$  [ $W/m$ ] langs den aksielle aksen. Dette er gitt med ligningen

$$r \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{q}{2\pi\lambda}, \quad t > 0. \quad (2.19)$$

La oss ta et steg tilbake og diskutere hvordan man kommer frem til ligning (2.19). I tråd med beskrivelse gitt i [2] er det kjent at  $q$  beregnes ved å dividere den volumetriske varmestrømningen  $Q$  [ $m^3/s$ ] med arealet som væsken strømmen gjennom. Utformingen av volumet som betraktes i denne metoden er sylindrisk samt symmetrisk. Ved å integrere  $q$  fra 0 til  $2\pi$  vil det resulterende uttrykket samsvare med ligning (2.19).

Siden radiusen av selve borehullet er liten i forhold til reservoaret, kan vi approksimere reservoaret som et linjesluk. Dermed ender vi opp med følgende randbetingelse:

$$\lim_{r \rightarrow 0} r \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{q}{2\pi\lambda}, \quad t > 0. \quad (2.20)$$



Basert på antagelsene gitt ovenfor, samt ligning (2.9) får vi et komplett ligningssett. Vi skal nå løse dette ligningssettet ved hjelp av *Boltzmann Transformasjonen*. Vi begynner med å introdusere variabelen

$$u = \frac{r^2}{4t} \frac{1}{\alpha} \quad (2.21)$$

der vi antar at  $T = T(u)$ .

Det er videre nødvendig å finne et uttrykk for hvert ledd i ligning (2.9). Dette gir ligningene

$$\frac{\partial T}{\partial r} = \frac{dT}{du} \frac{\partial u}{\partial r} = \frac{r}{2t} \frac{1}{\alpha} \frac{dT}{du}, \quad (2.22)$$

$$r \frac{\partial T}{\partial r} = 2u \frac{dT}{du}, \quad (2.23)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) &= \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{r^2}{2t} \frac{1}{\alpha} \frac{dT}{du} \right) \\ &= \frac{1}{\alpha} \frac{r}{t} \left( \frac{dT}{du} + \frac{d^2T}{du^2} u \right), \end{aligned} \quad (2.24)$$

og

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial T}{\partial u} \frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{dT}{du} \frac{r^2}{4} \frac{1}{\alpha} \frac{1}{t^2} = -\frac{1}{t} u \frac{dT}{du}. \quad (2.25)$$

Videre setter vi inn uttrykkene (2.22)-(2.25) inn i ligning (2.9). Ved å løse for  $\frac{dT}{du}$  ender vi opp med ligningen

$$\frac{dT}{du} = C_2 \frac{1}{u} e^{-u} \quad (2.26)$$

der  $C_2$  er en konstant som kan løses ved å introdusere randbetingelsen gitt i ligning (2.20). Ved å kombinere denne randbetingelsen med ligning (2.23) finner vi følgende:

$$\Rightarrow r \frac{\partial T}{\partial r} = 2u \frac{\partial T}{\partial u} \quad \text{og } u \rightarrow 0 \quad \text{når } r \rightarrow 0 \quad (2.27)$$

$$\Rightarrow \lim_{r \rightarrow 0} 2u \frac{\partial T}{\partial u} = \lim_{r \rightarrow 0} r \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{q}{2\pi\lambda}. \quad (2.28)$$

Dermed får vi følgende løsning for konstanten  $C_2$ :

$$2u \frac{dT}{du} = 2C_2 e^{-u} \Big|_{u \rightarrow 0} = 2C_2 \quad \Rightarrow \quad C_2 = \frac{q}{4\pi\lambda}. \quad (2.29)$$

Ved å sette løsningen av  $C_2$  tilbake inn i ligning (2.26) ender vi opp med uttrykket

$$\frac{dT}{du} = \frac{q}{4\pi\lambda} \frac{1}{u} e^{-u}. \quad (2.30)$$

Vi er nå i en posisjon der vi kan betrakte temperaturen i borehullet  $T_b(t)$ . Dette gjøres på følgende måte:

$$\begin{aligned}
T_b(t) - T_i &= \int_{t=0}^t dT = \int_{\infty}^{u^*} \frac{dT}{du} du, & u^* &= \frac{r_b^2}{4t} \frac{1}{\alpha} \\
&= \int_{\infty}^{u^*} C_2 \frac{e^{-u}}{u} du \\
&= - \int_{u^*}^{\infty} C_2 \frac{e^{-u}}{u} du \\
&= -C_2 E_1(u^*).
\end{aligned} \tag{2.31}$$

Konstanten  $C_2$  har vi allerede løst, og det er dermed nødvendig å betrakte  $E_1(u^*)$ .

$$E_1(u^*) \stackrel{\text{def}}{=} \int_{u^*}^{\infty} \frac{e^{-u}}{u} du = \gamma - \ln(u^*) - \sum_{k=1}^{\infty} \frac{(-u^*)^k}{k k!}, \quad x > 0 \tag{2.32}$$

der  $\gamma = 0,5772$  omtales som Euler-Mascheroni konstanten. For  $x \ll 1$  har vi følgende:

$$E_1(u^*) \approx -\gamma - \ln(u^*). \tag{2.33}$$

Dette er en akseptabel forkortning når  $u^* \approx 0,01$ . Dermed akseptabel når borehullsradiusen er liten og  $t >$  minutter (Den transiente løsningen er gyldig for timer). Vi løser nå for  $T_b(t)$  og ender opp med løsningen

$$\begin{aligned}
T_b(t) &= T_i - \frac{q}{4\pi\lambda} \left( -\gamma - \ln \left( \frac{r_b^2}{4t} \frac{1}{\alpha} \right) \right) \\
&= T_i - \frac{q}{4\pi\lambda} \left( -\ln(e^\gamma) + \ln \left( \frac{4t\gamma}{r_b^2} \right) \right) \\
&= T_i - \frac{q}{4\pi\lambda} \ln \left( \frac{4t\gamma}{r_b^2 e^\gamma} \right), & e^\gamma &= 1,781.
\end{aligned} \tag{2.34}$$

Det bør nevnes at linjesluk temperaturen er evaluert ved borehullsradiusen, altså  $r = r_b$ . Derfor er det nødvendig å inkludere effekten av den termiske resistansen mellom sirkulasjonsvæsken og borehullsveggen  $R_b$ . Sirkulasjonsvæskens temperatur  $T_f$  kan dermed beregnes med ligningen

$$T_f(t) = T_b(t) + q \cdot R_b \tag{2.35}$$

der  $T_b$  er gitt med ligning (2.34).

## Sylindrisk sluk

I likhet med Kelvin's linje sluk løser denne det termiske problemet kun for radielle koordinater. Et grunnvarmesystem består av en sylinder (borehull) med et omliggende medium (reservoar). Dette er en metode som er utarbeidet av Carslaw og Jaeger, beskrevet i [7]. Følgende antagelser er definert:

- (i) Konstant rate av innkommende varme  $q$  [ $W/m$ ]. Dette samsvarer med antagelsen gitt for Kelvin's linje sluk.
- (ii) Termiske egenskaper er konstante. Dette samsvarer også med antagelser gitt for Kelvin's linje sluk.
- (iii) Varmeoverføringen mellom reservoar og borehull med perfekt kontakt er kun av varmeledningskonduksjon. Dermed er temperaturen kontinuerlig i randen mellom borehullet og reservoaret.
- (iv) Sylindere har en konstant varmekonduktivitet over den ytre overflaten. Dermed blir cylinderen ofte betraktet som den ytre randen til borehullet.

Basert på disse antagelsene kan det termiske problemet beskrives med ligningene

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} - \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} = 0, \quad r_b < r < \infty, \quad (2.36)$$

$$-2\pi r_b \lambda \frac{\partial T}{\partial t} = q, \quad r = r_b, \quad t > 0 \quad (2.37)$$

og

$$T - T_0 = 0, \quad t = 0, \quad r > r_b \quad (2.38)$$

der  $r_b$  er radiusen til selve borehullet. Løsningen til det sylindriske sluket er gitt med ligningen

$$T(r, t) - T_0 = \frac{q}{\lambda} G(z, p) \quad (2.39)$$

hvor,  $z = \frac{at}{r_b}$  og  $p = \frac{r}{r_b}$ . Det skal også legges til at den innkommende varmekonduktivitet  $q$  er en tidsavhengig funksjon i løsningen. Videre har vi  $G(z, p)$  som blir omtalt som sylindrisk slukfunksjon. Dette er en kompleks funksjon som er krevende å løse analytisk. Av den grunn er det vanlig at denne blir løst numerisk.

### Eskilson's metode

Både Kelvin's linje sluk og Sylindrisk linje sluk neglisjerer varmeoverføringen i den aksiale retningen. Av den grunn ønsket Eskilson å modifisere disse metodene med en ny metode som også betrakter varmeoverføringen i den aksiale retningen. Eskilson fant en metode som tar utgangspunkt i et borehull med en endelig lengde. Følgende antagelser er definert i denne metoden:

- (i) Homogent reservoar, noe som samsvarer med antagelsen gitt for Kelvin's linje sluk.

(ii) Konstant rand- og initialbetingelser. Matematisk er denne antagelsen gitt med ligning (2.40) og (2.41).

(iii) Neglisjerer den termiske kapasiteten til borehullet.

Eskilson valgte også å anvende sylindriske koordinater. Denne metoden tar utgangspunkt i ligning (2.8), der de tilhørende rand- og initialbetingelsene er gitt ved

$$T(r, 0, t) = T_0, \quad (2.40)$$

$$T(r, z, 0) = T_0 \quad (2.41)$$

og

$$q(t) = \frac{1}{d_b} \int_{d_b}^{d_{b,tot}} 2\pi r \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_b} dz \quad [W/m] \quad (2.42)$$

der  $d_b$  er aktive lengden av borehullet og  $d_{b,tot}$  er den totale lengden av borehullet.

I Eskilson's metode blir den differensmetoden anvendt til å beregne temperaturresponsfaktorer ved ulike borehullskonfigurasjoner. Disse responsfaktorene blir ofte omtalt som g-funksjoner, og defineres som karakteristiske løsninger. Løsningen av temperaturen i borehullet  $T_b$  er gitt med ligningen

$$T_b - T_0 = -\frac{q}{2\pi\lambda} G\left(\frac{t}{t_s}, \frac{r_b}{L}\right). \quad (2.43)$$

G-funksjonen knytter temperaturen i borehullsveggen med utvinningsraten fra det omliggende området. Den karakteristiske løsningen er representert ved en dimensjonsløs tid, samt at den i tillegg avhenger av en dimensjonsløs geometrisk parameter.  $t/t_s$  er den dimensjonsløse tiden, der  $t_s$  er den karakteristiske tiden gitt ved  $t_s = L^2/9a$ . Dette beskriver det tar før systemet når en stabil tilstand. Videre har vi  $r_b/L$  som er den dimensjonsløse borehullsradiusen. Denne uttrykkes som forholdet mellom borehullsradiusen  $r_b$  og borehullsdybden  $L$ .

## 2.2.2 Varmekonveksjon inne i borehullet

Den termiske resistansen inne i borehullet har en viktig rolle for ytelsen av et grunnvarmesystem. Formålet med denne delen er å beregne temperaturen til sirkulasjonsvæsken, altså både temperaturen til innløps- og utløpsvæsken. For å finne dette er det nødvendig å betrakte temperaturen langs borehullsveggen, dens varmestrømning og den termiske resistansen. Dette kan beskrives i ulike dimensjoner, men i denne delen vil det kun bli gitt en beskrivelse av et todimensjonalt system.

Hellström utledet en analytisk todimensjonal løsning av den termiske resistansen i U-røret. Dette ble gjort i tverrsnittet, vinkelrett til akse av borehullet. I denne todimensjonale modellen er temperaturen av sirkulasjonsvæsken beskrevet som en superposisjon av to separate temperaturresponser. Disse to er forårsaket av varmekretsene per enhet lengde,  $q_1$  og  $q_2$ , fra de to rørene i U-røret.

Om temperaturen i borehullsveggen,  $T_b$  er betraktet som uniform langs hele borehullsdybden kan temperaturen til sirkulasjonsvæsken i U-røret beregnes med ligningene

$$T_{f_1} - T_b = (R_{(1,1)} \cdot q_1) + (R_{(1,2)} \cdot q_2) \quad (2.44)$$

og

$$T_{f_2} - T_b = (R_{(1,2)} \cdot q_1) + (R_{(2,2)} \cdot q_2) \quad (2.45)$$

hvor  $R_{(1,1)}$  og  $R_{(2,2)}$  er den termiske resistansen mellom sirkulasjonsvæsken i hvert rør, og i borehullsveggen.  $R_{(1,2)}$  defineres som den termiske resistansen mellom de to rørene.

Videre ved hjelp av en lineær transformasjon av ligningene (2.44) og (2.45) ender vi opp med følgende ligninger for varmekretsene:

$$q_1 = \frac{T_{f_1} - T_b}{R_1^\Delta} + \frac{T_{f_1} - T_{f_2}}{R_{(1,2)}^\Delta} \quad (2.46)$$

og

$$q_2 = \frac{T_{f_2} - T_b}{R_2^\Delta} + \frac{T_{f_2} - T_{f_1}}{R_{(1,2)}^\Delta} \quad (2.47)$$

hvor

$$R_1^\Delta = \frac{R_{(1,1)}R_{(2,2)} - R_{(1,2)}^2}{R_{(2,2)} - R_{(1,2)}}, \quad (2.48)$$

$$R_2^\Delta = \frac{R_{(1,1)}R_{(2,2)} - R_{(1,2)}^2}{R_{(1,1)} - R_{(1,2)}}, \quad (2.49)$$

og

$$R_{(1,2)}^\Delta = \frac{R_{(1,1)}R_{(2,2)} - R_{(1,2)}^2}{R_{(1,2)}}. \quad (2.50)$$

Oftest har rørene i borehullet en symmetrisk disposisjon. Eksempel på et slikt tilfelle er vist i figur 2.2. Et resultat av dette er at  $R_{(1,1)} = R_{(2,2)}$ , og vi ender dermed opp med ligningene

$$R_1^\Delta = R_2^\Delta = R_{(1,1)} + R_{(1,2)} \quad (2.51)$$

og

$$R_{1,2}^{\Delta} = \frac{(R_{(1,1)}^2 - R_{(1,2)}^2)}{R_{(1,2)}}. \quad (2.52)$$

Det er verdt å merke seg at det ikke forekommer noe betydelig endring mellom temperaturen i innløps- og utløpsrøret. Årsaken er at varmeoverføringen ikke blir betraktet i den aksielle retningen. Basert på dette kom Eskilson opp med følgende antagelse for å forenkle problemet:

$$T_{f_1} = T_{f_2} = T_f, \quad q_1 = q_2 = \frac{q}{2}. \quad (2.53)$$

Dermed kan den termiske resistansen mellom væsken og borehullsveggen beregnes ved,

$$R_{(b,2)} = \frac{R_{(1,1)} - R_{(1,2)}}{2}. \quad (2.54)$$

Med disse antagelsene kan temperaturen av innløps- og utløpsvæsken beregnes på en enkel måte. Det er derimot visse begrensninger ved Eskilson's antagelser. Ovenfor blir det antatt at innløps- og utløpstemperaturen har samme temperaturen gjennom prosessen, noe som ikke er realistisk. I virkeligheten ville disse hatt ulik temperatur, og dermed sagt noe om egenskapene til selve borehullet. Varmekonduksjonsmodellen i to dimensjoner er derfor ikke tilpasset realistiske målinger. En slik realistisk modell kan finnes ved å utlede varmekonduksjon i tre dimensjoner som tar for seg varmekonduksjonen inne i borehullet. Vi vil ikke utlede dette i denne delen.

## 2.3 Numerisk løsningsmetode

Ved prosjektering av grunnvarmesystemer blir ofte numeriske modelleringsverktøy anvendt. Årsaken til at dette blir valgt fremfor de analytiske og semi-analytiske løsningsmetodene er fordi de er fleksible samt ferdig programmert, noe som gir mulighet til å beregne ulike varianter raskt og nøyaktig. Ifølge [6] anvendes Superposisjon av borehullsmetoden (SBM) i EED. Temperaturfeltet rundt hvert borehull beregnes ved hjelp av differensmetoden. I tillegg er også TRNSYS basert på den nevnte metoden [13]. Dette gjelder naturligvis borehullskomponenten. Detaljer rundt hvordan de numeriske løsningsmetodene anvendes i sine respektive modelleringsverktøy er beskrevet i underavsnitt 3.1.1. Som en innføring vil vi i denne delen gi en overordnet beskrivelse av differensmetoden.

### 2.3.1 Differensmetoden

Denne metoden anvendes for å løse kontinuerlige differensialligninger. Dette gjøres ved å erstatte differensialligningene med diskrete approksimasjoner. Diskret betyr at den numeriske løsningen bare er kjent for et endelig antall punkter i det fysiske domene. Antall valgte

punkter gjenspeiler hvor nøyaktig brukeren selv ønsker løsningen skal være. Denne diskrete approksimasjonen resulterer i et sett av algebraiske ligninger som løses for verdiene av de ukjente diskrete.

Ved anvendelse av denne metoden er det nødvendig å definere en mesh, altså et rutenett bestående av noder. Dette rutenettet er et sett av punkter der den diskrete løsningen beregnes. Ved å tegne streker mellom nodene i domenet vil rutenettet synliggjøres. I denne delen vil et punktbasert rutenett betraktes.

Hovedideen er å erstatte de kontinuerlige derivasjonene med uttrykk som betrakter de diskrete verdiene i den assosierte posisjonen i rutenettet. I avsnitt 2.2 ble blant annet varmeledningsligningen diskutert. For å ikke overkomplisere denne delen velger vi å betrakte ligning (2.6) i et endimensjonalt romlig koordinatsystem. Dette gir ligningen

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}. \quad (2.55)$$

For at ligning (2.55) skal ha en entydig løsning er det nødvendig å definere rand- og initialbetingelser. Det finnes en rekke ulike randbetingelser, som blant annet Neumann og Dirichlet betingelsene<sup>6</sup>. Vi ønsker ikke å overkomplisere randbetingelsene og velger derfor de enkle betingelsene

$$T(0, t) = T_0 \quad \text{og} \quad T(L, t) = T_L \quad (2.56)$$

der initialbetingelsen er  $T(x, 0) = f_0(x)$ .

Neste steg er å definere det diskrete rutenettet. Metoden finner den approksimerte løsningen til  $T(x, t)$  for et endelig sett av  $x$  (rom) og  $t$  (tid). For  $x$  velger vi en uniform avstand i intervallet  $0 \leq x \leq L$ . Dette gir ligningen

$$x_i = (i - 1)\Delta x, \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (2.57)$$

der  $N$  er definert som det totale antallet romlige noder, inkludert nodene i randen. Gitt  $L$  og  $N$  kan avstanden mellom  $x_i$  beregnes med ligningen

$$\Delta x = \frac{L}{(N - 1)}. \quad (2.58)$$

På samme måte velges den diskrete tiden  $t$  til å ha en uniform avstand på intervallet  $0 \leq t \leq t_{maks}$ . Dette gir ligningen

$$t_m = (m - 1)\Delta t, \quad m = 1, 2, \dots, M \quad (2.59)$$

der  $M$  defineres som antall tidssteg og  $\Delta t$  defineres som størrelsen på hvert tidssteg.  $\Delta t$  gis med ligningen

$$\Delta t = \frac{t_{maks}}{(M - 1)}. \quad (2.60)$$

---

<sup>6</sup>Neumann- og Dirichlet randbetingelsen er beskrevet i underavsnittet 2.1.1

Videre må differens approksimasjonen betraktes. Det finnes en rekke ulike formler av denne approksimasjonen. Blant annet finnes første ordens fremover, bakover og sentral differens, samt andre ordens sentral differens. Alle disse utledes ved bruk av Taylorutviklingen. For ligning (2.55) er det passende å anvende fremover differens for tiden og sentral differens for rommet.

Det er nå nødvendig å erstatte differensialligningene i ligning (2.55) med diskrete approksimasjoner. Ved å anvende fremover differens for den tidsderiverte får vi ligningen

$$\frac{\partial T}{\partial t}|_{t_{m+1}, x_i} = \frac{T_i^{m+1} - T_i^m}{\Delta t} + O(\Delta t) \quad (2.61)$$

der termen på høyresiden kun involverer  $T$  ved  $x = x_i$ .

Neste steg blir å betrakte den romderiverte i ligning (2.55) ved å bruke sentral differens approksimasjonen. Dette gir ligningen

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}|_{x_i} = \frac{T_{i-1}^m - 2T_i^m + T_{i+1}^m}{\Delta x^2} + O(\Delta x^2). \quad (2.62)$$

Videre erstatter vi både den tids- og romderiverte i ligning (2.55) med definisjonene gitt i ligning (2.61) og (2.62). Dermed ender vi opp med ligningen

$$\frac{T_i^{m+1} - T_i^m}{\Delta t} = \alpha \frac{T_{i-1}^m - 2T_i^m + T_{i+1}^m}{\Delta x^2} + O(\Delta t) + O(\Delta x^2). \quad (2.63)$$

Det er spesielt to ting å notere i ligning (2.63), trunckeringsfeilen har ulik orden, samt at  $T_i^{m+1}$  er mulig å løse eksplisitt basert på de andre verdiene av  $T$ . Ved å neglisjere trunckeringsfeilen og løse for  $T_i^{m+1}$  får vi ligningen

$$T_i^{m+1} = T_i^m + \alpha \Delta t \left( \frac{T_{i-1}^m - 2T_i^m + T_{i+1}^m}{\Delta x^2} \right). \quad (2.64)$$

Ofte blir ligning (2.64) forenklet ved å definere  $\tau = \alpha \frac{\Delta t}{\Delta x^2}$ . Dette gir ligningen

$$T_i^{m+1} = \tau T_{i+1}^m + (1 - 2\tau) T_i^m + \tau T_{i-1}^m. \quad (2.65)$$

Ligning (2.65) kan uttrykkes i matrise form

$$AT^m = T^{m+1} \quad (2.66)$$

der  $A$  er tridiagonal matrisen, som er gitt ved

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \tau & (1 - 2\tau) & \tau & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \tau & (1 - 2\tau) & \tau & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & \ddots & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \tau & (1 - 2\tau) & \tau \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$



$T^{m+1}$  er vektoren bestående av  $T$  verdiene ved tidssteg  $m + 1$ , og  $T^m$  er vektoren bestående av  $T$  verdiene ved tidssteg  $m$ .

Det er kjent at at varmebalanseligningen ofte løses i sylindriske koordinater for geotermiske systemer. Hovedårsaken til dette er den geometriske utformingen av slike systemer. Ligning (2.55) kan uttrykkes i radielle koordinater med ligningen

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\alpha}{r} \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right]. \quad (2.67)$$

Diskretiseringen av ligning (2.67) kan foretas ved hjelp av fremgangsmåten som har blitt beskrevet i dette underavsnittet for kartesiske koordinater. Igjen introduseres et rutenett bestående av  $N$  noder. Vi har  $r_i$  der  $i = 1, 2, \dots, N$  og  $t_m$  der  $m = 1, 2, \dots, M$ . Gitt radiusen  $R$  og  $N$  kan avstanden mellom nodene uttrykkes med ligningen

$$\Delta r = \frac{R}{N - 1}. \quad (2.68)$$

På samme måte som tidligere velges den diskrete tiden til å være uniform, og defineres dermed med ligning 2.60. Ved å approksimere denne ved hjelp av fremover differens ender vi opp med ligningen

$$\frac{\partial T}{\partial t} \Big|_{t_{m+1}, r_i} = \frac{T_i^{m+1} - T_i^m}{\Delta t} + O(\Delta t) \quad (2.69)$$

Videre approksimeres den romlige diskretiseringen ved hjelp av sentral differens. Dette gjøres på følgende måte:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \Big|_{r_i} = \frac{r_{i+1/2} \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right) - r_{i-1/2} \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right)}{\Delta r} \quad (2.70)$$

$$= \frac{r_{i+1/2} \left( \frac{T_{i+1} - T_i}{\Delta r} \right) - r_{i-1/2} \left( \frac{T_i - T_{i-1}}{\Delta r} \right)}{\Delta r} \quad (2.71)$$

der  $r_{i+1/2}$  er den radielle posisjonen plassert mellom  $r_{i+1}$  og  $r_i$ ,  $r_{i-1/2}$  er den radielle posisjonen plassert mellom  $r_i$  og  $r_{i-1}$ , og  $T_i^m \approx T(r_i, t_m)$ .

Basert på diskretisering av rom og tid i det radielle koordinatsystemet, ender vi opp med ligningen

$$\frac{T_i^{m+1} - T_i^m}{\Delta t} = \alpha \frac{r_{i+1/2} \left( \frac{T_{i+1}^m - T_i^m}{\Delta r} \right) - r_{i-1/2} \left( \frac{T_i^m - T_{i-1}^m}{\Delta r} \right)}{r_i \Delta r}. \quad (2.72)$$

Dette utgjør en eksplisitt metode for de ukjente temperaturene i de ulike nodene ved den nye tiden  $m + 1$ .

# Kapittel 3

## Komponenter i et geotermisk system

Geotermiske systemer kan beskrives ved hjelp av ulike komponenter. Hver av disse komponentene utgjør en viktig rolle når et energisystem skal modelleres og analyseres. For å oppnå gode simuleringer er en god forståelse av komponentene essensielt. Komponentene som brukes i denne oppgaven til å beskrive et geotermisk system er gitt i tabell 3.1.

Systemkomponenter	Komponenter i henhold til styring og drift
Borehull	Sirkulasjonspumpe
Varmepumpe	Væsketermostat
Bygning	Lufttermostat
Akkumulatortank	
Solfanger	

Tabell 3.1: Inndeling av komponentene som beskriver et geotermisk system.

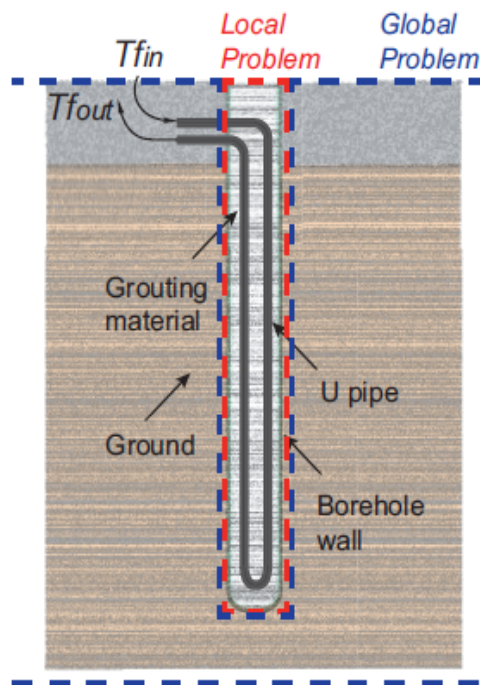
I dette kapitlet beskrives hovedkomponentene som utgjør et geotermisk system. Det vil bli gitt en generell beskrivelse samt hvordan den numeriske løsningsmetoden er satt opp for hver komponent. I EED anvendes en numerisk løsningsmetode kun for borehullskomponenten, mens i TRNSYS anvendes det numeriske metoder for alle komponentene. Derfor vil den numeriske metoden i EED kun bli betraktet i underavsnitt 3.1.1. Beskrivelse av komponentene i TRNSYS er basert på TRNSYS manualen [25], mens i EED er dette basert på Eskilson's doktoravhandling [10]. Ved anvendelse av supplerende kilder vil dette bli gitt i det aktuelle underavsnittet.

## 3.1 Borehull

En god forståelse av borehullskomponenten kan anses som svært avgjørende for å kunne oppnå nøyaktige og gode modelleringer. Dette er en komponent som både i EED og TRN-SYS krever en rekke parameterverdier, noe brukeren selv må implementere. Siden det ikke alltid foreligger tilstrekkelig data, er det viktig å ha kjennskap til hvordan verdiene påvirker modelleringen.

### 3.1.1 Modellering av borehull

Modellering av borehullskomponenten er en kompleks prosess der en rekke ulike faktorer må betraktes. Derfor er det vanlig å dele den totale regionen inn i to underregioner. Illustrasjon av disse regionene er vist i figur 3.1.



Figur 3.1: Illustrasjon av oppdelingen for det lokale og globale problemet i borehullskomponenten. Figur er hentet fra [31].

Videre kan den lokale og globale regionen defineres på følgende måte:

- **Lokal region:** Defineres som den regionen som er knyttet til hvert enkelt borehull. Innenfor denne regionen forekommer det varmeoverføring mellom sirkulasjonsvæsken og borehullsveggen, noe som representeres med en termisk resistans. I tillegg til dette

er det også en samhandling mellom selve borehullet og det nærliggende området rundt borehullet.

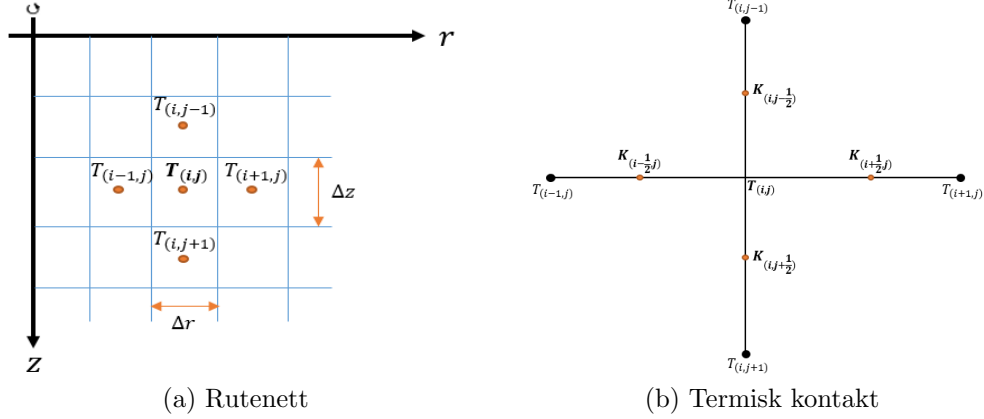
- **Global region:** Dette er en region som betrakter hele reservoaret samt en liten del av det omliggende området. I denne regionen er det ønskelig å betrakte konduksjonsproblemet.

De numeriske løsningsmetodene i både EED og TRNSYS er basert på varianter av differensmetoden. En overordnet beskrivelse av denne metoden er gitt i underavsnitt 2.3.1. I denne delen vil det bli gitt en forklaring av hvordan det lokale og globale problemet løses i sine respektive modelleringsverktøy. Beskrivelsen gitt for den numeriske prosessen i EED følger fremstillingen gitt i [31]. Dette samsvarer med informasjon i [10], som EED baseres på. Videre er den numeriske fremgangsmåten i TRNSYS basert på beskrivelsen gitt i [13]. Detaljene knyttet til det globale problemet i TRNSYS følger fremstillingen gitt i [5].

## Løsning av det globale problemet i TRNSYS

Ifølge [13] beregnes det globale problemet med den todimensjonale sylindriske varmeligningen, gitt i ligning (2.8). Dette løses ved å erstatte den partielle ligningen med diskrete approksimasjoner. Temperaturfeltet  $T(r, z, t)$  er videre approksimert ved hjelp av verdier i de diskrete punktene. Dette leder til et rutenett, som illustreres i figur 3.2(a).

I det globale problemet betraktes reservoarvolumet, samt en tilstrekkelig del av det omliggende området. Geometrien som anvendes er av sylindrisk form med respekt til en akse som er plassert i midten av reservoarvolumet. De termiske egenskapene (varmeledningsevnen og volumetrisk varmekapasitet) antas å være homogene i reservoarvolumet, mens i det omliggende området kan denne variere fra rute til rute. Det er også mulig å definere en rand, enten langs reservoarets overflate, den øvre overflaten eller det omliggende området. Temperaturen langs den øvre overflaten er tidsavhengig, og blir ofte satt til den årlige middeltemperaturen av uteluften. Videre er den indre radielle randen en symmetrisk akse. Dette betyr at ingen varmestrøm vil passere denne randen. Den ytre randen av det omliggende området velges slik at påvirkningen til den termiske prosessen i reservoarvolumet blir ikke-signifikant. Hvor rendene i det globale problemet er lokalisert avhenger av hvordan man definerer reservoarvolumet, de termiske egenskapene, samt simuleringsperioden.



Figur 3.2: Illustrasjon av det numeriske rutenettet og den termiske kontakten mellom nærliggende ruter.

Som det fremkommer i figur 3.2(b) oppstår det en termisk kobling mellom rutene. Dette blir ofte omtalt som ledningsevnen  $K$ . I [13] blir ledningsevnen nevnt, men det blir ikke diskutert hva denne inneholder. Derfor er det av interesse å undersøke hvordan denne er definert. Formlene som brukes for å beregne ledningsevnen gjelder per rute og den totale ledningsevnen. Dette er gitt ved ligningene

$$K' = \frac{w'}{\lambda} \quad \text{og} \quad K_{\text{tot}} = \frac{L_{\text{tot}}}{\sum \frac{K'}{h'} + R'} \quad (3.1)$$

der  $K'$  er ledningsevnen per rute,  $K_{\text{tot}}$  er den totale ledningsevnen,  $w'$  er tykkelsen per rute,  $\lambda$  er varmeledningsevnen,  $L_{\text{tot}}$  er den totale lengden,  $h'$  er høyden per rute og  $R'$  er den termiske resistansen per høyde.

I koordinatsystemet som det globale problemet betraktes i, er det nødvendig å definere  $K$  i retningene  $z$  og  $r$ . Illustrasjon av dette er gitt i figur 3.2(a) og 3.2(b).

For sylindriske koordinater er rutene rotert rundt en bestemt  $r$  med høyde  $z$ , ved en gitt tid  $t$ . Når rutenettet beveger seg i  $j$ -retningen, får vi følgende:

$$L_{\text{tot}} = 2\pi r, \quad H = \Delta r_i, \quad \text{og} \quad w = \Delta z_j. \quad (3.2)$$

Ved å anvende formelen for  $K_{\text{tot}}$  ender vi opp med ligningen

$$K_z = \frac{2\pi r_i}{\frac{\Delta z_{j-1}}{2\lambda_{i,j-1}} + \frac{\Delta z_j}{2\lambda_{i,j}} + R} \quad (3.3)$$

som er strømmingen fra  $(j - 1/2)$  til  $(j + 1/2)$ .

Videre når rutenettet beveger seg i  $i$ -retningen får vi følgende:

$$L_{\text{tot}} = 1, \quad H = \Delta z_j, \quad \text{og} \quad w = \Delta r_i \Rightarrow w = \ln \left( \frac{r_i}{r_{i-1/2}} \right). \quad (3.4)$$

Av beregningsmessige årsaker anvendes den naturlige logaritmen for  $w$ . Det antas at dette ikke går på kompromiss av verdiene siden  $\frac{\Delta r}{r} = \frac{dr}{r} = d(\ln(r)) \approx \Delta(\ln(r))$ .

Ved å anvende formelen for  $K_{\text{tot}}$ , ender vi opp med følgende ligning for ledningsevnen rundt  $r$ -aksen:

$$K_r = K_{i-1/2} = \frac{\Delta z_j}{\frac{1}{2\pi\lambda_{i-1,j}} \ln\left(\frac{r_{i-1/2}}{r_{i-1}}\right) + \frac{1}{2\pi\lambda_{i,j}} \ln\left(\frac{r_i}{r_{i-1/2}}\right) + R}. \quad (3.5)$$

Videre er det nødvendig å betrakte varmestømningen  $F$  i en rute. Dette kan defineres som varme som ruten mottar og løslater. Eksempelvis kan varmestømningen gjennom den venstre randen i rute  $(i, j)$  betraktes. Ved å multiplisere ledningsevnen med temperaturdifferansen ender vi opp med ligningen

$$F_{i-\frac{1}{2},j} = K_{i-\frac{1}{2},j} \cdot (T_{i-1,j} - T_{i,j}). \quad (3.6)$$

I løpet av tidssteget  $\Delta t$  vil enten rutens temperatur øke eller minke. Vi definerer  $T_{i,j}$  som den gamle og  $T_{i,j}^*$  som den nye temperaturen i rute  $(i, j)$ . Ved  $t^* = t + \Delta t$  vil rutens temperatur kunne defineres med ligningen

$$T_{i,j}^* = T_{i,j} + \frac{\Delta t}{c_{i,j}\Delta r_i\Delta z_j} (F_{i-\frac{1}{2},j} - F_{i+\frac{1}{2},j} + F_{i,j+\frac{1}{2}} - F_{i,j-\frac{1}{2}} + I_{i,j}\Delta r_i\Delta z_j) \quad (3.7)$$

der  $I_{i,j}$  er varmesluket i borehullet. I TRNSYS er det nødvendig å inkludere to termer for varmesluket. Den første er det lokale varmesluket  $Q_l$  og defineres som varmeoverføringen fra det lokale problemet, mens den andre er det stabile fluks varmesluket  $Q_{sf}$  og kan beskrives som omfordelingen av varme i reservoaret basert på sirkulasjonsvæsken i U-røret. Dermed settes  $I_{i,j} = Q_{l,i,j} + Q_{sf,i,j}$  inn i ligning (3.8) og vi får ligningen

$$T_{i,j}^* = T_{i,j} + \frac{\Delta t}{c_{i,j}\Delta r_i\Delta z_j} (F_{i-\frac{1}{2},j} - F_{i+\frac{1}{2},j} + F_{i,j+\frac{1}{2}} - F_{i,j-\frac{1}{2}} + Q_{l,i,j}\Delta r_i\Delta z_j + Q_{sf,i,j}\Delta r_i\Delta z_j). \quad (3.8)$$

## Løsning av det globale problemet i EED

Det globale problemet i EED løses ved å betrakte borehullstemperaturen  $T_b(t)$  der varme utvinnes fra reservoaret. Løsningen av det nevnte problemet involverer en tidsavhengig varmeligning der et varmesluk er inkludert. Antagelser knyttet til reservoaret er følgende:

- Reservoaret defineres initialt med den uforstyrrede reservoartemperaturen  $T_0$  samt at det er homogent og isotropisk.

- Reservoaret karakteriseres med den termiske diffusiviteten  $\alpha$  og den termiske konduktiviteten  $\lambda$ .

Som et resultat av disse antagelsene kan det globale problemet skrives som en lineær partiell differensialligning. Denne er gitt med ligning (2.8). En svært viktig egenskap ved lineariteten er at det muliggjør utnyttelse av superposisjonsprinsippet.

Den numeriske prosessen knyttet til det globale problemet er følgende:

- (i) Dekomponering av lastbetingelsen som summen av flere stegfunksjoner.
- (ii) Responstemperaturen ved borehullsveggen bestemmes.
- (iii) Konstruksjon av den endelige løsningen, noe som gjøres ved hjelp av superposisjon. Dette innebærer betraktning av hvert enkelt bidrag fra varmestegene.

For det globale problemet kan den nevnte lastbetingelsen  $q'$  approksimeres som en konstant og stykkevis funksjon. Ved å summere et endelig antall  $n$  stegfunksjoner kan dette approksimeres med ligningen

$$q'(t_n) = \sum_{k=1}^n \Delta q'(t_k) H(t_k - t_n) \quad [W/m] \quad (3.9)$$

der

$$\Delta q'(t_k) = q'(t_k) - q'(t_{k-1}) \quad (3.10)$$

og *Heaviside funksjonen*  $H(t)$  er gitt som

$$H(t) = \begin{cases} 1, & \text{om } t > 0 \\ 0, & \text{om } t < 0. \end{cases} \quad (3.11)$$

Videre er det nødvendig å beregne responstemperaturen. Dette er noe som gjøres ved hjelp av stegrespons funksjonen, som også ofte omtales som  $g$ -funksjonen. Dette er en funksjon som anvendes for å forutsi borehullets oppførsel og som hovedsakelig avhenger av den valgte geometrien av brønnparken. I hovedsak innebærer beregningen å finne temperaturvariasjonen  $\theta_b(t) = T_b(t) - T_0$ . Dette beregnes for en gitt lastbetingelse  $q'(t)$  som er lik  $H(t)$  anvendt i borehullet. Vanlige løsningsstrategier involverer å introdusere forenklinger av modellen. Dette kan blant annet gjelde geometrien av varmesluket som representeres i borehullet. Det eksisterer en rekke ulike analytiske løsningsmetoder for dette. Eksempler er metodene som er beskrevet i underavsnitt 2.2.1. I EED anvendes Eskilson's metode, noe som er begrunnet med at denne metoden tillater betraktning av den endelig lengden av borehullet.

Temperaturen i borehullet  $T_b(t)$ , ved tiden  $t_n$ , er mulig å beregne når verdier knyttet til  $g$ -funksjonen er funnet. En overordnet beskrivelse av hvordan  $g$ -funksjonene beregnes er gitt

i underavsnitt 2.2.1.  $T_b$  beregnes ved å summere opp bidragene gitt i hvert steg, noe som gir ligningen

$$T_b(t_n) - T_0 = \frac{1}{2\pi\lambda} \sum_{k=1}^n \Delta q'(t_k) \cdot g\left(\frac{t_n - t_k}{t_s}\right). \quad (3.12)$$

der  $T_0$  er initial betingelsen,  $\lambda$  er varmeledningsevnen i reservoaret og  $g$  er den nevnte g-funksjonen.

Videre er det mulig å diskretisere de ulike leddene i ligning (3.12), altså  $T_b(t)$ ,  $q'(t)$  og  $g(t/t_s)$ . Den diskrete versjonen av disse funksjonene er følgende:

$$T_b^{(d)}[k] = T_b(k\Delta t) \quad (3.13a)$$

$$\Delta q'^{(d)}[k] = \Delta q'(k\Delta t) \quad (3.13b)$$

$$g^{(d)}[k] = g\left(k\frac{\Delta t}{t_s}\right). \quad (3.13c)$$

Ved å sette disse diskrete funksjonene tilbake inn i ligning (3.12) ender vi opp med den endelige diskrete ligningen

$$T_b^{(d)}[n] = \frac{1}{2\pi\lambda} \sum_{k=1}^n \Delta q'^{(d)}[k] g^{(d)}[n - k]. \quad (3.14)$$

Summen gitt i ligning (3.14) tilsvarer den diskrete konvolusjonen  $(\Delta q'^{(d)} * g^{(d)})[n]$ . Denne operasjonen har trunkeringsfeilen  $O(n^2)$  der  $n$  er antall steg som må beregnes. Derfor kan beregning av ligning (3.14) føre til en overkommelig beregningstid for et stort antall steg.

## Løsning av det lokale problemet i TRNSYS

For det lokale problemet er det nødvendig å betrakte varmeligningen i et endimensjonalt radielt koordinatsystem. I tillegg inkluderes et varmesluk ledd  $q_l$  som betrakter varmeoverføringen fra det lokale til det globale problemet. Dermed ender vi opp med ligningen

$$\frac{\partial T_l}{\partial t} = \frac{\lambda}{C} \left( \frac{\partial^2 T_l}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_l}{\partial r} \right) - q_l, \quad r_b < r \leq r_1 \quad (3.15)$$

der  $\lambda$  er varmeledningsevnen og  $C$  er den volumetriske varmekapasiteten. Det skal også nevnes at den ytre randen  $r = r_1$  er totalt isolert i det lokale problemet. Dermed vil det ikke oppstå varmestrømning over den nevnte randen.

I tråd med beskrivelsen gitt i [13] blir det lokale problemet approksimert ved anvendelse av differensmetoden, som er beskrevet i underavsnitt 2.3.1. Ved å skrive om ligning (2.72) ender vi opp med følgende løsning for det lokale problemet:

$$T_i^{m+1} = T_i^m + \alpha \Delta t \frac{r_{i+1/2} \left( \frac{T_{i+1}^m - T_i^m}{\Delta r} \right) - r_{i-1/2} \left( \frac{T_i^m - T_{i-1}^m}{\Delta r} \right)}{r_i \Delta r}. \quad (3.16)$$



Reservoarvolumet kan deles inn i flere underregioner  $k$ . Hver underregion består av flere globale ruter. Middelttemperaturen i den lokale ruten ( $j = 2$ ), altså ruten rett utenfor et rør, beregnes med ligningen

$$T^k = T_{l,j=2}^k + T_g^k \quad (3.17)$$

der  $T_g^k$  er middelttemperaturen av den globale ruten i underregionen som blir betraktet. Når vi betrakter det lokale problemet er det også av interesse å undersøke den innkommende og utgående væsketemperaturen i røret. Relasjonen mellom den innkommende og utgående væsken er gitt ved ligningen

$$T_f^{k+1} = \beta^k T_f^k + (1 - \beta^k) T^k \quad (3.18)$$

der  $T_f^k$  er den innkommende og  $T_f^{k+1}$  den utgående væsketemperaturen. Videre defineres faktoren  $\beta$  med ligningen

$$\beta^k = \exp \left[ - \frac{\alpha_p^k L_p^k}{C_f Q_f} \right] \quad (3.19)$$

der  $\alpha_p^k$  er varmeoverføringskoeffisienten mellom væsken og underregionen,  $L_p^k$  er underregionens lengde,  $C_f$  er den volumetriske varmekapasiteten til væsken og  $Q_f$  er den totale strømningsraten til væsken.

Vi har nå diskutert både det globale og lokale problemet i TRNSYS. Ifølge [13] løses disse ved hjelp av romlige superposisjon. Dette kan forklares med at en slik type superposisjon sørger for at det er mulig å betrakte det termiske samspillet mellom flere borehullet. I TRNSYS foretas dette ved å anvende ligningen

$$T = T_{g,i,j}^k + T_{l,j'}^k + T_{sf,j'}^k \quad (3.20)$$

der indeksen  $j'$  er den radielle distansen fra pipen. Denne er spesifisert for et passende punkt i det lokale rutenettet. Videre har vi konstant fluks funksjonen  $T_{sf}$ . Denne løses med en analytisk ligningen som er beskrevet i [13].

## Løsning av det lokale problemet i EED

Det lokale problemet er basert på en termisk resistans modell [31]. Den termiske resistansen som blir betraktet er resistansen mellom den sirkulerende væsken i borehullet og det nærliggende reservoaret. Dette er gitt med symbolet  $R_{bt}$ , og en detaljert beskrivelse kan finnes i underavsnitt 4.3.2.

Ligningene knyttet til det lokale problemet i EED vil nå bli representert. Først defineres varmebalansen til et geotermisk system, der det antas en kvasi-stabil tilstandsbetingelse. Dette er gitt med ligningen

$$q(t) = \frac{dm}{dt} c (T_{inn}(t) - T_{ut}(t)) \quad [W] \quad (3.21)$$

der  $dm/dt$  er strømningsraten,  $T_{inn}$  er den innkommende væsken og  $T_{ut}$  er den utgående væsken.

Videre beregnes differansen mellom sirkulasjonsvæskens middeltemperatur  $\bar{T}_f$  og temperaturen i borehullet  $T_b$ . I denne beregningen blir det etablert at den nevnte differansen er proporsjonal med den innkommende varmen  $q'$ . Dermed ender vi opp med ligningen

$$\bar{T}_f(t) - T_b(t) = R_{bt}q'(t) \quad (3.22)$$

der

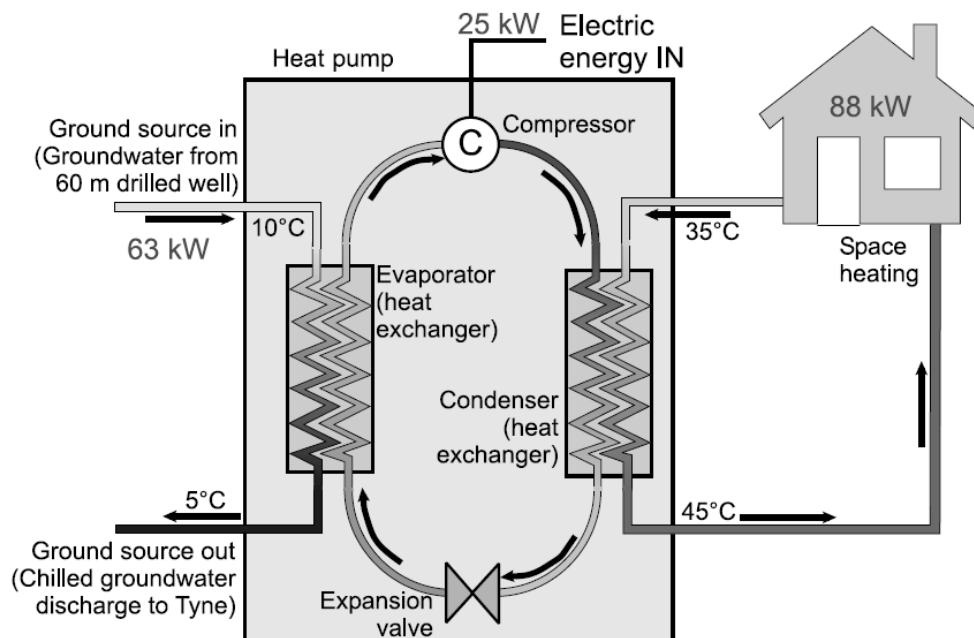
$$\bar{T}_f = \frac{T_{inn} + T_{ut}}{2}. \quad (3.23)$$

Antagelsen knyttet til ligning (3.22) er at temperaturen i overflaten er konstant over en gitt tid. Til slutt kan det nevnes at ligning (3.21) og (3.22) er gyldige ved antagelsen om at de termiske kapasitetene til sirkulasjonsvæskens og fyllmassen neglisjeres i beregningen.

## 3.2 Varmepumpe

I takt med det økende fokuset rundt fornybare energikilder har interessen for geotermiske varmepumper økt [36]. Dette er en komponent som er svært avgjørende for å oppnå et effektivt og velfungerende energisystem. Hovedoppgaven til varmepumpen i et geotermisk system er å overføre energi fra kilde- til lastsiden. Illustrasjon av denne prosessen er gitt i figur 3.3. En oversiktlig og god forklaring av oppbygningen til en geotermisk varmepumpe i varmemodus er gitt i [49] og kan oppsummeres på følgende måte:

1. Termisk energi overføres fra brønnparken og transporteres til fordamperen i varmepumpen.
2. I fordamperen vil det forekomme en overføring av varme fra kildesiden til varmepumpens kjølemiddel. Dette fører til at kjølemiddelet koker og transformeres til lavtrykkdamp der temperaturen vil øke.
3. Dampen fra kjølemiddelet føres videre inn i en elektrisk drevet kompressor der trykket økes. Dette fører til en signifikant økning i temperaturen og en økt mengde damp.
4. Den økte mengden damp videreføres inn i kondensatoren. Der holdes kjølemiddelet en høyere temperaturen enn væsken fra lastsiden, noe som resulterer i en varmeoverføring. Kjølemiddelet avkjøles i takt med varmeoverføringen og kondenserer. Basert på dette oppnås en væske med høyt trykk og høy temperatur.
5. Den varme væsken passerer gjennom ekspansjonsventilen som reduserer trykket. Dermed får vi en temperaturreduksjon. Kjølemiddelet føres inn i fordamperen der en ny syklus settes i gang.



Figur 3.3: Illustrasjon av prosessen knyttet til en geotermisk varmepumpe. Figur er hentet fra [1].

For å velge en godt egnet varmepumpe til et geotermisk system blir ofte virkningsgraden vurdert. Dette er en koeffisient som definerer forholdet mellom levert varme og inngangseffekten, altså det elektriske forbruket. Det er vanlig å skille mellom den momentane virkningsgraden  $COP_{mom}$  og den sesongbaserte virkningsgraden SPF til varmepumpen [1]. Varmepumpens momentane virkningsgrad beregnes som forholdet mellom levert mengde energi fra varmepumpen  $Q_{VP}$  og det elektriske forbruket til kompressoren  $W_{VP}$ . Dette kan uttrykkes med ligningen

$$COP_{mom} = \frac{dQ_{VP}}{dW_{VP}}. \quad (3.24)$$

For å få en indikasjon på hvor effektiv varmepumpen er over en periode er det mulig å beregne den gjennomsnittlige virkningsgraden. Videre i oppgaven vil dette bli gitt med notasjonen  $COP_{VP}$ . Ligning (3.24) er utledet med utgangspunkt i Carnotvarmepumpen. Enkelt forklart er dette den mest effektive varmepumpen. I tråd med beskrivelse gitt i [19], kan Carnotvirkningsgraden beregnes med ligningen

$$COP_c = \frac{T_{last}}{T_{last} - T_{kilde}} \quad (3.25)$$

der  $T_{last}$  er væsketemperaturen på varmepumpens lastside, mens  $T_{kilde}$  er væsketemperaturen på varmepumpens kildeside. Disse væsketemperaturene er gitt med enheten Kelvin.

Når man betrakter energisystemer er det ofte av interesse å undersøke virkningsgraden over en periode. For å undersøke dette, anvendes den sesongbaserte virkningsgraden av varme-

pumpen. Dette er gitt som forholdet mellom levert mengde energi fra varmpumpen og det elektriske forbruket til kompressoren, samt det elektriske forbruket til de tilhørende sirkulasjonspumpene på varmpumpens kildeside. I tråd med den europeiske normen beskrevet i [1], defineres dette med ligningen

$$\text{SPF} = \frac{Q_{\text{VP}}}{W_{\text{VP}} + W_{\text{p}}}. \quad (3.26)$$

### 3.2.1 Modellering av varmpumpe

Varmpumpekomponenten blir betraktet ulikt i modelleringsverktøyene EED og TRNSYS. I EED defineres denne ved hjelp av den sesongbaserte virkningsgraden. Dette er noe som beregnes ved hjelp av ligning (3.26). For å vise hvordan dette foretas i TRNSYS vil prosessen bli koblet opp mot en generell beskrivelse. Denne beskrivelsen følger fremstillingen gitt i [40].

For den generelle fremstillingen betraktes en prosess der både tilstanden og strømmingen er stabil. Det er ønskelig å beregne den innkommende varmetilførselen fra borehullet, varmeavvisningen i kondensatoren, varmeoverføringen i fordampere, samt den innkommende arbeidsraten til kompressoren. For å kunne beregne dette er det nødvendig å introdusere balanseligningene for masse og energi.

Den generelle massebalanseligningen kan uttrykkes i formen

$$\frac{d}{dt} \left( \sum m_{\text{inn}} \right) = \frac{d}{dt} \left( \sum m_{\text{ut}} \right) \quad (3.27)$$

der  $m_{\text{inn}}$  er den innkommende og  $m_{\text{ut}}$  den utgående strømmingen.

Videre kan den generelle energibalanseligningen defineres som  $dE_{\text{inn}}/dt = dE_{\text{ut}}/dt$ . Basert på termodynamikkens første lov, beskrevet i tillegg B, kan den generelle energibalanseligningen utvides. Dermed ender vi opp med den utvidede ligningen

$$\frac{dQ}{dt} + \sum \frac{dm_{\text{inn}}}{dt} h_{\text{inn}} = \frac{dW}{dt} + \sum \frac{dm_{\text{ut}}}{dt} h_{\text{ut}} \quad (3.28)$$

der  $dQ/dt = d/dt(Q_{\text{inn}} - Q_{\text{ut}})$  og  $dW/dt = d/dt(W_{\text{ut}} - W_{\text{inn}})$ . I ligning (3.28) defineres  $h$  som den spesifikke entalpien.

Massebalanseligningen (3.27) og energibalanseligningen (3.28) bekrefter at en stabil prosess betraktes, der tilstanden blir bevart over en tidsperiode. Dermed er vi i en posisjon der vi kan definere ligningene for den innkommende varmetilførselen fra borehullet ( $dQ_{\text{abs}}/dt$ ), varmeavvisningen i kondensatoren ( $dQ_{\text{kond}}/dt$ ), varmeoverføringen i fordampere ( $dQ_{\text{ford}}/dt$ ) og den innkommende arbeidsraten til kompressoren ( $dW_{\text{komp}}/dt$ ).

$dQ_{\text{abs}}/dt$  er produktet av strømningsraten  $dm_f/dt$  og den spesifikke varmekapasiteten  $c_f$  til sirkulasjonsvæsken samt temperaturdifferansen  $\Delta T$  mellom utløps- og innløpsvæsken. Dette

gir ligningen

$$\frac{dQ_{abs}}{dt} = \frac{dm_f}{dt} c_f \Delta T. \quad (3.29)$$

Videre er både  $dQ_{kond}/dt$  og  $dQ_{ford}/dt$  produktet av strømningsraten til kjølemiddelet i varmepumpen  $dm_{ref}/dt$  og differansen mellom entalpiene. Oversikt av entalpiene i varmepumpen er vist i figur 3.4. Basert på dette ender vi opp med ligningene

$$\frac{dQ_{kond}}{dt} = \frac{dm_{ref}}{dt} (h_2 - h_3) \quad (3.30)$$

og

$$\frac{dQ_{ford}}{dt} = \frac{dm_{ref}}{dt} (h_1 - h_4). \quad (3.31)$$

Til slutt har vi den innkommende arbeidsraten til kompressoren  $dW_{komp}/dt$  som også kan beskrives som elektrisk effekt fra varmepumpen. For å beregne denne raten, divideres produktet av  $dm_{ref}/dt$  og differansen mellom den isentropiske prosessen for entalpien  $h_{2s}$  og  $h_1$  med produktet av den isentropiske og mekaniske  $\eta$  for kompressoren. Dermed får vi ligningen

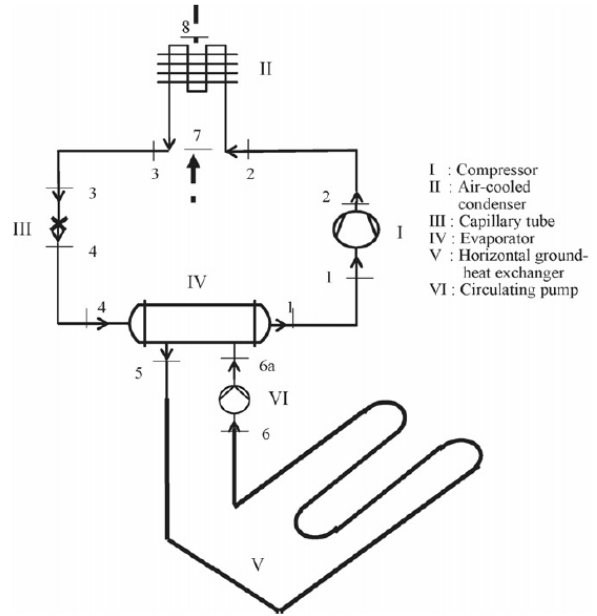
$$\frac{dW_{komp}}{dt} = \frac{\frac{dm_{ref}}{dt} (h_{2s} - h_1)}{\eta_{i,komp} \eta_{m,komp}}. \quad (3.32)$$

Det er nå ønskelig å sammenligne modelleringssprosessen i TRNSYS med denne generelle fremstillingen. Modelleringen av varmepumpekomponenten i TRNSYS foregår gjennom en ekstern fil der inputverdiene er temperaturer samt normaliserte strømningsrater. Denne eksterne filen beregner de normaliserte effektene ( $\eta_{lev}$  og  $\eta_{el}$ ) og returnerer dette til programmet. Videre blir de normaliserte effektene anvendt til å beregne de virkelige effektene. Dette blir gjort med ligningene

$$\frac{dQ_{lev}}{dt} = \eta_{lev} \cdot \frac{dq_{lev}}{dt} \cdot N \quad (3.33)$$

og

$$\frac{dQ_{el}}{dt} = \eta_{el} \cdot \frac{dq_{el}}{dt} \cdot N \quad (3.34)$$



Figur 3.4: Oversikt av entalpiene i varmepumpen. Figur er hentet fra [40].

der  $N$  er antall varmepumper som er definert i systemet.

Mengden energi som blir absorbert fra borehullet, altså kildesiden, blir i TRNSYS definert som differansen mellom  $dQ_{lev}/dt$  og  $dQ_{el}/dt$  noe som gir ligningen

$$\frac{dQ_{abs}}{dt} = \frac{d}{dt}(Q_{lev} - Q_{el}). \quad (3.35)$$

Ved å sammenligne ligningene (3.29)-(3.32) for den generelle fremstilling, med ligningene (3.33)-(3.35) for TRNSYS modelleringen, ender vi opp med følgende relasjoner:

$$3.33 \cong 3.31 \quad (3.36a)$$

$$3.34 \cong 3.32 \quad (3.36b)$$

$$3.35 \cong 3.30. \quad (3.36c)$$

Hovedforskjellene mellom relasjonsligningene er at ligningene på venstresiden baserer beregningene på normaliserte effekter som hentes fra en ekstern fil som har sin opprinnelse fra en varmepumpefabrikant, mens ligningene på høyresiden betrakter strømningsraten til kjølemiddelet samt entalpien i varmepumpen. Fordelen med TRNSYS løsningen med en ekstern fil, er at det er mulig å forhåndsberegne en store mengde data, noe som fører til redusert modelleringstid.

### 3.3 Bygning

I dagens bygningsforskrifter er det strenge krav til løsninger for energiforsyningen i nye og prosjekterte bygg. Eksempelvis er det ikke tillatt å installere varmeinstallasjoner for fossilt brennstoff. Bygninger med over  $1000m^2$  oppvarmet bruksareal skal bestå av energifleksibile varmesystemer der det skal tilrettelegges for bruk av lavtemperatur varmeløsninger [56]. Bygningen som blir betraktet i denne oppgaven er konstruert før dagens bygningsforskrifter ble innført, og fokuset på en fornybar energiforsyning var ikke like strengt i denne perioden. En åpenbar målsetning for eksisterende bygg er å ha et effektivt og kostnadsbesparende energisystem. For å nå denne målsetningen bør dagens bygningstekniske forskrifter anvendes som pekepinn.

Det finnes en rekke ulike løsninger som sørger for energibesparelse innad i selve bygningen. Eksempler på dette er LED belysning og lys- og temperatursensor. Som nevnt tidligere er hovedfokuset i denne oppgaven å betrakte det geotermiske systemet. Av den grunn vil derfor bygningskomponenten i TRNSYS være av typen enkel-sone struktur.

### 3.3.1 Modelling av bygning

Ved bruk av modelleringsverktøy blir ofte bygningsmassen omtalt som laststrukturen til systemet, og indikerer nødvendig energibehov. Eksempelvis om innnetemperaturen i en vilkårlig bygning skal ligge på omtrent 20°C, er det nødvendig at energikilden samt varmpumpen er dimensjonert for å kunne levere riktig mengde energi til bygningen. Dette er en svært viktig komponent fordi dimensjoneringen og driften av energisystemet avhenger av hvordan den er definert.

I TRNSYS finnes det flere ulike komponenter med formål om å modellere en bygning. Blant disse er enkel-sone<sup>1</sup> og fler-sone strukturen<sup>2</sup>. I [43] blir det foretatt en sammenligning av komponentene. Som forventet viser det seg at resultatene ved bruk av fler-sone strukturen er svært presise. Ulempene ved bruk av denne komponenten er at svært mye informasjon knyttet til bygningen er nødvendig, samt at simuleringstiden er lang. Noe overraskende viser det seg at enkel-sone strukturen har tilfredsstillende resultater. Det blir konkludert med at dette er en struktur som anbefales når en akkumulatortank er inkludert i systemet, samt når en høy presisjon av en måling i forhold til tid ikke er et krav. Derimot anbefales det ikke å anvende enkel-sone strukturen når avkjøling av et bygg skal betraktes. Dette er begrunnet med at beregningene av denne komponenten ikke inkluderer solinnstrålingen, som naturligvis har en stor påvirkning ved avkjøling.

Ved modellering med enkel-sone strukturen vil temperaturen i bygget være uniform. I samsvar med beskrivelse gitt i [51] vil varmeutvekslingen mellom utsiden og innsiden av bygget foregå gjennom byggets ytterflater og radiatorovner. Dette fører til at energitilførselen er lik energitapet når temperaturen i bygget er konstant. Variabelen av interesse er innnetemperaturen. I TRNSYS beregnes denne med en første ordens differensialligning som er gitt med ligningen

$$C_b \frac{dT_{\text{inne}}}{dt} = \overbrace{\tau_b(T_{\text{rad}}(t) - T_{\text{inne}}(t))}^{dQ_{\text{rad}}/dt} - \overbrace{Y(T_{\text{inne}}(t) - T_{\text{ute}}(t))}^{dQ_{\text{ytt}}/dt} + \frac{dQ_{\text{gev}}}{dt} + \frac{dQ_{\text{ekst}}}{dt} - \frac{dQ_{\text{kjøl}}}{dt} \quad (3.37)$$

der  $C_b$  er bygningsmassens varmekapasitet<sup>3</sup>,  $\tau_b$  er bygningsmassens tapskoeffisient,  $T_{\text{inne}}$  er innnetemperaturen,  $T_{\text{rad}}$  er væsketemperaturen i radiatorovnen og  $T_{\text{ute}}$  er utetemperatur. Videre kan vi også definere  $dQ_{\text{rad}}/dt$  som energieffekten som blir tilført radiatorovnen,  $dQ_{\text{ytt}}/dt$  som energitapet gjennom byggets ytterflater,  $dQ_{\text{gev}}/dt$  som energigevinsten i byg-

<sup>1</sup>Enkel-sone strukturen omtales som type 12 i TRNSYS. Det finnes tre ulike varianter av denne strukturen. En der energiforbruket i bygget kontrolleres ved oppvarming, og en som betrakter det samme ved både oppvarming og kjøling. Den tredje varianten, som anvendes i denne oppgaven, tar for seg innnetemperaturen i selve bygget.

<sup>2</sup>Fler-sone strukturen omtales som type 56 i TRNSYS. Dette er en kompleks komponent der det er mulig å definere de ulike sonene svært detaljert. I denne komponenten er det blant annet mulig å definere romstørrelser og type vegg, tak og vindu.

<sup>3</sup>Beskrivelse av varmekapasitet er gitt i tillegg B.1.

get,  $dQ_{\text{ekst}}/dt$  som energi tilført fra ekstern energikilde og til slutt  $dQ_{\text{kjøel}}/dt$  som energi tilført for å kjøle ned bygget.

### 3.4 Akkumulatortank

Akkumulatortanken kan anses som hjertet i varmeanlegget. Den varme utgående væsken fra varmepumpens lastside lagres i tanken slik at det kan distribueres etter behov. En riktig dimensjonert akkumulatortank sørger for at energi alltid er tilgjengelig når det er behov. Inkluderingen av denne tanken sørger derfor for at varmepumpen kun driftes når akkumulatortanken etterspør energi. I energisystemer der denne komponenten er utelatt må derfor varmepumpen operere oftere noe som vil føre til et økt elektrisk forbruk. Størrelsen på en akkumulatortank beregnes basert på energibehovet i bygget, mengde energi som brønnparken kan levere, og tilgjengelig areal for selve akkumulatortankene.



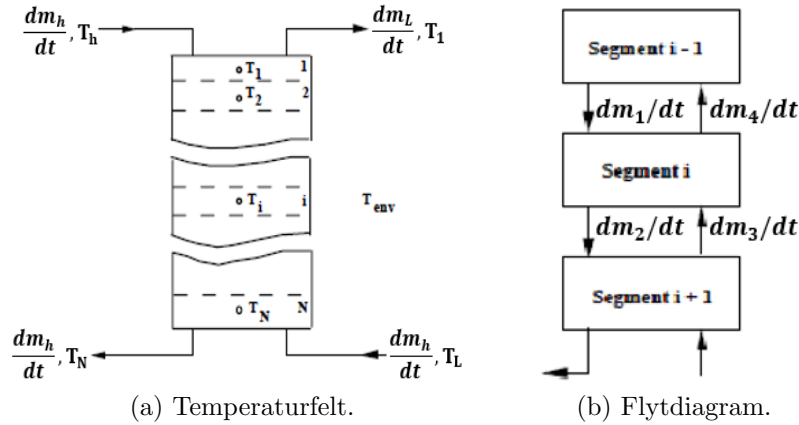
Figur 3.5: Illustrasjon av et oppsett med akkumulatortanker. Dette systemet er fra Komplett Arena.

Det finnes i dag en rekke ulike akkumulatortanker på markedet. Fellestrekk for disse er selve oppbygningen av tanken. Oppbygningen baseres på at varmere væske trekkes oppover mens kaldere væske trekkes nedover i tanken. I denne oppgaven vil vi betrakte en akkumulatortank med vertikal temperaturdifferensiering, noe som betyr at tanken er delt inn i flere noder. Det er montert ventiler til de respektive nodene, noe som gjør det mulig for inngående væske å bli pumpet til en node med samsvarende temperatur.



### 3.4.1 Modelling av akkumulatortank

Ved modellering av en akkumulatortank i TRNSYS blir det antatt at tanken består av  $N$  ferdig utblandet segmenter. I praksis er disse segmentene antall noder tanken består av. Illustrasjon av dette er gitt i figur 3.6. I likhet med at det finnes et stort utvalg av akkumulatortanker på markedet, finnes det også flere ulike varianter av akkumulatorkomponenter i TRNSYS biblioteket. I denne oppgaven velges *type 4c* som kjennetegnes med ulike innløpsverdier samt en uniform tapskoeffisient. Dette er en komponent som samsvarer med den nåværende varianten på Komplette Arena.



Figur 3.6: Fremstilling av hvordan TRNSYS betrakter akkumulatortanken. Figurene er hentet fra [25].

Det er også mulig å inkludere elektriske direktevarmere i tanken. Ved anvendelse av disse vil hastigheten på oppvarming inne i tanken øke. En konsekvens av dette er en økning av det elektriske forbruket. I denne oppgaven vil ikke direktevarmere blir brukt.

Væskestrømmingene i akkumulatortanken antas å være ferdig utblandet før de pumpes inn i et passende segment. Som vist i figur 3.6(b) vil væskestrømning  $dm_1/dt$  legges til  $dm_4/dt$ , og  $dm_2/dt$  legges til  $dm_3/dt$ . Denne prosessen vil føre til en resulterende strømning. Basert på dette kan energibalansen for segment  $i$  uttrykkes med en første ordens differensialligning som er følgende:

$$M_i c_p \frac{dT_i}{dt} = \begin{cases} \left(\frac{d}{dt}(m_1 - m_3)\right) c_p (T_{i-1} - T_i), & \text{om } \frac{dm_3}{dt} \leq \frac{dm_1}{dt} \\ \left(\frac{d}{dt}(m_3 - m_1)\right) c_p (T_{i+1} - T_i), & \text{om } \frac{dm_3}{dt} > \frac{dm_1}{dt} \end{cases} \quad (3.38)$$

der  $M_i$  er væskemassen,  $c_p$  er væskens spesifikke varmekapasitet,  $T_i$  er væsketemperaturen og  $dm_i/dt$  er væskens strømningsrate.

Videre blir også varmestrømmingene og den interne energiendringen beregnet. Energiendringen som oppstår i tanken når varme overføres ut av tanken,  $dQ_s/dt$ , er gitt med ligningen

$$\frac{dQ_s}{dt} = \frac{dm_L}{dt} c_p (T_1 - T_L) \quad (3.39)$$

der  $dm_L/dt$  er strømningsraten til lastside,  $T_L$  er væsketemperatur som pumpes til lastside og  $T_1$  er temperaturen i den øvre og varmeste noden.

Energitilførselen fra varmepumpens lastside  $dQ_{in}/dt$ , er gitt med ligningen

$$\frac{dQ_{in}}{dt} = \frac{dm_h}{dt} c_p (T_h - T_N) \quad (3.40)$$

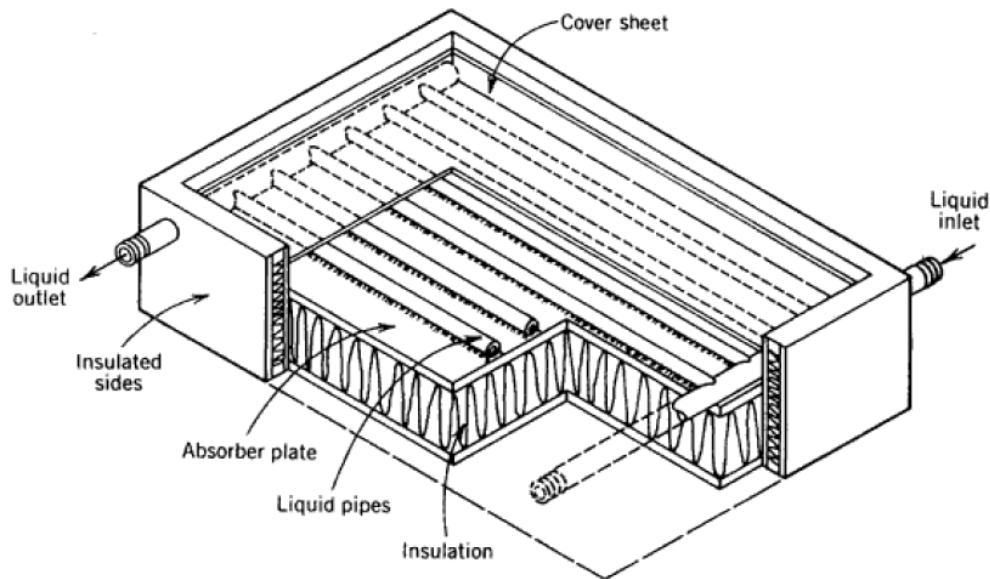
der  $dm_h/dt$  er strømningsraten fra kildesiden,  $T_h$  er væsketemperatur til den innkommende væsken fra kildesiden, og  $T_N$  er temperaturen i den nedre og kaldeste noden. Til slutt har vi den interne energiendringen i selve akkumulatortanken  $\Delta E$  som er gitt med ligningen

$$\Delta E = \frac{V \rho_f c_p \left[ \sum_{i=1}^N T_i - \sum_{i=1}^N T_i|_{t=0} \right]}{N} \quad (3.41)$$

der  $V$  er det totale volumet av tanken,  $\rho_f$  er tettheten av væsken, og  $N$  er det totale antall noder i tanken.

### 3.5 Solfanger

Selv om solfanger ikke er en naturlig del av et geotermisk system, blir denne komponenten ofte brukt i tillegg til borehullskomponenten. Hvordan solfangeren anvendes varierer. Eksempelvis, i perioder der utetemperatur er høy og energibehovet lavt, kan overskuddsenergien fra solfangeren lagres i grunnvarmesystemet. En slik løsning sørger for at når energibehovet øker, vil det være mulig å hente opp en større mengde energi fra borehullet.



Figur 3.7: Illustrasjon av en typisk flatplatesolfanger, hentet fra [52].

En flatplatesolfanger blir brukt i denne oppgaven. Som illustrert i figur 3.7 består denne komponenten av en absorpsjonsflate som blant annet kan være asfalterte skolegårder, parkeringsplasser, gangfelt, og fotballbaner med gressdekke. Komponenten består også av rørsløyfer som inneholder sirkulerende væske. Energiføringen i flatplatesolfangeren skjer ved at solinnstrålingen ledes gjennom absorpsjonsflaten og overføres til den sirkulerende væsken i rørsløyfene. Den påfølgende beskrivelsen følger fremstillingen gitt i [52], noe som er i tråd med informasjonen i [25].

### 3.5.1 Modellering av solfanger

I TRNSYS beregnes den termiske ytelsen av solfangerkomponenten. Disse termiske ytelsene er blant annet mengden energi som absorberes av væsken i solfangeren  $dQ_u/dt$ , varmetapskoeffisienten for solfangeren  $F_R$  og væsketemperaturen til den utgående væsken fra solfangeren  $T_u$ .

Mengden energi fra solinnstråling  $dQ_i/dt$  som treffer solfangerkomponenten beregnes som produktet av fluksen for innstrålingen  $I$ , absorpsjonsflatens absorpsjonseffekt  $\alpha$  og det totale arealet av solfangeren  $A$ . Dette resulterer i ligningen

$$\frac{dQ_i}{dt} = I\alpha A. \quad (3.42)$$

Dersom væsketemperaturen i rørsløyfen overstiger temperaturen til det omliggende området vil det oppstå varmetap fra rørsløyfen  $dQ_o/dt$ . Dette varmetapet kan uttrykkes med ligningen

$$\frac{dQ_o}{dt} = U_L A (T_c - T_{ute}) \quad (3.43)$$

der  $U_L$  er varmetapskoeffisienten per areal i solfangeren<sup>4</sup>,  $T_c$  er væsketemperaturen i rørsløyfen og  $T_{ute}$  er utetemperaturen.

For å beregne mengden energi som absorberes av væsken i solfangeren  $dQ_u/dt$  er en logisk fremgangsmåte å ta differansen mellom  $dQ_i/dt$  og  $dQ_o/dt$ . Dette gir ligningen

$$\frac{dQ_u}{dt} = I\alpha A - U_L A (T_c - T_{ute}). \quad (3.44)$$

Ifølge [52] er det også kjent at raten av energiutvinning fra rørsløyfen kan beregnes ved hjelp av mengden energi som blir transportert av sirkulasjonsvæsken. Denne påstanden gir ligningen

$$\frac{dQ_u}{dt} = \frac{dm}{dt} c_p (T_0 - T_{inn}). \quad (3.45)$$

der  $T_0$  er den initielle væsketemperaturen og  $T_{inn}$  er den innkommende væsketemperaturen til rørsløyfen.

---

<sup>4</sup>Ligningen for å beregne  $U_L$  finnes i TRNSYS manualen [25].

Ligning (3.44) er vanskelig å anvende i virkeligheten fordi det er utfordrende å beregne rørsløyfens middeltemperatur. Dermed er det nødvendig å innføre en variabel som relaterer den faktiske energigevinsten fra rørsløyfen til energigevinsten dersom hele overflaten av rørsløyfen har samme temperatur som innløpsvæsken. Denne variabelen omtales ofte som varmetapskoeffisienten for solfangeren  $F_R$  og er gitt med ligningen

$$F_R = \frac{\frac{dm}{dt} c_p (T_0 - T_{inn})}{A(I\alpha - U_L(T_{inn} - T_{ute}))}. \quad (3.46)$$

Den maksimale mengden energi som kan absorberes av væsken i solfangeren skjer når rørsløyfen har samme temperatur som innløpsvæsken. Ved å multiplisere dette med  $F_R$  vil  $dQ_u/dt$  uttrykkes med *Hottel-Whillier-Bliss* ligningen

$$\frac{dQ_u}{dt} = F_R A (I\alpha - U_L(T_{inn} - T_{ute})). \quad (3.47)$$

Til slutt vil også TRNSYS beregne utløpstemperaturen fra solfangeren. Dette gjøres med ligningen

$$T_u = \frac{AF_r(I\alpha - U_L(T_{inn} - T_{ute}))}{\frac{dm}{dt} c} + T_i. \quad (3.48)$$

I perioder der strømningsraten i solfangeren er null, vil væsketemperaturen i solfangeren beregnes ved ligningen

$$T_{\frac{dm}{dt}=0} = \frac{I\alpha}{U_L} + T_{ute}. \quad (3.49)$$

## 3.6 Styling og drift









En avgjørende faktor for et effektivt geotermiske system er delen som omhandler styling og drift. Mange av dagens eksisterende systemer mangler tett oppfølging, noe som resulterer i manglene energidata. Dette er noe som gjør modellering av slike systemer svært utfordrende. I bygningsforskriften *TEK 10* er det inkludert et eget punkt som omhandler dette [55]. Dette punktet er formulert på følgende måte:

*For yrkesbygning skal det beregnes energibudsjett med reelle verdier for den konkrete bygningen. Denne beregningen kommer i tillegg til kontrollberegningen med normerte verdier.*

Nye og prosjekterte bygg som følger denne forskriften har dermed et krav om tett oppfølging av energiforbruket. Eldre eksisterende bygg faller ikke under denne forskriften, men bør absolutt anvende den for å øke bevisstheten rundt energiforbruket. Dette vil igjen sørge for at modellering av et nytt energisystem vil bli mer nøyaktig, og et effektivt system er dermed enklere å oppnå.

### 3.6.1 Modellering av styring og drift

I tabell 3.2 er det gitt en oversikt over styring- og driftskomponentene som blir brukt i denne oppgaven.

Ikone:	Navn:	Navn i TRNSYS:
	Pumpe	Type 3d
	Splitter	Type 11d
	Mikser	Type 11f
	Væsketermostat (varmt)	Type 2-H
	Væsketermostat (kaldt)	Type 2-C
	Lufttermostat	Type 108
	Forandringsfunksjon	Type 14h
	Kalkulator	(Ingen)

Tabell 3.2: Oversikt over komponenter i henhold til styring og drift.

#### Pumpe

Denne komponenten beregner strømningsraten  $dm_{ut}/dt$  og temperaturen  $T_{ut}$  til utløpsvæsken. Videre vil også komponenten beregne strømforbruket  $W_p$  til pumpen. Dette gjøres enten ved en lineær funksjon av strømningsraten, eller som et brukerdefinert forhold mellom strømningsraten og strømforbruket. Pumpen styres hovedsakelig av kontrollsignalene 0 og 1, noe som i praksis vil si at pumpen enten er avslått eller driftes med maksimal styrke. Utløpstemperaturen beregnes med ligningen

$$T_{ut} = T_{inn} + \frac{W_p}{\frac{dm}{dt} c_p} \quad (3.50)$$

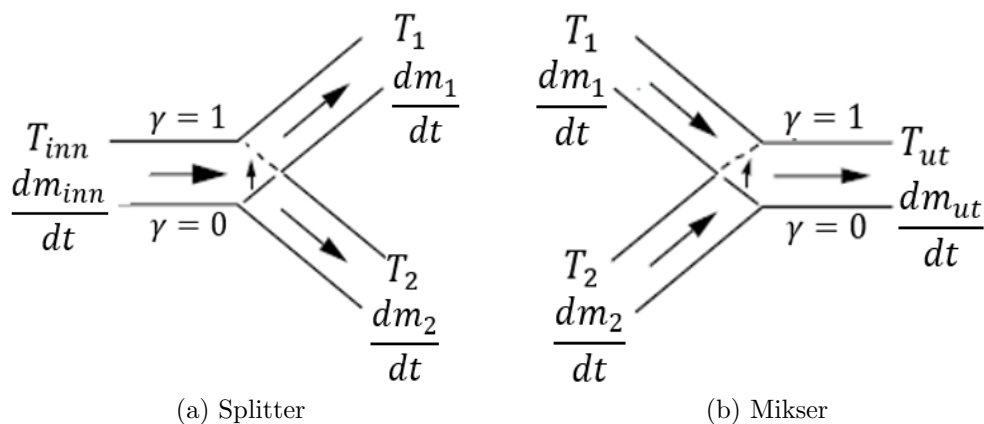
der  $T_{inn}$  er innløpsvæsken,  $dm/dt$  er strømningsraten og  $c_p$  er varmekapasiteten til væsken. Videre blir strømningsraten til utløpsvæsken beregnet med ligningen

$$\frac{dm_{ut}}{dt} = \gamma \cdot \frac{dm_{maks}}{dt} \quad (3.51)$$

der  $dm_{maks}/dt$  er den maksimale strømningsraten og  $\gamma$  er kontrollsignalet.

## Mikser og splitter

Energisystemer bestående av flere sløyfer kan kontrolleres ved hjelp av mikser- og splitterkomponenten. Disse to komponentene anvendes i systemer der sirkulasjonsvæsken kun har en viktig egenskap, eksempelvis væsketemperatur. En grafisk fremstilling av disse er gitt i figur 3.8.



Figur 3.8: Illustrasjon av splitter og mikser. Figur er hentet fra [25].

Splitteren betrakter situasjoner der det oppstår en oppdeling av væskestrømmingen. Her blir innløpsvæsken delt proporsjonalt mellom to mulige utløpsrør. Denne operasjonen avhenger av et kontrollsignal  $\gamma$ . Den matematiske beskrivelsen av en slik operasjon er gitt med følgende ligningssett:

$$T_1 = T_{inn} \quad (3.52a)$$

$$T_2 = T_{inn}$$

$$\frac{dm_1}{dt} = \frac{dm_{inn}}{dt}(1 - \gamma) \quad (3.52b)$$

$$\frac{dm_2}{dt} = \frac{dm_{inn}}{dt}\gamma$$

der beskrivelse av variablene er gitt i figur 3.8 (a).

Videre har vi mikserkomponenten som betrakter situasjoner der det oppstår miksing av to separate innkommende væsker. Både strømningsraten og temperaturen til utløpsvæsken blir beregnet ved hjelp av de to innkommende væskene som er proporsjonalt delt og bestemt av kontrollsignalet  $\gamma$ . Denne operasjonen kan matematisk beskrives på følgende måte:

$$T_{ut} = \frac{\frac{dm_1}{dt} \cdot T_1(1 - \gamma) + \frac{dm_2}{dt} \cdot T_2\gamma}{\frac{dm_1}{dt}(1 - \gamma) + \frac{dm_2}{dt}\gamma} \quad (3.53a)$$

$$\frac{dm_{ut}}{dt} = \frac{dm_1}{dt}(1 - \gamma) + \frac{dm_2}{dt}\gamma \quad (3.53b)$$

der beskrivelse av variablene er gitt i figur 3.8 (b).

## Væsketermostat

En kontrollfunksjon  $\gamma_{ut}$  blir generert fra termostatkomponenten. Denne verdien avhenger av differansen mellom den laveste  $T_L$  og høyeste  $T_H$  temperaturen. Disse blir sammenlignet med to temperaturintervaller,  $\Delta T_H$  og  $\Delta T_L$ , som må passeres før kontrollfunksjonen endres. Som et sikkerhetskriterie er det mulig å definere en sikkerhetsverdi. Om temperaturen i termostaten overstiger den definerte sikkerhetsverdien vil kontrollfunksjonen automatisk få verdien 0.

Om kontrollfunksjonen hadde verdien 1 i det foregående tidssteget vil TRNSYS foreta følgende beregning:

$$\text{Om } \gamma_{inn} = 0 \text{ og } \Delta T_L \leq (T_H - T_L) \Rightarrow \gamma_{ut} = 1 \quad (3.54a)$$

$$\text{Om } \gamma_{inn} = 1 \text{ og } \Delta T_L > (T_H - T_L) \Rightarrow \gamma_{ut} = 0 \quad (3.54b)$$

Videre om kontrollfunksjonen hadde verdien 0 i det foregående tidssteget vil TRNSYS foreta følgende beregning:

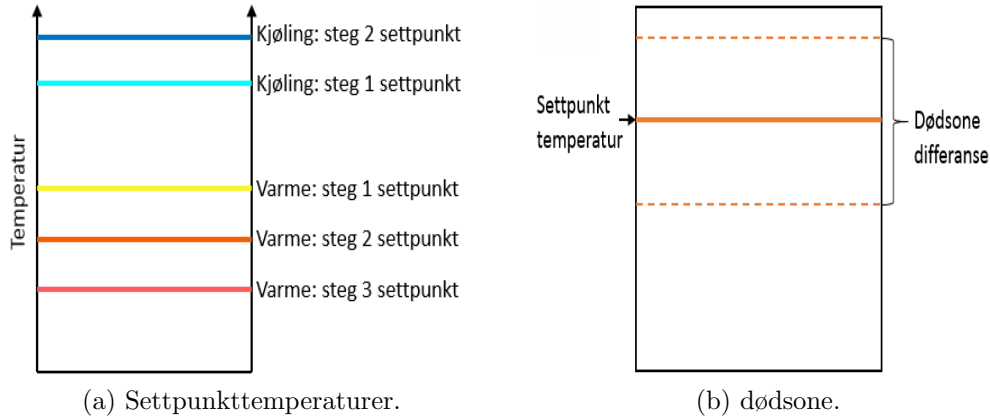
$$\text{Om } \gamma_{inn} = 0 \text{ og } \Delta T_H \leq (T_H - T_L) \Rightarrow \gamma_{ut} = 1 \quad (3.55a)$$

$$\text{Om } \gamma_{inn} = 1 \text{ og } \Delta T_H > (T_H - T_L) \Rightarrow \gamma_{ut} = 0 \quad (3.55b)$$

Ofte ved anvendelse av termostatkomponenten i kombinasjon med en akkumulatortank kan situasjonen  $T_{inn} > T_{maks}$  oppstå. Uansett hvilket tidsintervall som må passeres før kontrollfunksjonen endres, vil den automatisk overstyres til verdien 0.

## Lufttermostat

I likhet med væsketermostaten er dette også en komponent som genererer verdiene 0 eller 1. Denne komponenten er definert som en femstegs lufttermostat med mulighet til å sende ut fem ulike kontrollsignaler. Stabilitet i komponenten oppnås ved å anvende fem settpunktstemperaturer samt og definere et temperaturintervall (dødsone) som må passeres før kontrollsignalet endres. Illustrasjon av settpunkttemperaturen og dødsonen er gitt i figur 3.9.



Figur 3.9: Illustrasjon av settpunkttemperaturer og dødsonen i lufttermostaten. Figurer samsvarer med figurer i [25].

Egenskapen knyttet til dødsonen sørger for at kontrollsignalet ikke blir avskrudd og påskrudd så fort en settpunkttemperatur er nådd. Eksempelvis i varmemodus vil kontrollsignalet være avskrudd frem til den overvåkede lufttemperaturen når settpunkttemperaturer minus det nedre dødsonepunktet.

## Forandringsfunksjon

Forandringsfunksjonen er en tidsavhengig komponent bestående av egenskapen til å generere et gjentakende mønster. Dette mønsteret består av et sett diskrete datapunkter som angir komponentens verdier ved ulike tidspunkter. Lineær interpolering anvendes for å generere en kontinuerlig forandringsfunksjon basert på de diskrete datapunktene.

Ved modellering av energisystemer kan denne komponenten anvendes til å angi kontrollsignaler  $\gamma$  over ulike tidsperioder. Eksempler på dette er sommerperiode, vinterperiode og dagperiode. I tillegg kan den også anvendes til å generere andre verdier som blant annet energiforbruket. Eksempel på dette er gitt i underavsnitt 4.3.3, som omhandler tilpasning av EED og TRNSYS modellen ved et basistilfelle.

## Kalkulator

Kalkulatorkomponenten er svært fleksibel og kan blant annet anvendes til å definere ulike ligninger i et system. Inputverdier kan eksempelvis være kontrollsignaler og væsketemperaturer. I denne oppgaven defineres to ulike kalkulatorkomponenter, *kontrollpanel* og *væskerekalkulator*.

*Kontrollpanelet* består av innkommende og utgående funksjoner. Disse funksjonene er basert på kontrollsignaler  $\gamma$  (1 eller 0). Formålet er å sende ønskede signaler til komponentene



basert på hvordan systemet skal driftes på en effektiv måte. Notasjonen er i tråd med den som anvendes i [51]. Oversikt over disse er gitt i tabell 3.3.

Symbol	Beskrivelse	Symbol	Beskrivelse
$\alpha_i$	Væsketermostat	$P_i$	Pumpe
$\beta_i$	Lufttermostat	$M_i$	Mikser
$\beta_1$	Inneluft - Dag	$S_i$	Splitter
$\beta_2$	Inneluft - natt	VP	Varmepumpe
$\beta_3$	Uteluft	FV	Fjernvarme
$\gamma_i$	Tidsperioder		
$\gamma_1$	Sommer		
$\gamma_2$	Baneoppvarming		
$\gamma_3$	DHW periode		
$\gamma_4$	Dag		
$\gamma_5$	Vinter		

Tabell 3.3: Oversikt over symboler som representerer kontrollsignalene. Indeksen  $i$  samsvarer med nummeret brukt i TRNSYS modellen.

*Væskerekalkulatoren* beregner den utgående væsketemperaturen  $T_{ut}$  i henhold til den innkommende væsketemperaturen  $T_{inn}$ , grunnlastprofilen  $Q_{last}$ , strømningsraten  $dm/dt$  og væskens spesifikke varmekapasitet  $c_p$ . Denne er gitt med ligningen

$$T_{ut} = T_{inn} - \frac{dQ_{last}}{dm/dt c_p}. \quad (3.56)$$

Igjen kan det refereres til underavsnitt 4.3.3 som eksempel på bruk av denne type kalkulator.

## 3.7 Testing og monitorering

Testing og monitorering er svært viktig både for prosjekterende og eksisterende borehull. Før etablering av større brønnparker er det vanlig å foreta målinger i en testbrønn. Slike målinger kan gi informasjon om egenskapene til borehullet samt det omliggende reservoaret. Dette kan gi indikasjoner på hva som er en passende dimensjonering av den prosjekterende brønnparken. For eksisterende brønnparker kan det være av interesse å undersøke hvordan de ulike borehullene fungerer. Slike målinger vil gjøre det enklere å optimalisere driften av selve systemet.

Modellering blir anvendt både for prosjekterende og eksisterende brønnparker. Utførelse av målinger sørger for mer nøyaktige simuleringer noe som ofte resulterer i effektive systemer med lengre levetid. Av den grunn vil det bli gitt en overordnet beskrivelse av to ulike

målemetoder i denne delen. Beskrivelsen av termisk responstest følger fremstillingen gitt i [34], mens beskrivelsen av fiberoptisk måling er i tråd med studien gitt i [15].

### 3.7.1 Testing - Termisk responstest

I Norge er det vanlig å foreta en termisk responstest (TRT) før etablering av større brønnparker. Dette er en måling som ofte utføres i en testbrønn der en U-formet kollektorslange har blitt installert. Formålet med denne målingen er å samle data av væsketemperaturen i kollektorslangen samt den uforstyrrede reservoartemperaturen. Denne datasamlingen gjør det mulig å beregne borehullets varmeledningsevne  $\lambda$  og termiske resistans  $R_b$ .

Den termiske responstesten utføres ved å koble det aktuelle utstyret til kollektorslangen, for så pumpe sirkulasjonsvæske gjennom U-røret. For å oppnå en god måling er det svært viktig at sirkulasjonsvæsken har en turbulent strømning gjennom U-røret. Dette sørger for en perfekt kontakt mellom sirkulasjonsvæsken og den omliggende berggrunnen. Som nevnt resulterer denne målemetoden i en datasamling av væsketemperaturen til den inngående og utgående sirkulasjonsvæsken i borehullet. Det bør nevnes at før en TRT utføres er det nødvendig å beregne den uforstyrrede reservoartemperaturen.

I tråd med beskrivelsen gitt i [34] er beregningen av  $\lambda$  basert på linjesluk modellen. Kelvin's linjesluk er beskrevet i underavsnitt 2.2.1. Denne modellen er basert på et lineært forhold mellom middeltemperaturen av sirkulasjonsvæsken  $T_f$ , og den naturlige logaritmen av tid  $t$ . Om varmeutvekslingen  $q$  [W/m] er konstant, ender vi opp med ligningen

$$T_f(t) = \frac{q}{4\pi\lambda} \ln(t) + m \quad (3.57)$$

der

$$m = q \left[ R_b + \frac{1}{4\pi\lambda} \left( \left( \ln\left(\frac{4\lambda}{r_b^2 C}\right) - 0,5722 \right) \right) \right] + T_0. \quad (3.58)$$

I ligning (3.58) defineres  $r_b$  som borehullets radius,  $C$  som den volumetriske varmekapasiteten til berggrunnen og  $T_0$  som den uforstyrrede temperaturen i reservoaret. Basert på datasamlingen fra målingen er det mulig å beregne middeltemperaturen av sirkulasjonsvæsken med ligningen

$$T_f = \frac{T_{ut} + T_{inn}}{2} \quad (3.59)$$

der  $T_{ut}$  er den utgående og  $T_{inn}$  er den inngående væsketemperaturen av sirkulasjonsvæsken.

Til slutt er det ønskelig å beregne verdien av  $\lambda$ . En vanlig fremgangsmåte er å plote middeltemperaturen av sirkulasjonsvæsken  $T_f$  mot den naturlige logaritmen av tid (enheten som anvendes er sekunder). Ved hjelp av denne grafen er det mulig å lese når en stabil tilstand

er oppnådd, noe som vanligvis er mellom 20 og 70 timer. Ved å definere  $t_1$  som 20 timer og  $t_2$  som 70 timer ender vi opp med følgende ligning for beregning av  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{q}{4\pi} \cdot \frac{\ln(t_2) - \ln(t_1)}{T_f(t_2) - T_f(t_1)}. \quad (3.60)$$

### 3.7.2 Monitorering - Fiberoptisk måling

Fiberoptisk måling er en annen type måling som er langt mindre utbredt sammenlignet med termisk responstest. Noe av årsaken til dette er at instrumentene knyttet til en slik måling er svært kostbare, og det er derfor hovedsakelig forskningsfeltet som anvender dette. Den største fordelen med en slik måling er at den resulterende datasamlingen gir innblikk i temperaturvariasjoner langs hele borehullet.

Denne målingen baseres på *Optisk Time Domain Reflectometer* (OTDR) som i hovedsak går ut på at lyset blir tilbakespredt mens pulsen forplanter seg gjennom fiberen. Det tilbakespredte lyset består av ulike spektrale komponenter, der *Rayleigh backscatter*- og *Raman backscatter* komponenten er to av disse. Rayleigh komponenten er den sterkeste og blir derfor sett på som hovedverktøyet for kvalitetssikring av målingen. Denne komponenten er uavhengig av temperatur. Raman komponenten er forårsaket av molekylære vibrasjoner fra den termiske energien. Denne komponenten består av Stokes- og Anti-Stokes linjen. Anti-Stokes linjen er sterkt påvirket av temperaturen. Det grunnleggende prinsippet bak fiberoptiske målinger er en filtrering av disse to linjene. Denne filtreringen gir oss data vedrørende temperaturendringer i borehullet. Dermed får vi et svært godt overblikk av temperaturvariasjoner, samt temperaturutviklingen langs borehullet.

# Kapittel 4

## Numerisk modelleringsverktøy for geotermiske systemer

Ved undersøkelse av eksisterende- og prosjekterende energisystemer kan bruk av modelleringsverktøy bidra til å avdekke mulige styrker og svakheter til systemet. Korrekt anvendelse av modelleringsverktøy kan bidra til å finne en eller flere gode energiløsninger, samt komme med anbefalinger rundt styring og drift. I tilknytning til modellering av energisystemer har det blitt utviklet en rekke ulike modelleringsverktøyer. To av verktøyene som er mye brukt for geotermiske systemer er *Earth Energy Designer* (EED) og *TRaNsient SYstem Simulation Tool*. EED er et brukervennlig verktøy der modelleringen er begrenset til kun grunne og lukkede brønnparker. Den matematiske løsningsmetoden som anvendes er basert på en semi-analytisk metode. Videre har vi TRNSYS som er et svært fleksibelt verktøy der modelleringen er komponentbasert. Dette innebærer at det er mulig å kombinere en rekke ulike komponenter for å oppnå et ønsket energisystem. En numerisk løsningsmetode brukes i dette verktøyet. Grunnet verktøyets fleksibilitet vil TRNSYS bli brukt for videre modellering av Komplette Arena.

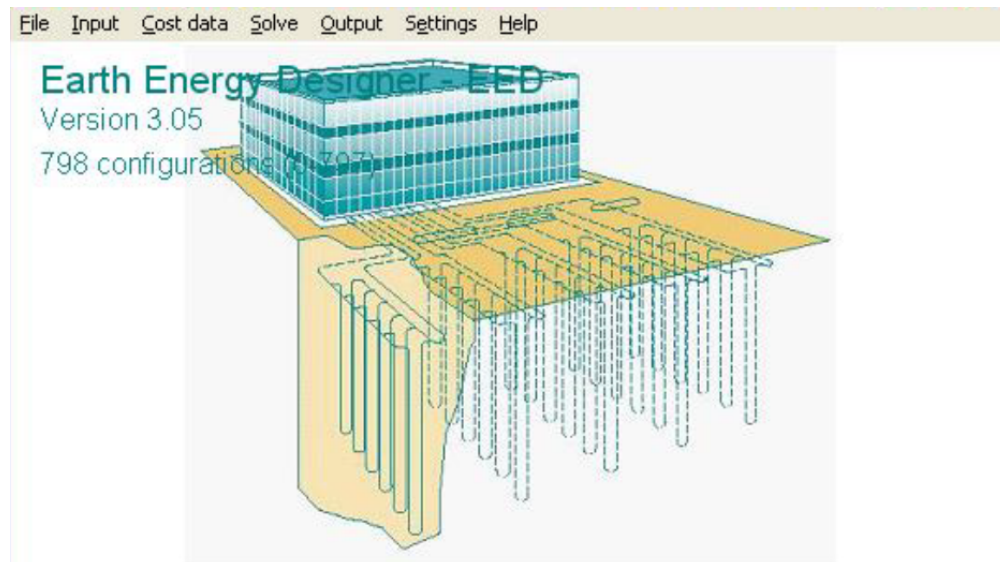
I denne delen vil de nevnte modelleringsverktøyene bli beskrevet og sammenlignet. Beskrivelse gitt i underavsnitt 4.1 er en fremstilling av [14], mens beskrivelsen i underavsnitt 4.2 er en fremstilling av [25].

### 4.1 EED

*Earth Energy Designer* (EED) er et mye brukt modelleringsverktøy i Norge. I motsetning til TRNSYS, som kan modellere en rekke ulike energisystemer, er EED begrenset til kun modellering av vertikale geotermiske systemer. Den matematiske løsningsstrategien er basert på en semi-analytisk løsningsmetode. Denne er utledet fra modellering- og parameterstudier med

en numerisk simuleringsmetode (SBM), som videre utvikles til en analytisk løsning av varmestrømmen bestående av funksjoner for borehullsmønsteret og den tilhørende geometrien. Disse funksjonene omtales ofte som g-funksjoner.

SBM er basert på differensmetoden, beskrevet i underavsnitt 2.3.1. Dette er en metode som beregner et sett av temperatur responsfaktorer for ulike borehullskonfigurasjoner. Det er definert som dimensjonsløse temperatur responsfaktorer som relaterer temperaturen langs borehullsveggen med utvinnings og injeksjonsraten fra reservoaret. G-funksjonene representerer den termiske oppførselen for en spesifikk borehullskonfigurasjon i henhold til tiden. Dette er en funksjon som avhenger av to dimensjonsløse geometriske parametere og en dimensjonsløs tid,  $g(t/t_s, r_b/H, B/H)$ .  $t/t_s$  er den dimensjonsløse tiden og kan beregnes som  $t_s = H^2/\alpha_s$ . Videre er  $B/H$  det dimensjonsløse forholdet mellom borehullsavstanden og borehullsdybden, og til slutt  $r_b/H$  som er det dimensjonsløse forholdet mellom borehullsradiusen og borehullsdybden. I EED har disse g-funksjonene blitt forhåndskalkulert og lagret i en ekstern fil, noe som sørger for en rask beregningstid.

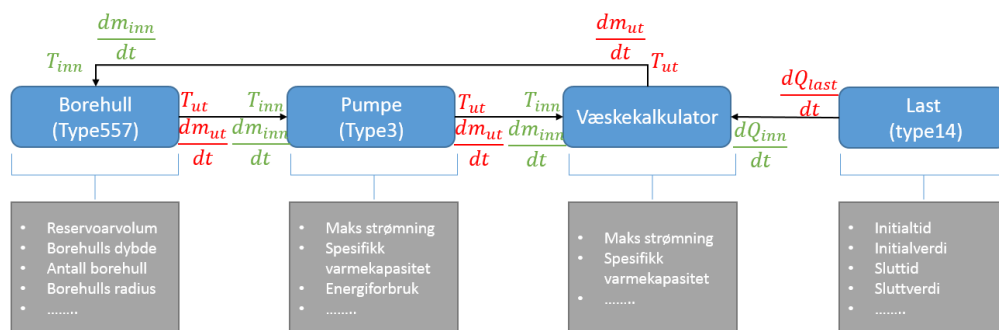


Figur 4.1: Illustrasjon av hovedmeny i EED.

Det enkle brukergrensesnittet er noe av årsaken til verktøyets popularitet for modellering av geotermiske systemer. Illustrasjon av hovedmenyen er gitt i figur 4.1. Et innebygget bibliotek er inkludert i verktøyet. Dette består blant annet av ulike valg for reservoarets varmeledningsevne  $\lambda_{res}$  og væskens spesifikke varmekapasitet  $c_p$ . I tillegg er det også et utvalg av egenskaper knyttet til forskjellige materialer for U-rør og sirkulasjonsvæske. Dette innebygde biblioteket sørger for at brukeren har mulighet til å simulere ulike varianter svært raskt. Den tilhørende resultatfilen gir brukeren informasjon om sirkulasjonsvæskens middeltemperatur i borehullet samt raten av energi som enten utvinnes eller lagres i det omliggende reservoaret.

## 4.2 TRNSYS

*TRaNsient SYstem Simulation tool* (TRNSYS) er et komponentbasert modelleringsverktøy som simulerer transiente systemer. Et slikt system er definert som en prosess der variablene endrer seg over tid, og kan eksempelvis anvendes ved simulering av et geotermisk system. TRNSYS er et program som primært var utviklet for å undersøke effekten av solcelleanlegg, men har blitt videreutviklet for å kunne betrakte flere ulike energisystemer. Hovedårsaken til programmets fleksibilitet er den åpne komponentstrukturen som lar brukeren modellere en rekke ulike energiløsninger. I denne oppgaven blir tilleggspakken *TESS* inkludert for å muliggjøre simuleringer av grunne vertikale geotermiske systemer.



Figur 4.2: Flyttdiagram av en TRNSYS modell. Rød notasjon indikerer outputverdier, blå notasjon indikerer inputverdier, mens grå bokser er parameterverdier.

Simuleringsmodellene i TRNSYS er sammensatt av flere ulike moduler, som blant annet hoved-, verktøys- samt vanlige komponentmoduler. Disse er koblet sammen på en logisk måte. Eksempel på dette er vist i figur 4.2. Denne logiske sammensetningen innebærer at komponentene er sammenkoblet med hensyn til hvordan de skal operere. Systemets resulterende ytelse beregnes fra den kombinerte dynamiske ytelsen til alle de sammenkoblede komponentene.

Tre distinkte typer av informasjon er assosiert med hver under rutine; parameter-, input- og outputverdier. Følgende beskrivelse kan gis for de ulike typene av informasjon:

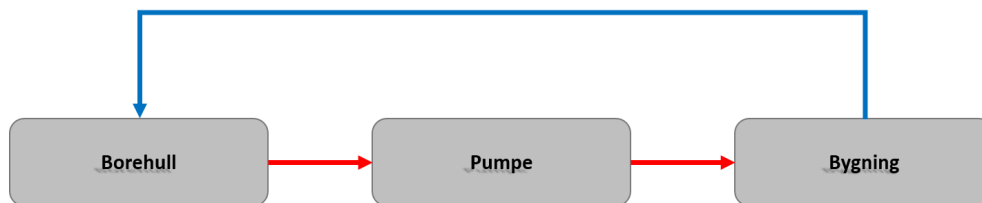
- **Parameterverdier**  
Disse verdiene defineres i forkant av simuleringen og er konstante over simuleringsperioden.
- **Inputverdier**  
Verdiene gir informasjon som enten forandres eller holdes uforandret over tidsstegene. Eksempler på inputverdier er væsketemperaturer og strømningsrater.
- **Outputverdier**  
Defineres som en funksjon av tid som blir beregnet ut ifra parameter- og inputverdier.

For hvert tidssteg i simuleringen anvender TRNSYS suksessiv substitusjon for å løse for outputverdiene. Løsningen oppnås ved å iterativt løse et sett med samtidige ligninger i komponentenes underrutiner. Dette blir foretatt frem til alle de aktuelle verdiendringene av inputverdier er mindre enn de tillate toleranseverdiene. Når alle inputverdiene har nådd en konvergent tilstand vil simuleringen fortsette til neste tidssteg. Dette gjentas frem til den definerte simuleringstiden er over. I tilfeller der konvergens ikke er nådd vil det bli gitt en feilmelding til brukeren.

Underrutinene til mange av komponentene i TRNSYS består enten av algebraiske eller differensielle ligninger. Eksempler på dette er solfangerkomponenten som løses ved hjelp av den algebraiske Hottel-Whillier-Bliss ligningen, og bygningskomponenten som løses med en første ordens differensialligning. Komponentene bestående av differensielle ligninger løses ved hjelp av en intern integrasjonsmetode i TRNSYS. Metoden som anvendes er den såkalte Modifisert-Euler metoden. Dette er en metode som forutsier nye verdier av den tidsavhengige variabelen ved hjelp av den enkle Euler-metoden som videre blir korrigert med Trapesmetoden. Årsaken til at en slik fremgangsmåte anvendes i TRNSYS, er for at systemer bestående av underrutiner med både algebraiske og differensielle ligninger, kan beregnes ved hjelp av iterasjoner med konstante tidssteg.

### 4.3 Basistilfelle

Grunnet ulikhetene mellom de matematiske løsningsmetodene som anvendes i EED og TRNSYS, er det av interesse å foreta en sammenligning med et basistilfelle. TRNSYS vil bli brukt for videre modellering i denne oppgaven, og dermed har denne sammenligningen som formål å styrke simuleringenes validitet senere i oppgaven. En skjematisk fremstilling av energisystemet som betraktes er gitt i figur 4.3.



Figur 4.3: Skjematisk fremstilling av modellen brukt i basistilfellet.

Komponentene til de to modelleringsverktøyene er definert på ulike måter, og det er derfor avgjørende å tilpasse dem til hverandre. Eksempler på dette er grunnlasten, den termiske resistansen mellom sirkulasjonsvæsken og det omliggende reservoaret, samt andre separate parameterverdier.

Målet med denne analysen er å undersøke om simuleringresultatene til modelleringsverktøyene

er tilnærmet like. For å besvare dette anvendes middeltemperaturen til sirkulasjonsvæsken i borehullet som variabel. Årsaken til at nettopp denne variabelen velges er fordi det er denne som fremkommer i resultatfilen gitt i EED. I tillegg er den også veldig relevant for energimodellene som betraktes i denne delen.

### 4.3.1 Felles parameterverdier

Parameterverdier som er definert både i EED og TRNSYS er gitt i tabell 4.1.

Nr.	Parameter	Symbol	Verdi	Enhet
1	Borehulls konfigurasjonen		0 (1:single)	-
2	Kollektortype		Enkel-U	-
3	Antall borehull	$N_b$	1	stk
4	Antall borehull i seriekoblingen		1	stk
5	Borehullsdybde	$d_b$	200	meter
6	Borehullsradius	$r_b$	0,05715	meter
7	Reservoarvolum	$V_{res}$	50 000	m <sup>3</sup>
8	Reservoarets varmeledningsevne	$\lambda_{res}$	2,9	W/(m.K)
9	Reservoarets spesifikke varmekapasitet		2600	kJ/m <sup>3</sup> .K
10	Overflatetemperatur	$T_0$	7,7	°C
11	Varmetransport mellom U-rør		0 (Ingen)	-
12	Sirkulasjonsvæskens spesifikke varmekapasitet	$c_p$	4,25	kJ/kg.K
13	Sirkulasjonsvæskens tetthet	$\rho$	960	kg/m <sup>3</sup>
14	Sirkulasjonsvæskens strømningsrate	$dm/dt$	0,65	l/s
15	Antall år med oppvarming		0	år
16	Isolasjonsindikator for randsonene		0 (Ingen)	-

Tabell 4.1: Parameterverdier gitt i begge modelleringsverktøyene.

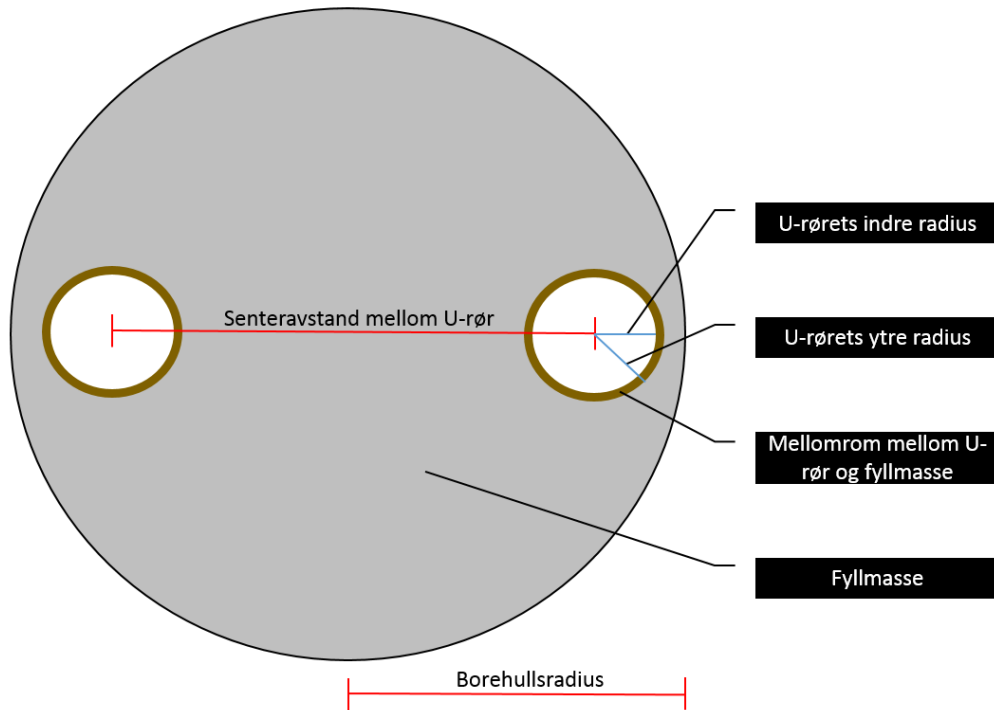
For denne modellen har vi valgt en enkel konfigurasjon bestående av ett borehull (parameter 3) av typen enkel-U (parameter 2) som er 200 meter dypt (parameter 5). Verdiene for borehullsradiusen (parameter 6) er basert på hva som er mest vanlig i Norge [38]. En grafisk fremstilling av denne typen borehull er vist i figur 4.4. Spesifikasjonene rundt borehullet, reservoaret og sirkulasjonsvæsken er hentet fra det innebygde biblioteket i EED.

Randbetingelsene for borehullskomponentene er beskrevet i underavsnitt 3.1.1. For å tilfredsstille denne beskrivelsen velges overflatetemperaturen (parameter 10) til å være konstant, i dette tilfelle 7,7°C. Videre velges det ingen isolasjon i reservoarets randsoner (parameter 16).

For å forenkle modellen velges en isolasjon mellom U-rørene (parameter 11). Dette sørger for at ingen varmetransport oppstår mellom U-rørene. I borehull uten slik isolasjon må også



en intern termisk resistans inkluderes i beregningene. Mer utfyllende informasjon rundt den interne termiske resistansen finnes i [30].



Figur 4.4: Oversiktsbilde ovenfra for et borehull av typen enkel-U.

Når det gjelder reservoarvolumet (parameter 7),  $V_{res}$ , er dette noe som må beregnes. I tråd med beskrivelse gitt i [25] blir borehullene plassert uniformt i et sylindrisk reservoarvolum. Siden vi kun betrakter et borehull, vil det plasseres i midten av volumet. I en brønnpark bestående av flere borehull ville borehullene blitt plassert innenfor reservoarvolumet med en definert borehullsavstand. Volumet av en sylinder defineres med ligningen  $V_{res} = \pi h r_{res}^2$ , der  $h$  er høyden og  $r_{res}$  er radiusen. Ved beregning av volumet til et reservoar bestående av borehull definerer vi  $h = N_b d_b$  og  $r_{res} = (0,525 \cdot a_b)$ . Dermed ender vi opp med ligningen

$$V_{res} = \pi N_b d_b (0,525 \cdot a_b)^2 \quad (4.1)$$

der  $N_b$  er antall borehull (parameter 3),  $d_b$  er dybden på borehullet (Parameter 5) og  $a_b$  er avstanden mellom borehullene. Ved å bruke verdiene som er gitt i tabell 4.1 og velge  $a_b$  til å være 7 meter blir reservoarvolumet omtrent  $8500 \text{ m}^3$ . Selv om dette er den korrekte måten å beregne reservoarvolumet velger vi likevel å øke denne til  $50\,000 \text{ m}^3$ . Dette økte reservoarvolumet er med på å gjøre modellen mer realistisk.

### 4.3.2 Separate parameterverdier

Parameterverdiene gitt i tabell 4.1 er definert i begge modelleringsverktøyene. Det er likevel flere parameterverdier som kun oppgis i sine respektive modelleringsverktøy. Tabellene 4.2 og 4.3 gir en oversikt over hvilke parameterverdier som kun er definert i enten EED eller TRNSYS.

Nr.	Parameter	Symbol	Verdi	Enhet
1	Borehullets senteravstand mellom U-rør	$s_p$	0,071	meter
2	U-rørets indre radius	$r_{pi}$	0,02	meter
3	U-rørets ytre radius	$r_{po}$	0,0223	meter
4	Tykkelse mellom U-rør og fyllmasse		0,0023	meter
5	Reservoarets geotermiske varmeffluks	$q$	0,058	W/m <sup>2</sup>
6	Sirkulasjonsvæskens varmeledningsevne		0,44	W/(m.K)
7	Sirkulasjonsvæskens viskositet		0,0076	kg/(m.s)
8	Sirkulasjonsvæskens frysepunkt		-15	°C
9	Fyllmassens varmeledningsevne	$\lambda_g$	0,6	W/(m.K)
10	Rørveggenes varmeledningsevne	$\lambda_{pipe}$	0,42	W/(m.K)

Tabell 4.2: Parameterverdier kun gitt i EED modellen.

I tabell 4.2 er U-rørets indre og ytre radius (parameter 2 og 3) satt til 0,02 og 0,0223 meter, respektivt. Sirkulasjonsvæsken er av typen vann og etanol da dette er mest vanlig i Norge [38]. Spesifikasjonene til denne sirkulasjonsvæsken er gitt i tabell 4.2 (parameter 6-8).

Reservoarets geotermiske varmeffluks  $q$  (parameter 5, tabell 4.2) og gradient  $\nabla T$  (parameter 2, tabell 4.3) må tilpasses etter hvordan de er definert i sine respektive modelleringsverktøy. Det er beskrevet i [13] at TRNSYS anvender den geotermiske gradienten  $\nabla T$  til å beregne den initielle reservoartemperaturen. Videre øker denne gradienten lineært med respekt til borehullsdybden  $d_b$ . I EED er det kun mulig å definere den geotermiske varmeffluksen  $q$ . I samråd med [38] velges den geotermiske gradienten i TRNSYS til  $0,02^\circ\text{C}/\text{m}$ . Ved å anvende Fourier ligningen (2.1) kan reservoarets varmeffluks beregnes på følgende måte:

$$q = \lambda_{res} \nabla T \quad \Rightarrow \quad q = 0,058 \text{ W}/\text{m}^2. \quad (4.2)$$

Nr.	Parameter	Symbol	Verdi	Enhet
1	Termisk resistans mellom sirk.væske og reservoar*	$R_{bt}$	0,105530	(m.K)/W
2	Reservoarets termiske gradient	$\nabla T$	0,02	°C/m
3	Antall radielle regioner		3	stk
4	Antall vertikale regioner		35	stk
5	Antall vertikale jordlag utenfor reservoar		1	stk
6	Jordlagets varmeledningsevne		2,9	W/(m.K)
7	Jordlagets spesifikke varmekapasitet		2600	kJ/(m <sup>3</sup> K)
8	Jordlagets tykkelse		1000	meter

Tabell 4.3: Parameterverdier kun gitt i TRNSYS modellen. \*Detaljert beskrive finnes i underavsnitt 4.3.3.

Ved beregning av den numeriske løsningen for borehullskomponenten er det nødvendig å oppgi antall radielle (parameter 3) og vertikale regioner (parameter 4). En mer utfyllende beskrivelse av dette rutenettet finnes i underavsnitt 3.1.1. For denne modellen velges tre radielle, og trettifem vertikale regioner. Ved testing av finere rutenett blir resultatet tilnærmet uforandret, og dimensjoneringen av rutenettet anses derfor som konvergent.

Ifølge TRNSYS manualen [25] defineres antall vertikale jordlag utenfor reservoaret (parameter 5) som antall unike vertikale jordlag som utgjør berggrunnen utenfor grenseflaten av reservoarvolumet. Det er nødvendig å oppgi jordlagets varmeledningsevne (parameter 6), den spesifikke varmekapasiteten (parameter 7) og tykkelsen (parameter 8). Verdien av disse vises i tabell 4.3. Det skal nevnes at jordlagets tykkelse settes til 1000 meter for å unngå påvirkning fra rendene.

### 4.3.3 Tilpasning av EED og TRNSYS modellene

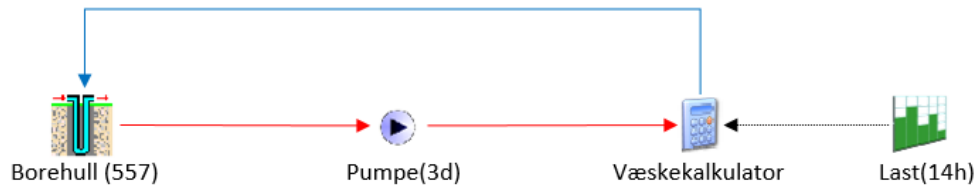
For dette basistilfellet er det nødvendig å tilpasse lasten, og den termiske resistansen mellom sirkulasjonsvæsken og det omliggende reservoaret. Siden det kun er mulig å tilpasse parametere i TRNSYS velger vi å justere denne modellen etter hvordan dette er definert i EED.

Siden TRNSYS er et mer fleksibelt verktøy velger vi å tilpasse modellen i TRNSYS etter hvordan dette er definert i EED.

#### Last:

Som vist i figur 4.5 består TRNSYS modellen av borehullskomponenten (type 557), pumpekomponenten (type 3d), væskekalkulator samt en forandringsfunksjon som inneholder den

månedlige grunnlasten (type 14h).



Figur 4.5: Modellen av basistilfelle i TRNSYS.

I EED blir sirkulasjonsvæsken pumpet tilbake til borehullet etter å ha overført nødvendig mengde energi til bygningen. En slik bygning er definert med en månedlig grunnlastprofil. Siden bygningskomponenten i TRNSYS ikke kan defineres på en slik måte, er det nødvendig med en alternativ løsning. Vi har i denne modellen anvendt komponenten *Væskerekalkulator* som skal tilsvare bygningskomponenten i EED. Basert på informasjon gitt i [25] kan væskerekalkulatoren uttrykkes med ligning (3.56). Verdiene til variablene  $T_{inn}$ ,  $dm/dt$  og  $c_p$  hentes fra pumpekomponenten, mens  $dQ_{last}/dt$  hentes fra forandringsfunksjonen. Ved hjelp av væskerekalkulatoren har vi dermed funnet en løsning som tilsvare bygningskomponenten i EED.

I denne analysen velges en konstant grunnlastprofil  $dQ_{last}/dt$ . Den årlige grunnlasten settes til 24 MWh, noe som tilsvarer 2 MWh per måned. I TRNSYS simuleringen velges en time som steglengde, der den totale simuleringstiden er 8760 timer (ett år). Grunnlasten i TRNSYS må derfor beregnes basert på valgt steglengde, der vi tar utgangspunkt i at hver måned består av 730 timer. Dette resulterer til at grunnlasten per steglengde beregnes til 0,00274 MWh.

### Den termisk resistansen:

Den termiske resistansen er svært sentral for modellering av borehullskomponenten. Ifølge [1] er en god termisk resistans mellom sirkulasjonsvæsken og det omliggende reservoaret mindre enn 0,11 (m.K)/W, mens en dårlig er større enn 0,14 (m.K)/W. Denne beregnes ulikt i EED og TRNSYS [30], og det er derfor nødvendig å tilpasse dette ut ifra de analytiske løsningsmetodene som anvendes av modelleringsverktøyene.

I denne delen vil den termiske resistansen mellom sirkulasjonsvæsken og det omliggende reservoaret  $R_{bt}$  bli betraktet. Ifølge [12] er  $R_{bt}$  summen av borehullets termiske resistans  $R_b$  og U-rørets termiske resistans  $R_{pipe}$ . Dette kan gis med den generelle ligningen

$$R_{bt} = R_b + R_{pipe}. \quad (4.3)$$

$R_{pipe}$  kan videre defineres som summen av den termiske resistansen til varme konveksjonen

$R_{konv}$  og varme konduksjonen  $R_{kond}$  i U-røret. Dermed kan  $R_{pipe}$  beregnes med ligningen

$$R_{pipe} = \underbrace{\frac{1}{4\pi r_{pi} h}}_{R_{konv}} + \underbrace{\frac{\ln(r_{po}/r_{pi})}{4\pi \lambda_{pipe}}}_{R_{kond}} \quad (4.4)$$

der  $h$  er konveksjonskoeffisienten, og beskrivelse av  $r_{pi}$ ,  $r_{po}$  og  $\lambda_{pipe}$  er gitt i tabell 4.2.

Borehullskomponenten i TRNSYS, type 557, finnes i to ulike varianter. Begge disse to komponentene anvender samme numeriske løsningsmetode. Disse variantene kan beskrives på følgende måte:

- Type 557a: Borehullets geometri samt termiske egenskaper er definert som parameterverdier av brukeren.
- Type 557b: Borehullets termiske resistans ( $R_{bt}$ ) defineres som parameterverdi. Denne varianten anvendes når den termiske resistansen er kjent, som blant annet er tilfelle når en termisk responstest har blitt utført.

Ved å sammenligne den månedlige middeltemperaturen kan avviket fra type 557a beregnes til 0.002027 for type 557b. Tatt i betraktning at korte tidssteg anvendes over en lang simuleringsperiode, antas avviket som ikke-signifikant.

I tabell 4.4 blir det gitt en oversikt over parameterverdier som anvendes til å beregne den termiske resistansen i modelleringsverktøyene. Som det fremkommer er den resulterende termiske resistansen ulik. Differansen mellom disse beregnes til 0,00497 (m.K)/W, noe som er et avvik på omtrent 4,5%.

Parameter	EED	Felles	Type 557a
Borehullsradius [m]		0,0570	
U-rørets ytre radius [m]		0,0223	
U-rørets indre radius [m]		0,0200	
Halv senteravstand mellom U-rør [m]		0,0355	
Fyllmassens varmeledningsevne [W/(m.K)]		0,60	
U-rørets varmeledningsevne [W/(m.K)]		0,42	
Reservoarets varmeledningsevne [W/(m.K)]		2,90	
Resultat:			
$R_{bt}$ [(m.K)/W]	0,110500		0,105530

Tabell 4.4: Oversikt over felles parameterverdier i EED og Type 557a for å beregne den termiske resistansen.

Som nevnt i den innledende paragrafen i dette avsnittet beregnes den termiske resistansen ulikt i modelleringsverktøyene. I TRNSYS anvendes *linje-sluk* formelen [12]. Beregning av

den termiske resistansen mellom sirkulasjonsvæsken og det omliggende reservoaret er gitt med ligningen

$$R_{bt} = \frac{1}{4\pi\lambda_g} \left[ \ln \left( \frac{r_b}{r_p} \right) + \ln \left( \frac{r_b}{2s_{ph}} \right) + \sigma \ln \left( \frac{(r_b/s_{ph})^4}{(r_b/s_{ph})^4 - 1} \right) \right] \quad (4.5)$$

$$+ R_{pipe} \quad (4.6)$$

der  $s_{ph}$  er halve senteravstanden mellom U-rørene i borehullet. Videre kan  $\sigma$  defineres med ligningen

$$\sigma = \frac{\lambda_g - \lambda_{res}}{\lambda_g + \lambda_{res}}. \quad (4.7)$$

I EED anvendes *Multipol metoden* for å beregne den termiske resistansen [30]. Den analytiske ligningen består av linje-sluk formelen, gitt i ligning (4.6), samt et første-ordens multipolet korreksjonsledd. For å forenkle den analytiske ligningen introduseres tre dimensjonsløse parametere:

$$\lambda_1 = \frac{r_b}{r_p}, \quad \lambda_2 = \frac{r_b}{s_{ph}} \quad \text{og} \quad \lambda_3 = \frac{r_p}{2s_{ph}}. \quad (4.8)$$

Dermed kan Multipol metoden i EED defineres med ligningen

$$R_{bt} = \frac{1}{4\pi\lambda_g} \left[ \ln \left( \frac{\lambda_1 \lambda_2^{1+4\sigma}}{2(\lambda_2^4 - 1)^\sigma} \right) - \frac{\lambda_3^2 (1 - (4\sigma/(\lambda_2^4 - 1)))^2}{1 + \lambda_3^2 (1 + (16\sigma/(\lambda_2^2 - 1/\lambda_2^2)^2))} \right] \quad (4.9)$$

I ligning (4.9) er den termiske resistansen til U-røret inkludert i korreksjonsleddet og det er derfor ikke nødvendig å addere  $R_{pipe}$ .

Som det fremkommer i denne delen beregnes  $R_{bt}$  ulikt i EED og TRNSYS. Ved å sette denne verdien likt i verkøyene vil andre viktige parametere påvirkes. Om dette gjøres blir det resulterende avviket av middeltemperaturene større en hva som er gitt i underavsnitt 4.3.5, der ulik  $R_{bt}$  anvendes.

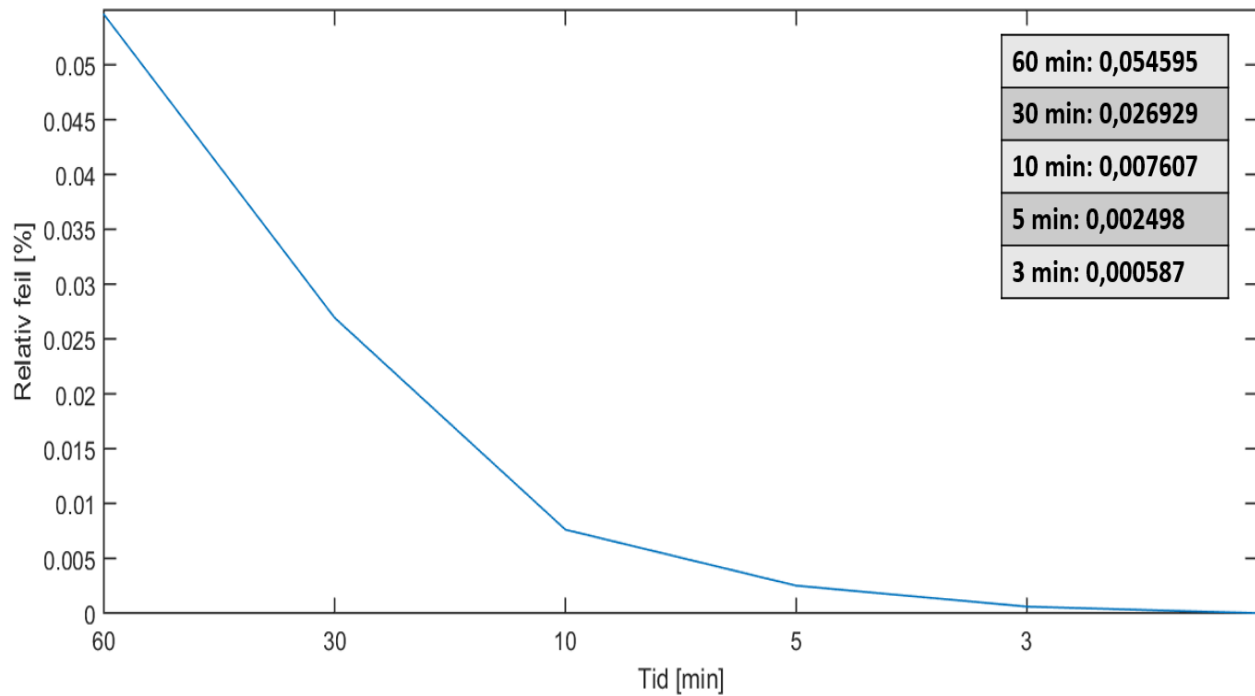
#### 4.3.4 Konvergenstest av TRNSYS modell

I TRNSYS er det mulig å definere tidssteg samt antall radielle og vertikale regioner i domenet. Dette er noe som ikke er mulig å kontrollere i EED. Av den grunn vil konvergenstester kun bli foretatt av TRNSYS modellen. Den relative feilen  $\eta$  mellom en referanse  $a$  og et større tidssteg  $b$  beregnes for å betrakte konvergensten. Denne beregningen gjøres med ligningen

$$\eta = \frac{|b - a|}{|a|}. \quad (4.10)$$

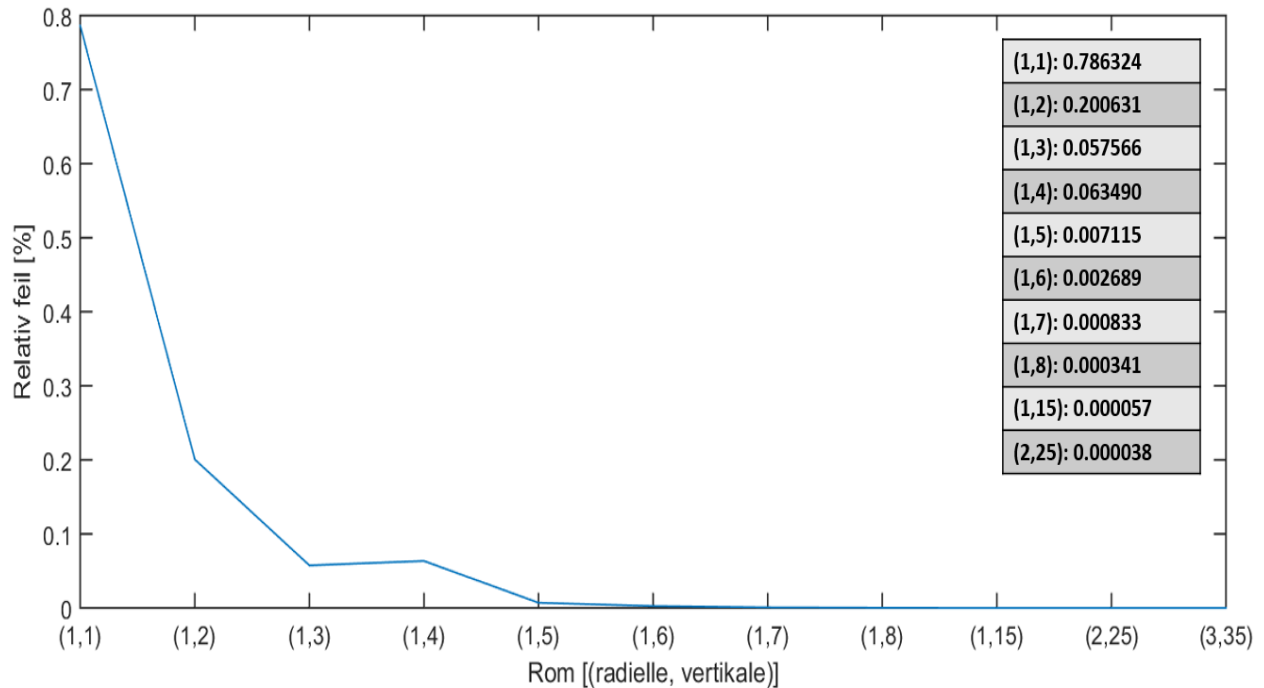
I denne delen vil kun den første måneden bli betraktet. Konvergenstestene vil omfatte en sammenligning mellom den månedlige snittemperaturen av sirkulasjonsvæsken med den

månedlige snittemperaturen av sirkulasjonsvæsken ved tidssteget ett minutt og rutenettet tre radielle og trettifem vertikale regioner.



Figur 4.6: Relativ feil ved ulike tidssteg. Rutenettet som betraktes består av tre radielle og trettifem vertikale regioner.

Den relative feilen ved ulike tidssteg, vist i figur 4.6, viser at en tydelig konvergens oppnås. Den relative feilen mellom referansen og tidsstegene tre og ti minutter er svært liten. Derimot øker denne ved tidsstegene tretti og seksti minutter. Hadde tidssteget seksti minutter blitt valgt for dette basistilfellet ville den resulterende middeltemperaturen hatt en relativ feil på omtrent 5,5% mot hva som er diskutert i underavsnitt 4.3.5.



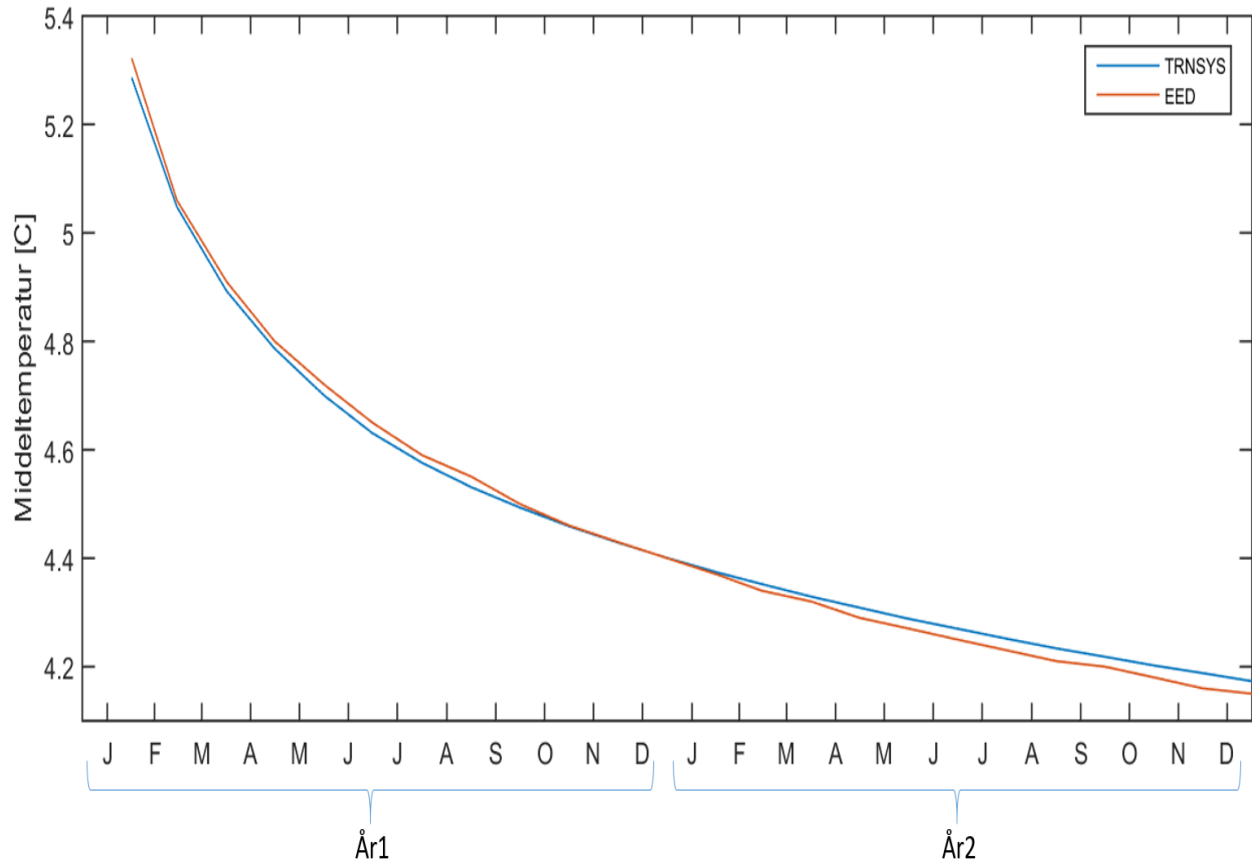
Figur 4.7: Relativ feil ved ulike regioner. Tidssteget som brukes er ett minutt.

Referansen som anvendes for konvergenstesten av ulike regioner består av tre radielle og trettifem vertikale regioner. I tillegg anvendes tidssteget ett minutt. Ved å øke antall gridceller minker den relative feilen betraktelig. Mot referansen ville en simulering bestående av en radiell og en vertikal region gitt en relativ feil på hele 78%. Ved å øke antall radielle regioner reduseres denne signifikant og ved i tillegg å øke antall vertikale regioner reduseres den enda mer. Basert på dette oppnår vi en tydelig konvergens som er vist i figur 4.7. Det skal nevnes at den relative feilen mellom referanseverdien og regionen bestående av en radiell og fem vertikale regioner, er svært liten. Om en redusert simuleringstid er ønskelig kan antall rutenett i dette intervallet velges uten å få nevneverdig økning i den relative feilen.

### 4.3.5 Resultat

Figur 4.8 viser den simulerte middeltemperaturen i modelleringsverktøyene over to år. Som nevnt tidligere er initial betingelsen for begge simuleringene satt til  $7,7^{\circ}\text{C}$ , noe som sørger for et identisk utgangspunkt. Differansen mellom modelleringsverktøyene er  $0,04^{\circ}\text{C}$  i januar. Frem til oktober faller denne middeltemperaturen betydelig i begge verktøyene. Differansen i denne perioden varierer mellom  $0,04^{\circ}\text{C}$  og  $0,02^{\circ}\text{C}$ . Etter dette synker differansen ned mot  $0,0003^{\circ}\text{C}$  i perioden oktober til desember. Videre øker differansen mot  $0,03^{\circ}\text{C}$  ved utgangen av det andre året.





Figur 4.8: Middelttemperaturen til sirkulasjonsvæsken over to år. I TRNSYS anvendes tidssteget ett minutt og et rutenett bestående av tre radielle og trettifem vertikale regioner. Tidssteget som brukes i EED er en måned.

I tabell 4.5 betraktes middelttemperaturen i det femte og tiende året. Over denne perioden varierer differansen mellom  $0,03^{\circ}\text{C}$  og  $0,04^{\circ}\text{C}$ . Ved å beregne den gjennomsnittlige differansen i det femte og tiende året kommer det frem at differansen øker med kun  $0,004^{\circ}\text{C}$  over disse fem årene. Dette resultatet er svært tilfredsstillende og indikerer at differansen er stabil over en lengre tidsperiode.

År	5			10		
	TRNSYS	EED	Diff.	TRNSYS	EED	Diff.
Januar	3,93	3,9	0,03	3,66	3,63	0,03
Februar	3,92	3,89	0,03	3,66	3,62	0,04
Mars	3,92	3,88	0,04	3,66	3,62	0,04
April	3,91	3,88	0,03	3,66	3,62	0,04
Mai	3,90	3,87	0,03	3,65	3,61	0,04
Juni	3,90	3,86	0,04	3,65	3,61	0,04
Juli	3,89	3,86	0,03	3,65	3,61	0,04
August	3,88	3,85	0,03	3,64	3,61	0,03
September	3,88	3,84	0,04	3,64	3,60	0,04
Oktober	3,87	3,84	0,03	3,64	3,60	0,04
November	3,87	3,83	0,04	3,63	3,60	0,03
Desember	3,86	3,83	0,03	3,63	3,59	0,04

Tabell 4.5: Middelttemperaturen av sirkulasjonsvæsken, gitt i [°C]. Middelttemperaturen er beregnet i slutten av hver måned.

Middelttemperaturen for de to første årene, vist i figur 4.8, viser at middelttemperaturen i EED synker mer enn middelttemperaturen i TRNSYS. Som et resultat av dette varierer differansen mellom middelttemperaturene over denne simuleringsperioden. Det kommer også frem i tabell 4.5 at differansen oppstår også over en lengre tidsperiode. Mulige årsaker til dette er følgende:

- **Ulik  $R_{bt}$**   
Modelleringsverktøyene beregner  $R_{bt}$  ulikt. Dette er beskrevet i underavsnitt 4.3.3. Avviket mellom verktøyenes termiske resistans beregnes til 4,5%.
- **Ulike tidssteg**  
I TRNSYS er tidsstegene brukerdefinerte. I denne analysen har tidssteget ett minutt blitt valgt. Tidssteget er derimot ikke brukerdefinert i EED, men fastsatt til en måned.
- **Ulike løsningsmetoder**  
Disse to modelleringsverktøyene beregner borehullskomponenten ved hjelp av to ulike numeriske løsningsmetoder. Detaljer rundt løsningsmetodene er beskrevet i underavsnitt 3.1.1.
- **Feil oppsett av modellene**  
Oppsettet av modellene har blitt diskutert i underavsnittene 4.3.1, 4.3.2 og 4.3.3.

### 4.3.6 Oppsummering

EED og TRNSYS er to mye brukte modelleringsverktøy for simulering av energisystemer. Derfor er en sammenligning av interesse for å undersøke om simuleringsresultatene er tilnærmet like. Både felles og separate parameterverdier har blitt diskutert, og videre tilpasset etter hvordan de anvendes i de nevnte modelleringsverktøyene. Underveis i denne prosessen har vi også møtt på ulike utfordringer, noe som er beskrevet i tillegg D. Som det fremkommer i underavsnitt 4.3.5 oppstår det et avvik mellom de resulterende middeltemperaturene av væsketemperaturen i borehullet.

Oppbygningen av de nevnte modelleringsverktøyene er ulik. Dette gjelder i hovedsak den matematiske løsningsmetoden som brukes for å beregne middeltemperaturen i borehullet. EED er basert på en semi-analytisk løsningsstrategi der deler av løsningen er forhåndskalkulert. Tidsstegene som brukes i dette verktøyet er en måned, og er ikke mulig å justere. I TRNSYS blir derimot en numerisk løsningsstrategi anvendt, der tidsstegene er brukerdefinerte. I tillegg beregnes den termiske resistansen  $R_{bt}$  ulikt i verktøyene. Med hensyn til det helhetlige energisystem blir det valgt å anvende ulike verdier for den nevnte verdien. Avviket som forekommer er på omtrent 4,5%. Ved endring av den termiske resistansen vil andre viktige verdier påvirkes, noe som ikke er ønskelig. Dermed er det tydelige ulikheter mellom modelleringsverktøyene som blir sammenlignet. Basert på disse observasjonene tyder det på at verktøyenes ulike løsningsmetoder forårsaker det resulterende avviket av middeltemperaturen.

# Kapittel 5

## Komplett Arena

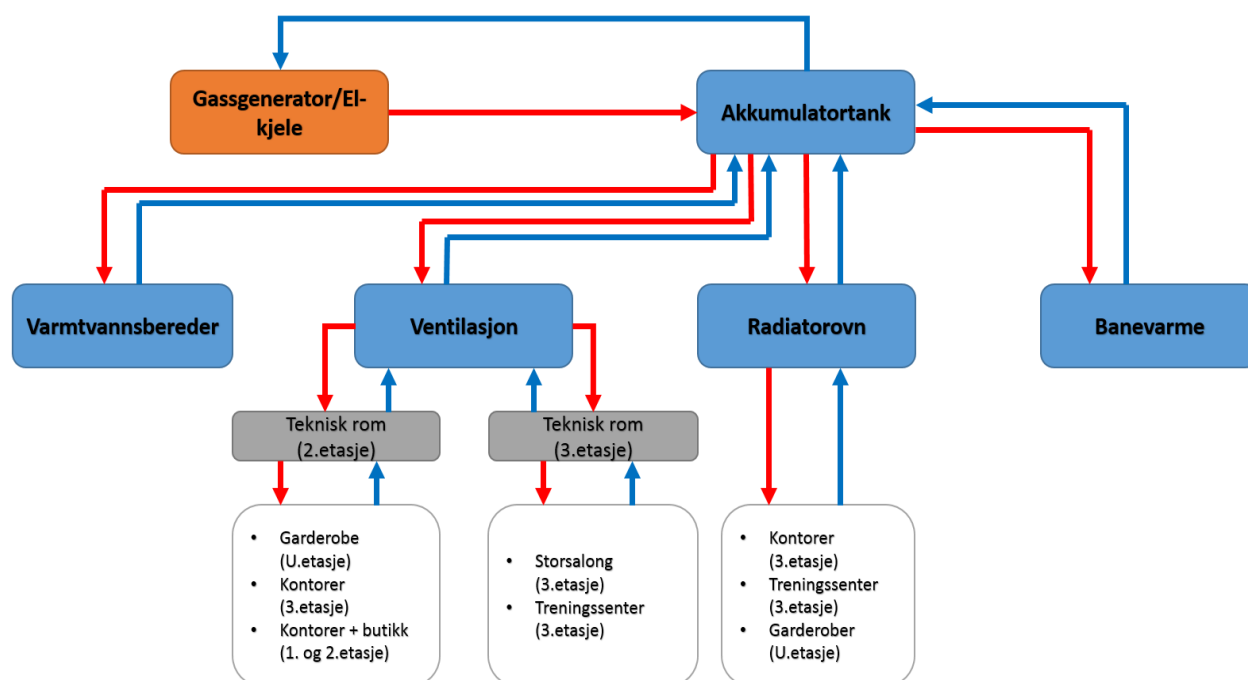
Komplett Arena er et anlegg lokalisert i Sandefjord, Vestfold. Bygget består av et næringsbygg, en fotballbane og en dagligvarehandel. Næringsbygget og fotballbanen blir driftet med et felles energisystem, mens dagligvarehandelen har et separat energisystem. Eierne av Komplett Arena ønsker en analyse rundt et alternativt energisystem som skal dekke det nåværende energibehovet. Det er ikke ønskelig å foreta endringer på energisystemet som forsyner dagligvarehandelen. Vi vil derfor ikke betrakte denne delen av bygget i oppgaven.



Figur 5.1: Oversikt av Komplett Arena. Illustrasjon er hentet fra [29].

## 5.1 Nåværende energisystem

Komplett Arena ble bygd i 2007 og har et totalt bruksareal på omtrent 9011m<sup>2</sup>. Næringsbygget har et energisystem bestående av to gassgeneratorer og to el-kjeler. Gassgeneratorene blir brukt som primærkilde for oppvarming av bygget, mens el-kjelene tas kun i bruk når gassgeneratorene er ute av drift. Sirkulasjonsvæske blir pumpet fra gassgeneratorene og videre til akkumulatortanker. Systemet består av fire akkumulatortanker der hver tank er på 600 liter. Videre pumpes sirkulasjonsvæsken fra akkumulatortanken til radiator- og ventilasjonskursene. Når sirkulasjonsvæsken har overført en viss mengde energi til bygget blir væsken pumpet tilbake til gassgeneratoren, der prosessen gjentas. Ved oppvarming av fotballbanen blir også gassgeneratoren anvendt. Her blir sirkulasjonsvæsken pumpet i et lukket rørsystem som er plassert under gressmatten.



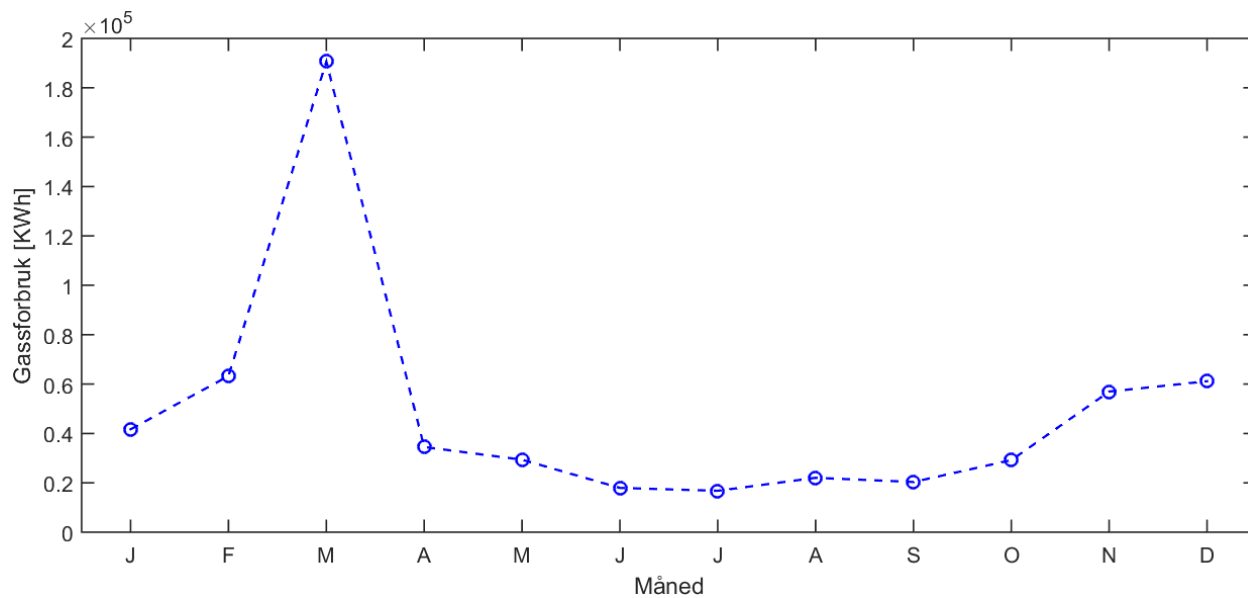
Figur 5.2: Oversikt av nåværende energisystem.

Bygget består av tre tekniske rom. Kjernen av energisystemet er plassert i det tekniske rommet i underetasjen. Her er det plassert to gassgeneratorer, to el-kjeler, fire akkumulatortanker (600 liter per tank), samt utgående rørsøyfen til ventilasjonsanlegg og radiatorкурser. Oppvarming av fotballbanen styres også fra det tekniske rommet i underetasjen. Videre er det et teknisk rom i 2.etasje, som består av tre individuelle ventilasjonsanlegg. Disse forsyner garderobene i underetasjen, kontorene i 3.etasje, butikklokalene i 1.etasje og kontorene i 2.etasje med ønsket lufttemperatur. Det siste tekniske rommet befinner seg i 3.etasje av næringsbygget. Rommet inneholder to individuelle ventilasjonsanlegg som forsyner storsalongen samt treningssenteret i 3.etasje. Det er totalt tre radiatorкурser og fem ventilasjonsкурser som

forsyner bygget med nødvendig mengde energi. En grafisk fremstilling av dette vises i figur 5.2.

### 5.1.1 Energidata

For å kunne simulere realistiske modeller av Komplette Arena er det nødvendig med en oversikt over energidata. Data som er gitt i denne delen har blitt tilsendt fra systemansvarlig, Lasse Strindberg Knudsen [28]. Det totale gassforbruket i 2016 var 583 929 kWh. Fremstilling av gassforbruket er gitt i figur 5.3. Per dags dato finnes det ingen energimålere på Komplette Arena, og dermed er driftstiden uvisst. Omtrentlige verdier vil derfor bli brukt i denne analysen.



Figur 5.3: Totalt gassforbruk i 2016.

**Baneoppvarming:** Det fremkommer i figur 5.3 at energibehovet øker betraktelig over mars måned. Denne økningen oppstår fordi baneoppvarmingen foregår. Ifølge systemansvarlig var fjoråret relativt mildt og energiforbruket til baneoppvarming var kun 128 704 kWh. Baneoppvarmingen pågikk konstant hele mars måned, noe som betyr at driftstiden var 744 timer. Dette fører til at energieffekten beregnes til omtrent 173 kW.

**Oppvarming av næringsbygg:** For å oppnå en ønskelig innetemperatur i næringsbygget anvendes radiatorovner samt et ventilasjonssystem bestående av varmebatterier. Som vist i figur 5.2 er det tre radiatorкурser på Komplette Arena. Det årlige energibehovet for

radiatorkursene er følgende:

$$\left. \begin{array}{l} \text{rad}_1 = 71\,480\text{kWh} \\ \text{rad}_2 = 37\,600\text{kWh} \\ \text{rad}_3 = 27\,080\text{kWh} \end{array} \right\} \text{rad}_{\text{tot}} = 136\,160\text{kWh}.$$

Videre består energisystemet også av fem ventilasjonsanlegg, derav fem varmebatterier. Det årlige energibehovet for disse fem varmebatteriene er følgende:

$$\left. \begin{array}{l} \text{aggregat}_{36.01} = 28\,500\text{kWh} \\ \text{aggregat}_{36.02} = 28\,500\text{kWh} \\ \text{aggregat}_{36.03} = 36\,500\text{kWh} \\ \text{aggregat}_{36.05} = 66\,500\text{kWh} \\ \text{aggregat}_{36.06} = 28\,500\text{kWh} \end{array} \right\} \text{aggregat}_{\text{tot}} = 188\,500\text{kWh}.$$

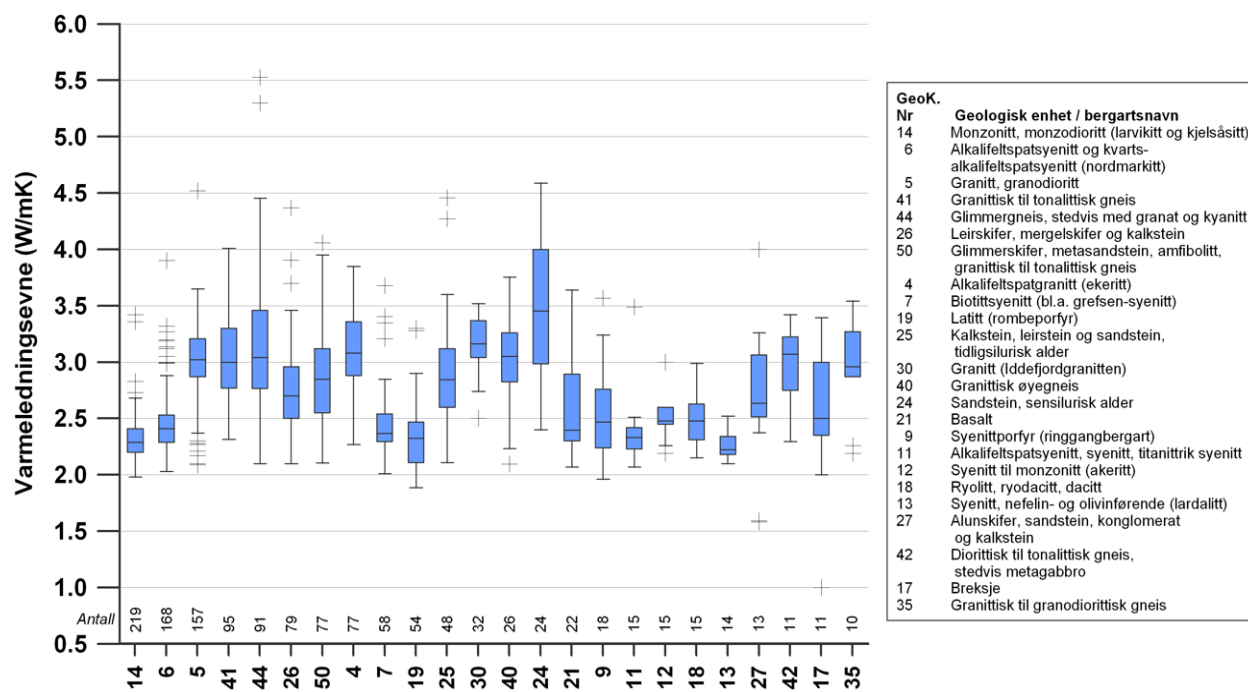
I henhold til at den totale mengden energi for oppvarming av næringsbygget er kjent, kan modelleringen i TRNSYS forenkles. I denne analysen er vi hovedsakelig interessert i det geotermiske systemet. Basert på dette er det tilstrekkelig med en enkel bygningskomponent der vi kontrollerer at nødvendig mengde energi leveres og tilfredsstillende energidataen som er gitt ovenfor. Det nåværende energisystemet kjøler næringsbygget ved hjelp av luft til luft ventilasjon. Den varme luften som utvinnes fra bygget kan i et fremtidig energisystem brukes til lading av brønnparken. Fordelen knyttet til en slik løsning er at energi vil lagres i det omliggende reservoret, og kan videre anvendes når kjølebehovet øker. Dette vil ikke bli inkludert i denne oppgaven, og dermed vil kun oppvarming bli betraktet.

**DHW:** Ifølge energidata fra 2016 gikk 169 065 kWh til varmtvann. Dette er knyttet til dusjer og vasker på Komplet Arena. Denne energiposten vil omtales som *DHW* videre i oppgaven. Dette energiforbruket gikk primært til dusjer og vasker i underetasjer der garderobene er lokalisert, samt til treningscenteret i 3.etasje. Underetasjen har nå blitt utvidet med to nye garderobes, noe som vil medføre en økning på 30 – 50% av energiforbruket til DHW. Dermed kan energiforbruket til DHW for 2017 estimeres til omtrent 230 000 kWh. Det er derfor denne verdien som vil anvendes videre i oppgaven.

Driftstiden av DHW har ikke blitt målt på Komplet Arena, og det er derfor nødvendig å beregne omtrentlige verdier. Vi antar at dusjene på Komplet Arena anvendes i tidsrommet 07:00-20:00. Dermed er den totale driftstiden 4745 timer per år. Videre er det nødvendig å approksimere strømningsraten. Det antas at strømningsraten per dusj er 720 l/hr og at 13 personer dusjer per time. Dermed approksimeres strømningsraten til 9360 l/hr (2,6 l/s). Som nevnt ovenfor er energiforbruket i 2017 estimert til 230 000 kWh. Dermed beregnes den årlige energieffekten til å være 48 kW (174 499 kJ/hr).

## 5.1.2 Berggrunn

Ifølge Norges Geologiske Undersøkelse (NGU) består området av berggrunnen *Monzonitt* og *Kvartsmonzonitt* [22]. Utseendemessig er det ulikheter mellom disse to bergartene. Monzonitten er mørk med lyse krystaller, mens kvartsmonzonitten er sort og gråaktig med et rødskjær. Selv om det er estetiske ulikheter er andre egenskaper målt til å være relativt like. Vi observerer i figur 5.5 at det har blitt foretatt 219 målinger av Monzonitten. Målinger av varmeledningsevnen er mellom 1,9 og 3,4 W/(m.K) der middelverdiene ligger et sted mellom 2,2 og 2,4 W/(m.K). Målinger utført gjennom det landsdekkende NGU Litoprojektet viser at tettheten og den spesifikke varmekapasiteten er henholdsvis 2700 kg/m<sup>3</sup> og 850 Ws/kg.K.

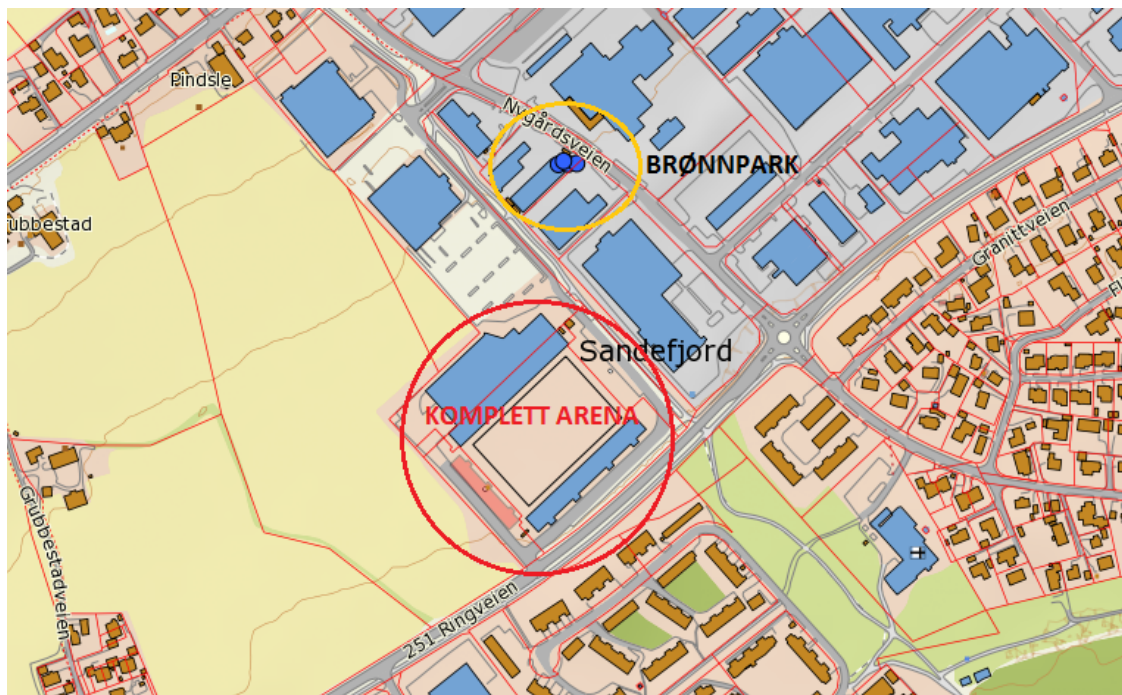


Figur 5.4: Varmeledningsevne for geologiske enheter i Oslofeltet. Figur er hentet fra [37].

Det har ikke blitt foretatt undersøkelser av berggrunnen ved Komplet Arena, noe som gjør det vanskelig å bedømme det reelle grunnvannspotensialet. Ved å undersøke NGU sitt kart over registrerte brønner i området kan vi likevel få en indikasjon av dette potensialet. I figur 5.5 observerer vi at det har blitt boret like ved Komplet Arena. Dette er en brønnpark bestående av fire borehull på 300 meters dybde. Disse ble boret i 2015 og følgende ble loggført av ansvarlig borer:

- 0-27 meter: Løsmasse (stein og leire)
- 30-300 meter: Grått fjell, innslag av rødt.





Figur 5.5: Kart over borehull i det nærliggende området rundt Komplett Arena. Figur er hentet fra [23].

Hvordan berggrunnen vil påvirke et fremtidig geotermisk system på Komplett Arena vil bli simulert i kapittel 6. Utgangspunktet med Monzonitt og Kvarzmonzonitt som bergtype er ikke optimalt. Det begrunnes med at disse bergtypene har en lav varmeledningsevne sammenlignet med andre bergtyper.

## 5.2 TRNSYS systemmodeller

Systemmodellene, gitt i denne delen, betrakter både enkle og kombinerte deler av det prosjekterende energisystemet på Komplet Arena. Tabell 5.1 gir en oversikt av de ulike systemmodellene samt en kort beskrivelse av formålet med modelleringen.

Simulering	Variant	Komponent	Formål
<b>1 – Enkelt energisystem</b>	(a) Solfanger (væskestrømning med konst. temp.)	Solfanger Borehull	Formålet er å undersøke et enkelt energisystem under kontrollerte forhold. Ønskelig at dette legger grunnlaget for mer komplekse modeller.
	(b) Uforstyrret reservoar		
	(c) Brønnpark (væskestrømning med konst. temp.)		
	(d) Lading av brønnpark		
<b>2.1 - Baneoppvarming</b>	(a) Uten lading	Solfanger/fotballbane Borehull Varmepumpe Fjernvarme Akkumulator	Oppvarming av fotballbane medfører betydelige kostnader med nåværende energisystem. Derfor av interesse å undersøke hvordan et geotermisk system ville fungert. Er ønskelig å undersøke dette både med og uten lading av brønnparken i sommerperioden.
	(b) Med lading		
<b>2.2 – DHW</b>	(a) Uten gjenvinning av avløpsvann	Borehull Varmepumpe Akkumulator Varmevexler	DHW innebærer energibehovet til varmtvann på Komplet Arena. Det er ønskelig å undersøke et energisystem der borehullskomponenten er eneste energikilde. Store mengder energi går tapt gjennom avløpsvannet. Derfor av interesse å undersøke gjenvinning av denne energien.
	(b) Med gjenvinning av avløpsvann		
<b>2.3 – Baneoppvarming og DHW</b>		Solfanger/fotballbane Borehull Varmepumpe Fjernvarme Akkumulator	Ønskelig å betrakte et kombinert system bestående av baneoppvarming og DHW. Formålet er å finne en passende dimensjonering samt hvilke fordel som oppnås ved utnyttelse av solfangerens overskuddsvarme.
<b>3 – Oppvarming av næringsbygg</b>	(a) Uten lading og fjernvarme	Solfanger Borehull Varmepumpe Fjernvarme Akkumulator	I henhold til energidata, gitt i underavsnitt 5.1.1, er energibehovet til oppvarming av næringsbygg kjent. Det er ikke ønskelig å undersøke detaljene innenfor bygget, og derfor velges en enkel-sone struktur. Formålet er å finne en passende dimensjonering som tilfredsstiller det nåværende energibehovet. Både uten og med lading av brønnpark vil bli betraktet.
	(b) Med lading og fjernvarme		
<b>4 – Komplet energisystem</b>		Solfanger/fotballbane Borehull Varmepumpe Fjernvarme Akkumulator Varmevexler	Denne modellen utgjør en komplett modell som er basert på de foregående modellene. Formålet er igjen å finne en passende dimensjonering der levert mengde energi samsvarer med nåværende energidata.

Tabell 5.1: Oversikt av systemmodeller med deres tilhørende varianter og komponenter. Beskrivelse av formålet til systemmodellene er også gitt i denne tabellen.

Før systemmodellene blir beskrevet er det nødvendig å klargjøre følgende:

- **Pumpekomponenter**

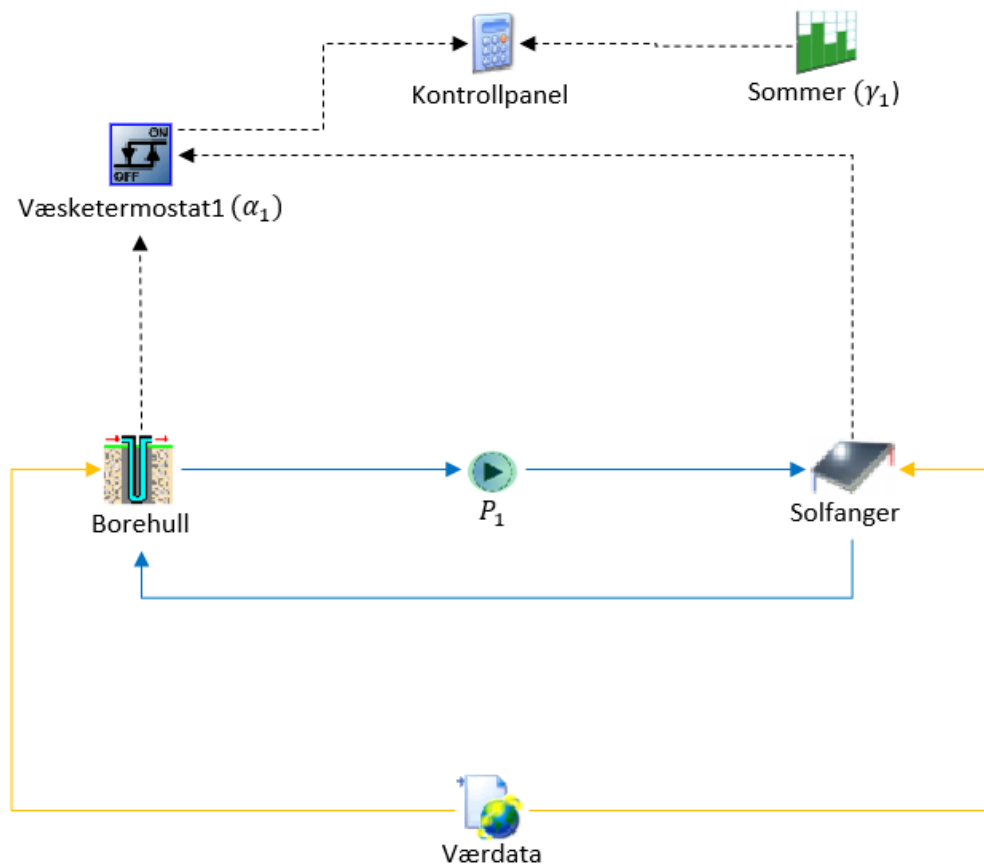
Svært mange pumpekomponenter inkluderes i flere av systemmodellene. Dette er nødvendig

for å oppnå kontrollerte simuleringer i TRNSYS. De pumpekomponentene som antas å være inkludert i det virkelige energisystemet har fargen grønn.

- **Kontrollfunksjoner**

Definisjon av symbolene som brukes i kontrollfunksjonene er gitt i tabell 3.3. De tilhørende egenskapene til væsketermostater, lufttermostater og forandringsfunksjoner finnes i tillegg E.9, E.10, og E.11. Det vil bli gitt en generell beskrivelse av kontrollfunksjonene i de påfølgende underavsnittene.

### 5.2.1 Modell 1: Enkelt energisystem



Figur 5.6: Systemmodell for introduksjonen. Energikildene som inkluderes er borehulls- og solfangerkomponent.

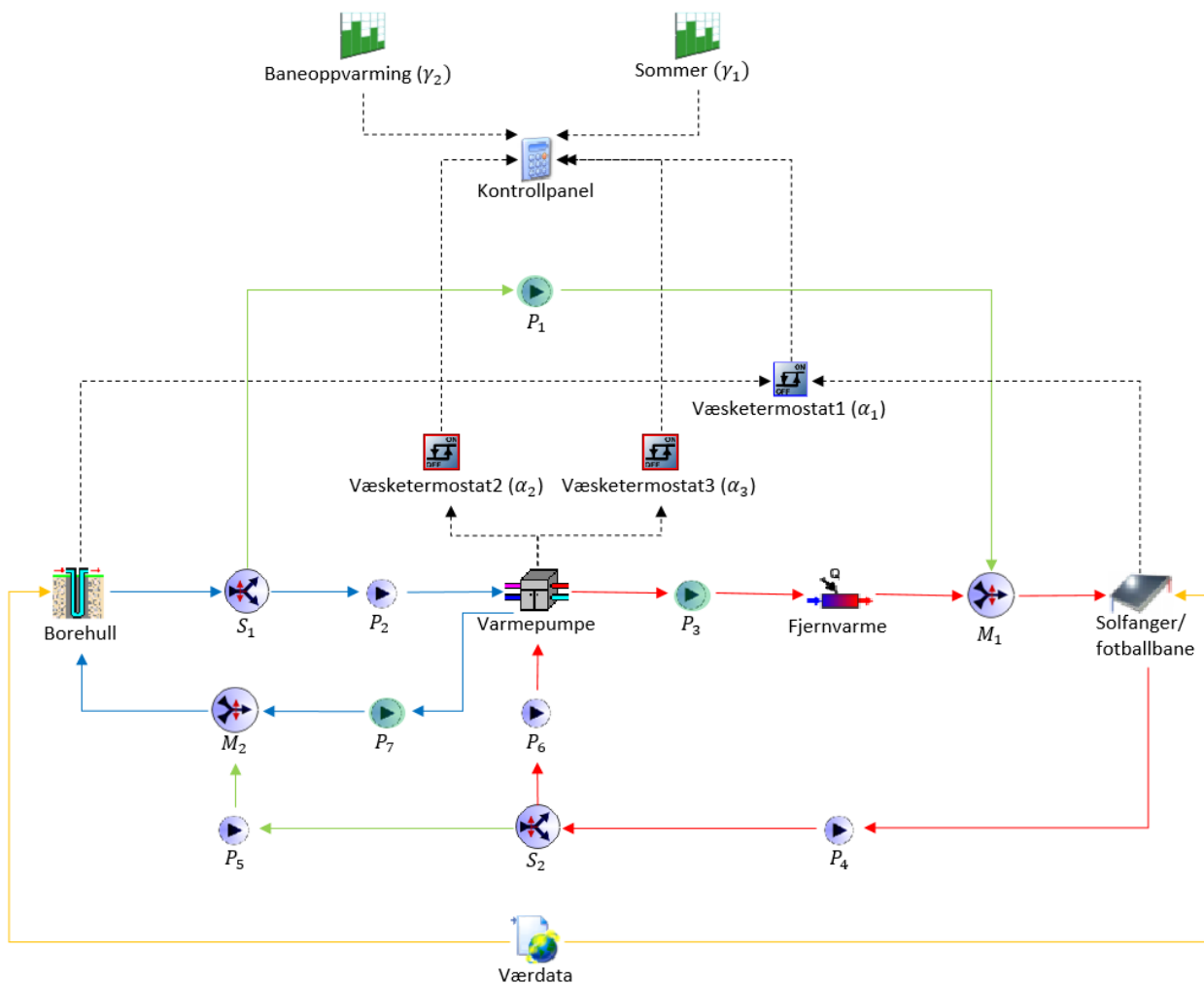
Som en introduksjon til videre modellering er det ønskelig å betrakte et enkelt energisystem bestående av borehulls- og solfangerkomponenten. De enkelte komponentene vil bli testet for å finne ut hvordan de oppfører seg under kontrollerte forhold. For videre modellering av mer komplekse energisystemer har vi ved hjelp av denne modellen en referanse for hvordan det geotermiske systemet bør oppføre seg. I systemmodell 1 er det blant annet ønskelig å

undersøke energipotensialet til solfangeren, samt hvilken periode denne bør driftes. Videre er det også ønskelig å studere snittemperaturen i et uforstyrret reservoar samt temperaturprofilen til sirkulasjonsvæsken i brønnparken.

$P_1$  skal være påskrudd i sommerperioden  $\gamma_1$  når væsketernostat1  $\alpha_1$  sender signalet 1 til kontrollpanelet. Denne væsketernostaten gir signalet 1 når den utgående væsketemperaturen fra solfangeren er lik eller høyere enn den utgående væsketemperaturen fra borehullet. Dette hindrer at nedkjøling av brønnpark oppstår. Dermed kan kontrollfunksjonen uttrykkes med ligningen

$$P_1 = \alpha_1 \gamma_1. \quad (5.1)$$

### 5.2.2 Modell 2.1: Baneoppvarming



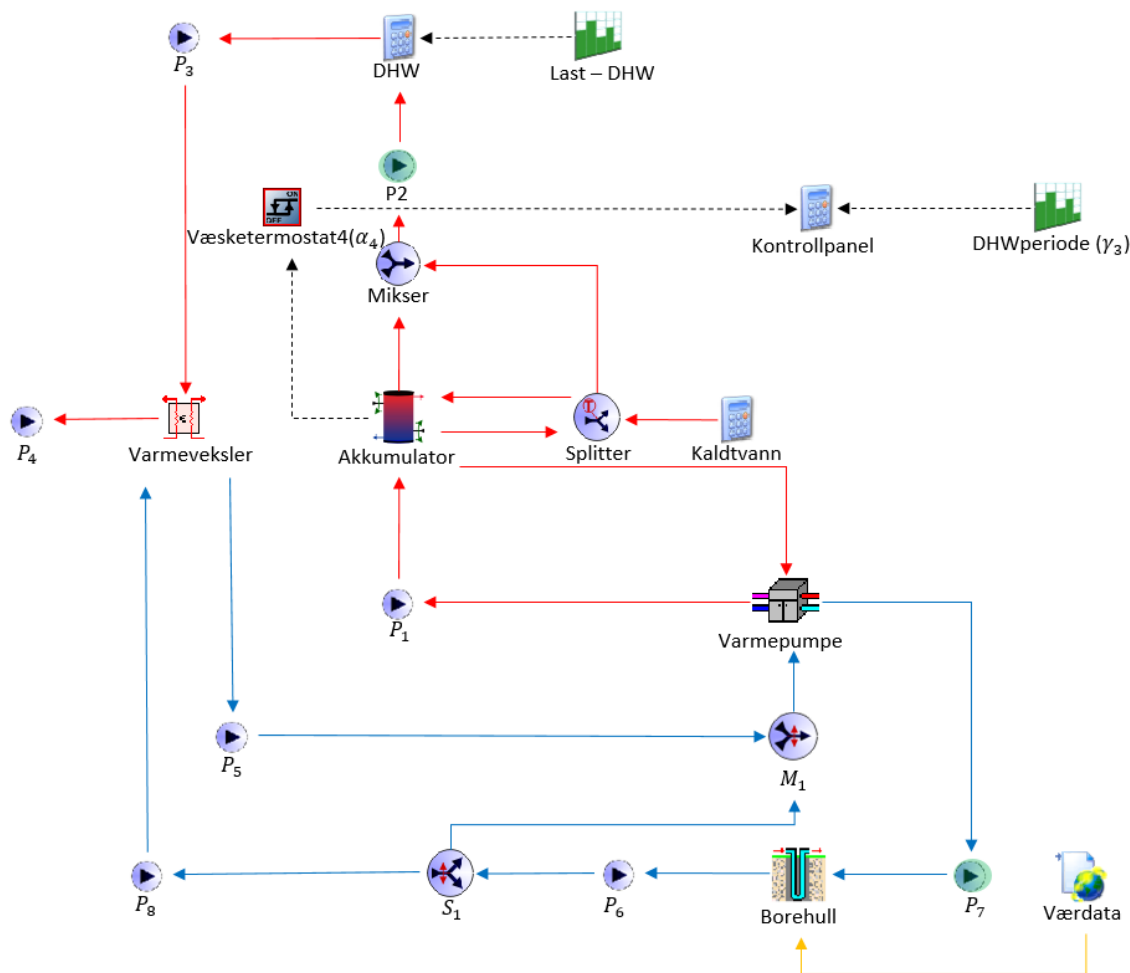
Figur 5.7: Systemmodell for baneoppvarming.

Denne systemmodellen betrakter baneoppvarmingen på Komplet Arena. Hovedsakelig er det ønskelig å varme opp fotballbanen ved hjelp av borehullskomponenten i mars måned, samt lade brønnparken i sommerperioden. Fjernvarme er inkludert i modellen for å dekke energibehovet i perioder der utetemperaturen er spesielt lav. Basert på informasjon tilsendt fra systemansvarlig ved Komplet Arena, Lasse S. Knutsen, må den innkommende sirkulasjonsvæsken til fotballbanen være innenfor temperaturfeltet 5-20°C [28]. Dermed er det også nødvendig med varmpumpekomponenten som en varmeveksler mellom brønnparken og fotballbanen. Som nevnt i underavsnitt 5.1.1 driftes denne kun i mars måned. Kontrollfunksjonene som anvendes i denne modellen er gitt i tabell 5.2.

Komponent	Kontrollfunksjon	Beskrivelse
$M_1, M_2, S_2$	$\gamma_1$	Sørger for at sirkulasjonsvæsken pumpes i en lukket sløyfe mellom borehull og solfanger i sommerperioden $\gamma_1$ .
$P_2, P_3, P_6, P_7, S_2$	$\gamma_2$	Påskrudd i baneoppvarmingsperioden $\gamma_2$ .
$P_1, P_5$	$\gamma_1 \alpha_1$	Påskrudd i sommerperiode $\gamma_1$ , når væsketermostat1 $\alpha_1$ sender signalet 1 til kontrollpanel. Oppstår når utgående væsketemp. fra solfanger er lik, eller høyere, enn utgående væsketemp. fra borehull.
$P_4$	$\gamma_1 + \gamma_2(1 - \gamma_1)$	Påskrudd både i sommerperiode $\gamma_1$ , og baneoppvarmingsperiode $\gamma_2$ .
VP	$\gamma_2 \alpha_2$	Opererer i baneoppvarmingsperiode $\gamma_2$ når væsketermostat2 $\alpha_2$ sender signalet 1 til kontrollpanel. Oppstår når utgående væsketemp. fra varmpumpens lastside er lavere enn 7°C, og frem til 20°C.
FV	$\gamma_2 \alpha_3$	Opererer i baneoppvarmingsperiode $\gamma_2$ når væsketermostat3 $\alpha_3$ sender signalet 1 til kontrollpanel. Oppstår når utgående væsketemp. fra varmpumpens lastside er lavere enn 5°C, og frem til 6°C.

Tabell 5.2: Oversikt over kontrollfunksjoner i modell 2.1.

### 5.2.3 Modell 2.2: DHW



Figur 5.8: Systemmodell for DHW.

Som nevnt i underavsnitt 5.1.1 estimeres energiforbruket til DHW å være omtrent 230 000 kWh i 2017. Dette tilsvarer omtrent 40% av det totale energiforbruket som ble målt i 2016. Derfor er det av interesse å undersøke hvordan et geotermisk system ville fungert, samt hvilken dimensjonering som er passende. Et annet viktig aspekt med denne systemmodellen er å undersøke gjenvinning av avløpsvannet. Store mengder energi går tapt slik systemet på Komplet Arena er konstruert per dags dato, og det er derfor interessant å betrakte en mulig gjenvinning av denne energimengden fra avløpsvannet. Kontrollfunksjonene som anvendes i modellen er gitt i tabell 5.3.

Komponent	Kontrollfunksjon	Beskrivelse
$P_2, P_3, P_4$ , Kaldtvann	$\gamma_3$	Påskrudd i DHWperioden $\gamma_3$ .
$P_1, P_5, P_6, P_7, P_8$ , VP	$\gamma_3 \alpha_4$	Opererer i DHWperioden $\gamma_3$ , når væsketermostat $\alpha_4$ sender signalet 1 til kontrollpanel. Det skjer når snittemperaturen i akkumulatortanken er lavere enn $55^\circ C$ , og frem til $60^\circ C$ .

Tabell 5.3: Oversikt over kontrollfunksjoner i modell 2.2.

Som vist i figur 5.8 kan sirkulasjonsvæsken enten pumpes direkte til varmpumpekomponenten eller innom den eksterne varmeveksleren. Ved simulering der det er ønskelig å inkludere varmeveksleren defineres de aktuelle kontrollsignalene på følgende måte:

$$S_1 = 1 \quad \text{og} \quad M_1 = 0. \quad (5.2)$$

Likeså, om det er ønskelig å utelate varmeveksleren og dermed pumpe sirkulasjonsvæsken direkte til VP, kan vi definere kontrollsignalene på følgende måte:

$$S_1 = 0 \quad \text{og} \quad M_1 = 1. \quad (5.3)$$



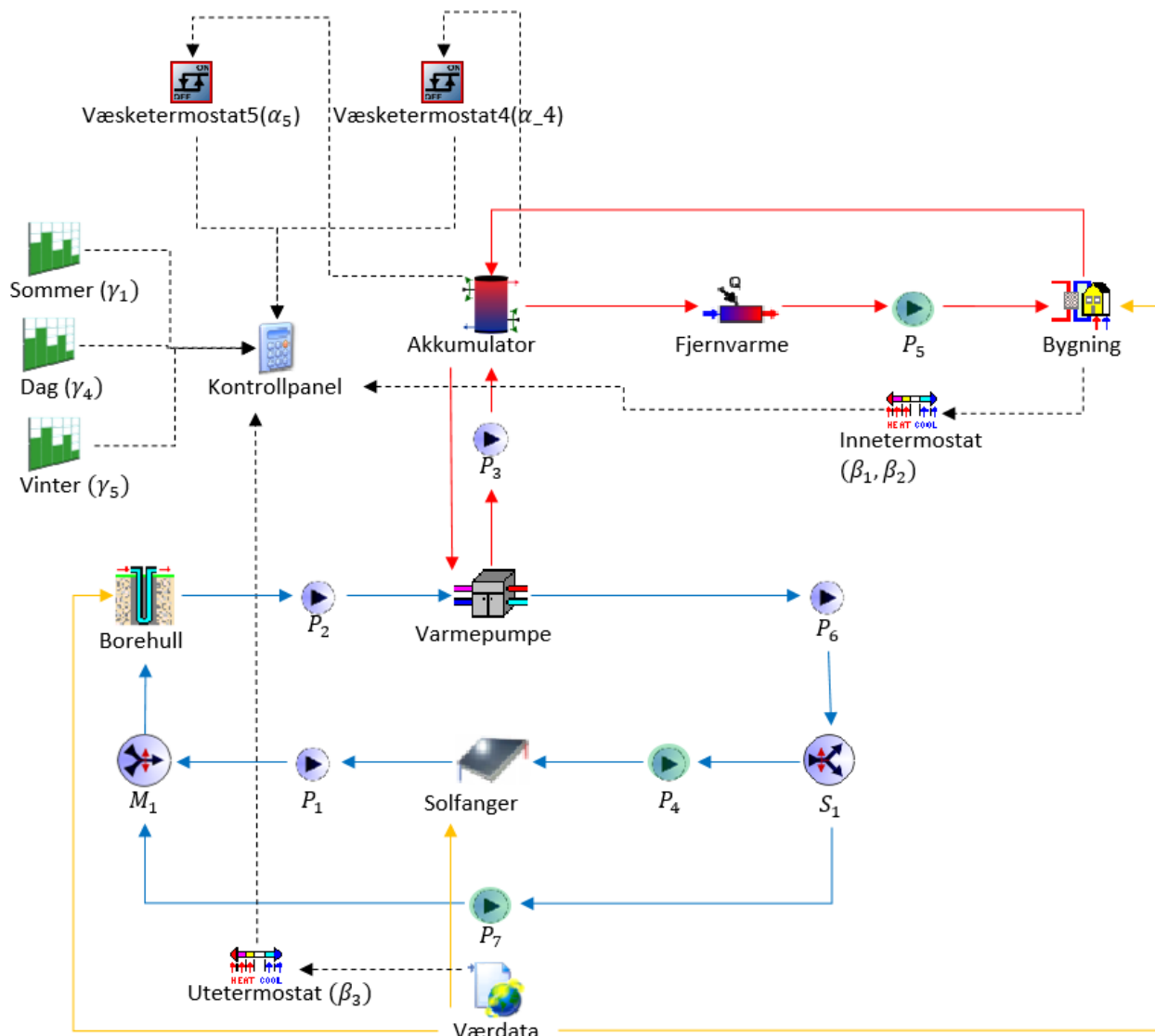


$FV_2$ . Den resterende tiden av året vil grunnvarmesystemet samt  $FV_2$  anvendes til å dekke energibehovet til DHW. Kontrollfunksjonene som anvendes i denne modellen er gitt i tabell 5.4.

Komponent	Kontrollfunksjon	Beskrivelse
$M_4, S_2$	$\gamma_2$	Over baneoppvarmingsperioden $\gamma_2$ vil væske fra VP's lastside pumpes til fotballbane, og væskesløyfe knyttet til DHW holdes lukket.
$VP_2, P_6$	$\gamma_2\alpha_2$	2.trinnet i VP opererer i baneoppvarmingsperioden $\gamma_2$ , når væsketermostat2 $\alpha_2$ sender signalet 1 til kontrollpanel. Skjer når utgående væsketemp. fra VP's lastside er lavere enn $7^\circ C$ , og frem til $20^\circ C$ . Det samme gjelder for $P_6$ .
$P_3, P_4$	$\gamma_1\gamma_3$	Væske pumpes innom varmeveksler over sommerperiode $\gamma_1$ . Foregår i tidsrommet 07:00-20:00 ( $\gamma_3$ ).
$P_9, P_{avløp}, Kaldtva$ $nn$	$\gamma_3$	Påskrudd i DHWperiode $\gamma_3$ .
$M_2, S_3$	$\gamma_1$	Væske i solfanger holdes i en lukket sløyfe over sommerperioden $\gamma_1$ .
$P_8, P_{10}$	$\gamma_3\alpha_4$	Påskrudd i DHWperiode $\gamma_3$ , når væsketermostat4 $\alpha_4$ sender signalet 1 til kontrollpanel. Oppstår når snittemp. i akkumulator er lavere enn $50^\circ C$ , og frem til $60^\circ C$ .
$M_1, S_1$	$1 - \gamma_1\gamma_3$	Væske pumpes enten til varmeveksler eller VP.
$P_1, P_2, P_5$	$\gamma_3\alpha_4 + \gamma_2(1 - \gamma_3\alpha_4)$	Påskrudd i DHWperiode $\gamma_3$ , når væsketermostat4 sender signalet 1 til kontrollpanel. Oppstår når snittemp. i akkumulator er lavere enn $50^\circ C$ , og frem til $60^\circ C$ . I tillegg påskrudd i baneoppvarmingsperiode $\gamma_2$ .
$VP_1$	$\gamma_3\alpha_4(1 - \gamma_2)$	Påskrudd i DHWperiode $\gamma_3$ , når væsketermostat4 $\alpha_4$ sender signalet 1 til kontrollpanel. Oppstår når snittemp. i akkumulator er lavere enn $50^\circ C$ , og frem til $60^\circ C$ . Avskrudd i baneoppvarmingsperiode $\gamma_2$ .
$P_7$	$\gamma_2 + \gamma_1\gamma_3(1 - \gamma_2)$	Påskrudd i baneoppvarmingsperiode $\gamma_2$ . I tillegg påskrudd i sommerperiode $\gamma_1$ , i tidsperioden 07:00-20:00 ( $\gamma_3$ ).
$M_3$	$1 - \gamma_3$	I DHWperiode $\gamma_3$ blir væske pumpet fra $P_{10}$ .
$S_4$	$1 - \gamma_2$	I baneoppvarmingsperioden $\gamma_2$ pumpes væske til $FV_2$ .
$FV_1$	$\gamma_2\alpha_3$	Opererer i baneoppvarmingsperiode $\gamma_2$ , når væsketermostat3 $\alpha_3$ sender signalet 1 til kontrollpanel. Oppstår når utgående væsketemp. fra VP's lastside er lavere enn $5^\circ C$ , og frem til $6^\circ C$ .
$FV_2$	$\gamma_2\alpha_4$	Opererer i baneoppvarmingsperiode $\gamma_2$ , når væsketermostat4 $\alpha_4$ sender signalet 1 til kontrollpanel. Oppstår når snittemp. i akkumulator er lavere enn $50^\circ C$ , og frem til $60^\circ C$ .

Tabell 5.4: Oversikt over kontrollfunksjoner i modell 2.3.

## 5.2.5 Modell 3: Oppvarming av næringsbygg



Figur 5.10: Systemmodell for oppvarming av næringsbygg.

I systemmodell 3 er det ønskelig å betrakte et geotermiske system for oppvarming av næringsbygget. Energikilder som anvendes i denne modellen er solfanger, borehull og fjernvarme. Energigevinsten fra solfangeren vil pumpes ned i borehullet på dagtid i sommerperioden, noe som vil øke snittemperaturen i reservoaret samt effektiviteten til varmepumpen. I perioder der utetemperaturer er spesielt lav, og varmepumpen ikke er tilstrekkelig, vil fjernvarmen skrus på. Kontrollfunksjonene som anvendes i denne modellen er gitt i tabell 5.5.

Komponent	Kontrollfunksjon	Beskrivelse
$P_2, P_3, P_6, VP$	$\beta_1(\beta_2 + \gamma_4(1 - \beta_2))(\alpha_5(1 - \beta_2\gamma_5) + \alpha_4\beta_2\gamma_5)$	Påskrudd når innetemp. er lavere enn $20^\circ C$ på dagtid, og under $18^\circ C$ på nattetid. Avhenger også av at snittemp. i akkumulatortank må være lavere enn $40^\circ C$ (opp til $50^\circ C$ ) utenfor vinterperioden og inneluften er over $18^\circ C$ . I tillegg avhenger den av at snittemp. i akkumulatortank er lavere enn $50^\circ C$ (opp til $60^\circ C$ ) i vinterperioden og innetemp. er under $18^\circ C$ .
$M_1, S_1$	$\beta_1(1 - \gamma_1\gamma_4)(\beta_2 + \gamma_4(1 - \beta_2))(\alpha_5(1 - \beta_2\gamma_5) + \alpha_4\beta_2\gamma_5)$	Tilsvarende beskrivelse som ovenfor, bortsett fra at denne også avhenger av sommerperiode $\gamma_1$ og dagperiode $\gamma_4$ . Sørger for at væske pumpes til solfanger på dagtid i sommerperioden.
$P_1, P_4$	$\gamma_1\gamma_4$	Påskrudd på dagtid $\gamma_4$ over sommerperioden $\gamma_1$ .
$P_5$	$\beta_1(\beta_2 + \gamma_4(1 - \beta_2))$	Påskrudd når innetemp. er lavere enn $18^\circ C$ , samt når innetemp. er lavere enn $20^\circ C$ på dagtid $\gamma_4$ .
$FV$	$\alpha_4\beta_2\beta_3\gamma_4(1 - \gamma_1)(\beta_2 + \gamma_4(1 - \beta_2))$	Opererer når utetemp. er lavere enn $-10^\circ C$ , det er dagperiode $\gamma_4$ , innetemp. er lavere enn $18^\circ C$ og snittemp. i akkumulatortank er lavere enn $50^\circ C$ (opp til $60^\circ C$ ). Avhenger også at det ikke er sommerperiode $\gamma_1$ .

Tabell 5.5: Oversikt over kontrollfunksjoner i modell 3.



og

$$\kappa_4 = \beta_1(\beta_2 + \gamma_4(1 - \beta_2)). \quad (5.7)$$

Beskrivelse av  $\kappa_1$ ,  $\kappa_2$  og  $\kappa_4$  tilsvarer beskrivelsen gitt i tabell 5.5.  $\kappa_3$  gir signalet 1 i DHWperioden  $\gamma_3$ , når væsketermostat  $\alpha_4$  registrerer at snittemperaturen i akkumulatortanken er lavere enn 50°C (opptil 60°C). De resulterende kontrollfunksjonene som anvendes i systemmodell 4 er gitt i tabell 5.6.

Komponent	Kontrollfunksjon	Beskrivelse
$P_8, P_{10}, P_{12}, P_{13}$	$\kappa_3$	Beskrivelse gitt i tabell 5.5.
$FV_3$	$\kappa_1 + \gamma_2(1 - \kappa_1)$	Beskrivelse av $\kappa_1$ er gitt i tabell 5.5. Påskrudd også i baneoppvarmingsperiode $\gamma_2$ .
$P_{11}$	$\kappa_2$	Beskrivelse gitt i tabell 5.5.
$S_2, M_4, S_6, M_6$	$\gamma_2$	I baneoppvarmingsperioden $\gamma_2$ blir væske pumpet fra varmpumpen til fotballbanen. Rørsløyfene knyttet til DHW og næringsbygg blir dermed separert, noe som fører til at $FV_2$ og $FV_3$ dekker det tilhørende energibehovet.
$FV_2$	$\alpha_4 \gamma_2 \gamma_3$	Opererer over baneoppvarmingsperioden $\gamma_2$ i tidsperioden 07:00-20:00 ( $\gamma_3$ ), samt når væsketermostat4 $\alpha_4$ sender signalet 1 til kontrollpanelet. Det oppstår når snittemp. i akkumulatortank er lavere enn $50^\circ C$ , og frem til $60^\circ C$ .
$S_4$	$1 - \gamma_2$	I baneoppvarmingsperioden $\gamma_2$ holdes denne rørsløyfen lukket. Væsken blir derfor pumpet direkte til $FV_2$ .
$P_9, P_{avløp}, Kaldtvann$	$\gamma_3$	Påskrudd i DHWperiode $\gamma_3$ .
$FV_1$	$\gamma_2 \alpha_3$	Påskrudd i baneoppvarmingsperioden $\gamma_2$ , når væsketermostat3 $\alpha_3$ sender signalet 1 til kontrollpanel. Oppstår når utgående væsketemp. fra varmpumpens lastside er under $5^\circ C$ , og frem til $6^\circ C$ .
$P_6, VP_2$	$\gamma_2 \alpha_2$	Påskrudd i baneoppvarmingsperioden $\gamma_2$ , når væsketermostat2 $\alpha_2$ sender signalet 1 til kontrollpanel. Oppstår når utgående væsketemp. fra varmpumpens lastside er under $10^\circ C$ , og frem til $20^\circ C$ .
$S_3, M_2$	$\gamma_1$	Over sommerperioden $\gamma_1$ holdes rørsløyfen, knyttet til solfangeren, lukket.
$P_7$	$\gamma_2 + \gamma_1 \gamma_3 (1 - \gamma_2)$	Påskrudd i baneoppvarmingsperioden $\gamma_2$ , samt over sommerperioden $\gamma_1$ i tidsperioden 07:00-20:00 ( $\gamma_3$ ).
$P_1, P_2, P_5, VP_1$	$\kappa_2 + [\alpha_4 \gamma_3 + \gamma_2 (1 - \alpha_4 \gamma_3)] (1 - \kappa_2)$	Påskrudd når $\kappa_2 = 1$ , noe som er beskrevet i tabell 5.5. I tillegg påskrudd i DHWperiode $\gamma_3$ , når væsketermostat4 $\alpha_4$ sender signalet 1 til kontrollpanel. Det skjer når snittemp. i akkumulatortank er lavere enn $50^\circ C$ , og frem til $60^\circ C$ .
$M_1, S_1$	$1 - \gamma_1 \gamma_3$	Over sommerperioden $\gamma_1$ , i tidsperioden 07:00-20:00 ( $\gamma_3$ ), blir den utgående væsken fra borehullet ført innom den eksterne varmeveksleren.
$P_3, P_4$	$\gamma_1 \gamma_3 [\kappa_2 + [\alpha_4 \gamma_3 + \gamma_2 (1 - \alpha_4 \gamma_3)] (1 - \kappa_2)]$	Sørger for at den utgående væsken fra borehullet pumpes innom varmeveksleren. Foregår over sommerperioden $\gamma_1$ , i tidsperioden 07:00-20:00 ( $\gamma_3$ ). I tillegg avhenger den av at væsketermostat4 $\alpha_4$ sender signalet 1 til kontrollpanel. Det skjer når snittemp. i akkumulatortank er lavere enn $50^\circ C$ , og frem til $60^\circ C$ .
$M_5$	$\frac{[\kappa_3 + \kappa_4 (1 - \kappa_4)] (1 - \frac{\kappa_3 \kappa_4}{2})}{2}$	Beskrivelse av $\kappa_3$ og $\kappa_4$ er gitt i tabell 5.5. Når begge gir signalet 1, vil væske mottas fra $P_{10}$ og $P_{13}$ .
$S_5$	$\frac{[\kappa_2 + \kappa_3 (1 - \kappa_3)] (1 - \frac{\kappa_2 \kappa_3}{2})}{2}$	Beskrivelse av $\kappa_2$ og $\kappa_3$ er gitt i tabell 5.5. Når begge gir signalet 1, vil væske føres til $P_{11}$ og $M_4$ .
$M_3$	$\gamma_2 + \gamma_1 (1 - \gamma_1)$	I sommerperiode $\gamma_1$ mottas væske fra $M_5$ , mens i baneoppvarmingsperiode $\gamma_2$ mottas væske fra $S_3$ .

Tabell 5.6: Oversikt over kontrollfunksjoner i modell 4.

# Kapittel 6

## Simulering og analyse av Komplette Arena

Simuleringer av ikke-eksisterende energisystemer kan være utfordrende, da det ikke kan sammenlignes mot virkelig driftsdata. Det er derfor passende å definere noen punkter som beskriver hva som er en ønsket oppførsel for brønnparken. I tråd med beskrivelsen gitt i [24] defineres følgende:

- **Uten lading:** Den utgående væsketemperaturen fra borehullet, og snitttemperaturen i reservoaret forventes å falle gradvis over en lengre simuleringsperiode. Derfor er det avgjørende å velge en dimensjonering som sørger for at dette fallet ikke er for stort. Dette innebærer at selv etter en lengre simuleringsperiode bør den utgående væsketemperaturen fra borehullet ikke bli lavere enn hva varmepumpens kildeside er konstruert for.
- **Med lading:** Lading av en brønnpark foregår hovedsakelig i sommerperioden der overskuddsvarme fra solfangeren overføres til reservoaret. I modeller der lading inkluderes er det forventet at temperaturer knyttet til brønnparken holdes stabile over en lengre simuleringsperiode. Ved lading kan dimensjoneringen av brønnparken reduseres, da betydelige mengder energi overføres til reservoaret i sommerperioden. Etablering av borehull er kostbart, og det er derfor av interesse å undersøke hvor mye brønnparken kan reduseres.

Valg av parameterverdier i simuleringene er gitt i tillegg E. Ved endring av parameterverdier vil dette bli beskrevet i simuleringsforklaringen.

## 6.1 Simulering med modell 1

Formålet med simulering med modell 1 er å betrakte et enkelt energisystem bestående av borehulls- og solfangerkomponenten. Det er ønskelig at denne delen skal legge grunnlaget for mer komplekse modeller. Målet med denne delen er å besvare følgende spørsmål:

- Fotballbanen på Komplet Arena har potensiale til å bli anvendt som en solfanger i sommerperioden. Hvilken tidsperiode bør den operere? Hvilken strømningsrate bør velges? Hva er en mulig energigevinst?
- Hvilken innvirkning har de klimatiske variasjonene på et uforstyrret reservoar?
- Ved å betrakte en innkommende væskestrømning med konstant temperatur, hvordan vil den utgående væsketemperaturen fra borehullet og snittemperaturen i reservoaret oppføre seg over en lengre tidsperiode?

### 6.1.1 Simulering 1a - Solfanger: Væskestrøm med konstant temperatur

I denne simuleringen velges en konstant temperatur på  $4^{\circ}\text{C}$  til den innkommende sirkulasjonsvæsken. Tabell 6.1 viser energigevinsten ved ulike strømningsrater. Ved økning av  $\dot{m}$  øker energigevinsten  $Q_u$ , noe som samsvarer med ligning (3.47). Den prosentvise endringen ved økning av  $\dot{m}$  er størst mellom strømningsratene 2 og 6 l/s. Med forbehold om at det elektriske forbruket øker lineært med strømningsraten, anses 6 l/s som et fornuftig valg for videre modellering av solfangerkomponenten.

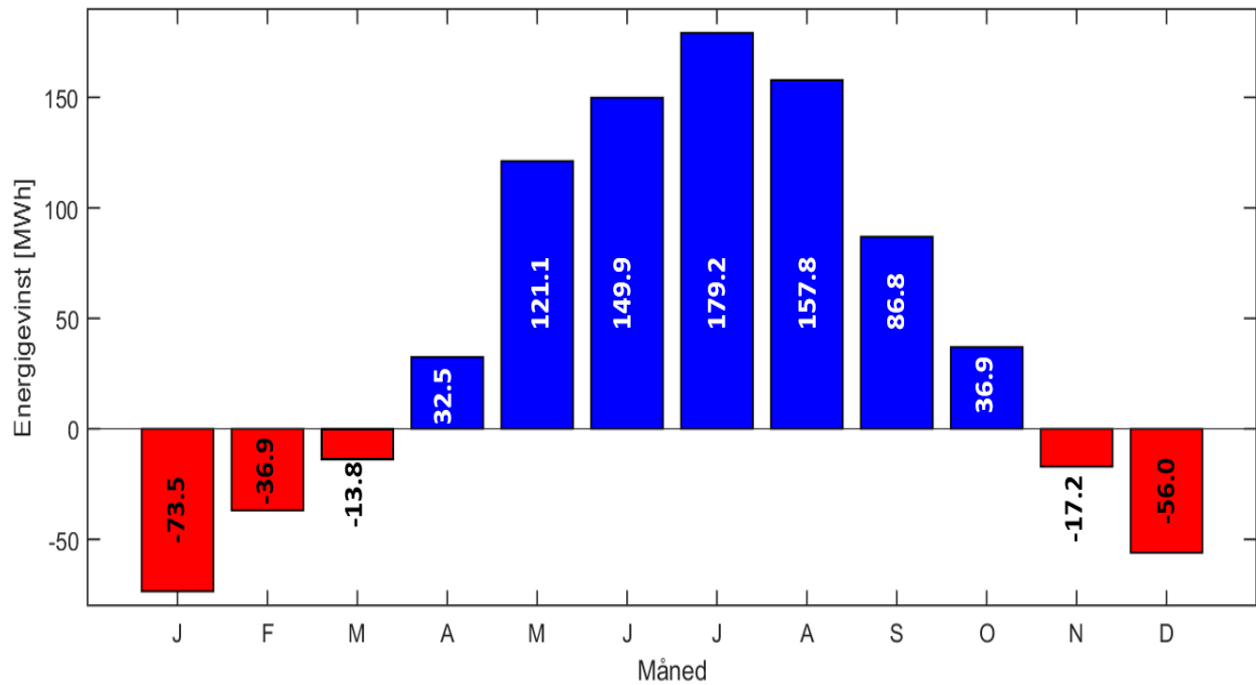
Strømningsrate [l/s]	Energigevinst [MWh]	Endring [MWh]
2	283,3	
4	464,6	181,3
6	566,8	102,2
8	630,3	63,5
10	672,9	42,6

Tabell 6.1: Energigevinst ved ulike strømningsrater. Endringen som vises er basert på differansen mellom den aktuelle og den foregående energigevinsten.

I perioder med sterk solinnstråling er energipotensialet høyest for solfangerkomponenten. Figur 6.1 viser den månedlige mengden absorbert energi over ett år. Solinnstrålingen samt utetemperaturen er høyest i sommerhalvåret, noe som gir en positiv og høy energigevinst

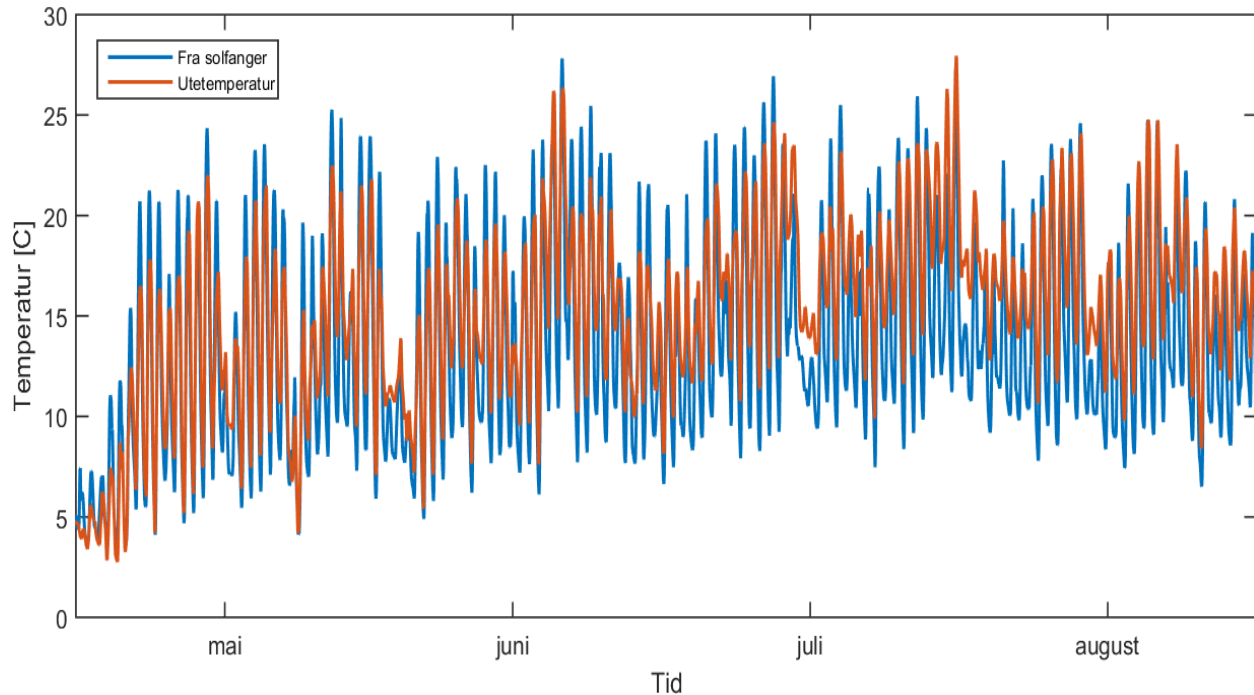


fra solfangeren. Basert på resultatet som fremkommer i figuren, velges mai-august som en fornuftig driftsperiode. Denne vil omtales som sommerperioden videre i oppgaven.



Figur 6.1: Energigevinst fra solfangerkomponenten over ett år. Strømningsraten er satt til 6 l/s.

Både utetemperaturen og den utgående væsketemperaturen fra solfangeren vises i figur 6.2. Dette blir gitt over sommerperioden. Væsketemperaturen ut fra solfangeren ligger hovedsakelig mellom 5°C og 25°C. Det fremkommer i figuren at utløpsvæsken fra solfangeren varierer i takt med utetemperaturen. Basert på ligning (3.48) er dette en forventet utvikling. Solfangerens utløpstemperatur overstiger utetemperaturen på dagtid, noe som indikerer at en passende strømningsrate er valgt. Dette kan forklares med at da har sirkulasjonsvæsken i solfangeren tilstrekkelig tid til å oppnå en akseptabel væsketemperatur.



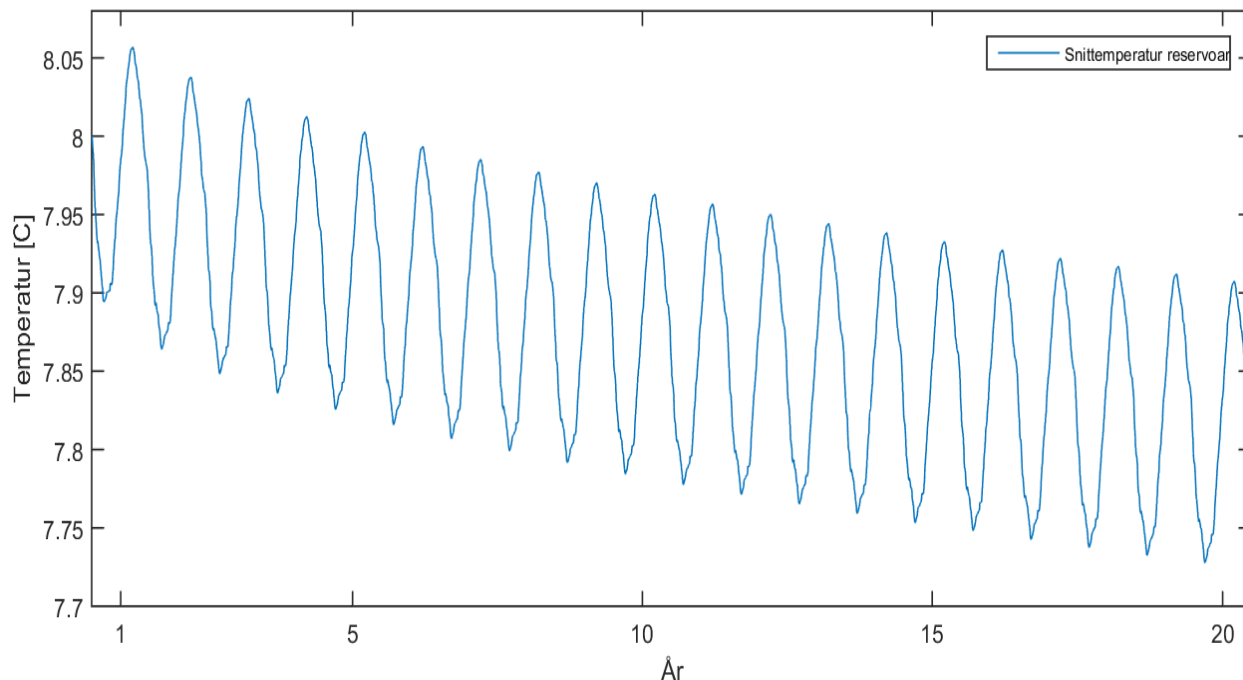
Figur 6.2: Temperaturprofil over sommerperioden.

Som det også fremkommer i figur 6.2 er den utgående væsketemperatur fra solfangeren relativ lav i perioder der solinnstrålingen og utetemperaturer er lav. Dette er en selvfølge ettersom solinnstrålingen er manglende på nattetid, noe som resulterer i en lavere utetemperatur. For å hindre nedkjøling av brønnparken, inkluderes en væsketermostat. Denne har som formål å hindre pumping av sirkulasjonsvæske når utløpstemperaturen fra solfangeren er lavere enn den utgående væsketemperatur fra borehullet.

### 6.1.2 Simulering 1b - Uforstyrret reservoartemperatur

I denne simuleringen vil den uforstyrrede reservoartemperaturen bli betraktet over en periode på tjue år. Dette valget samsvarer med anbefaling gitt i [1], der det blir nevnt at en stabil tilstand ofte nås etter flere tiår. I hovedsak betyr det at den årlige reduksjonen av reservoartemperaturen avtar. For å undersøke reservoaret i en uforstyrret tilstand, blir ingen væske pumpet inn eller ut av borehullene.

Temperaturprofilen av et uforstyrret reservoar vises i figur 6.3. Som forventet varierer temperaturen i takt med de årlige klimatiske variasjonene. I figuren fremkommer det at denne variasjonen forårsaker en svingning på omtrent  $\pm 0,15^{\circ}\text{C}$  i reservoaret. I tråd med diskusjonen gitt i [10] er det kjent at den øvre delen av reservoaret er sterkt påvirket av de nevnte variasjonene, mens temperaturen i den resterende dybden er tilnærmet konstant.



Figur 6.3: Uforstyrret reservoartemperatur over en periode på tjue år.

I figuren kan det også observeres at snittemperaturen i det uforstyrrede reservoaret minsker årlig. Denne reduksjonen er  $0,018^{\circ}\text{C}$  fra det første til det andre året. Som det tydelig fremkommer, blir den årlige reduksjonen mindre og mindre. Fra det nittende til det tjuende året er reduksjonen kun  $0.005^{\circ}\text{C}$ . Denne observasjonen bekrefter argumentet gitt i [1] om at grunnvarmesystemets stabile tilstand ikke oppnås før etter en lengre tidsperiode. I overensstemmelse med forklaring gitt i [51] er denne årlige reduksjonen forårsaket av at middeltemperaturen av uteluften er noe lavere enn den initielle snittemperaturen i reservoaret. Dermed oppstår det et årlig varmetap i reservoaret, noe som forklarer den nevnte reduksjonen. I virkeligheten ville ikke et slikt varmetap oppstått, noe som forklares med at snø ville isolert overflaten av det definerte reservoaret. En stabil tilstand ville derfor blitt oppnådd i et virkelig uforstyrret reservoar. Snødybde er ikke mulig å inkludere i TRNSYS modellen og har derfor blitt utelatt.

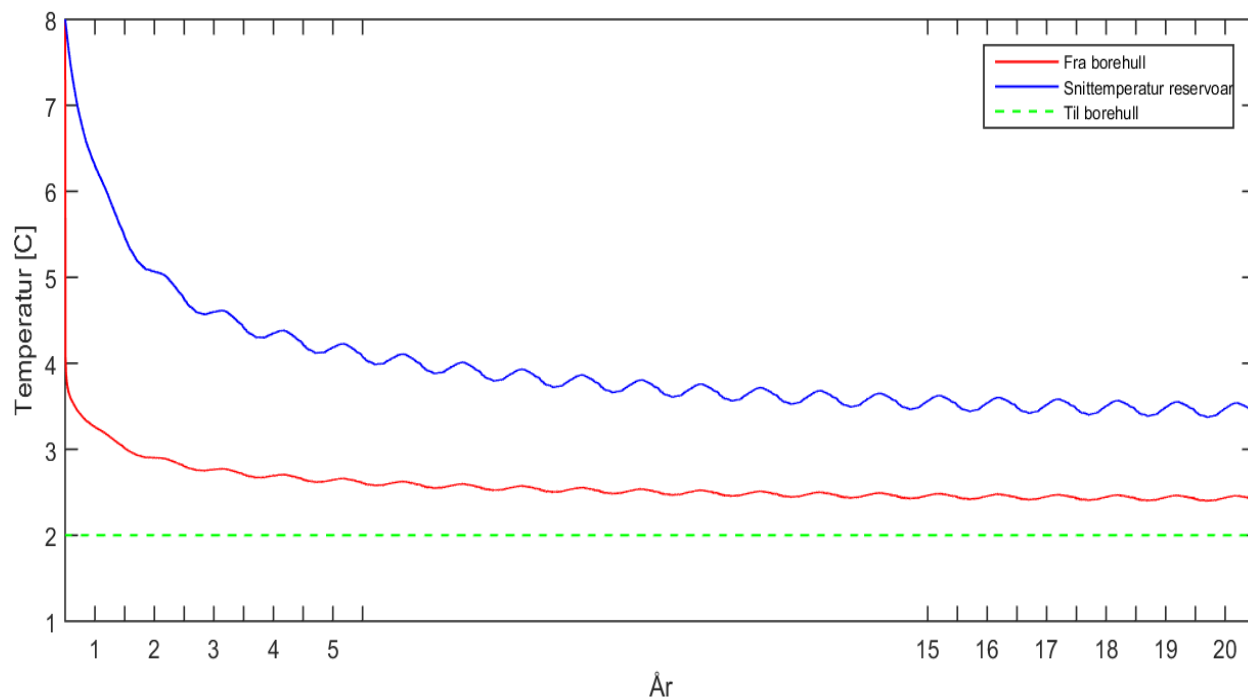
### 6.1.3 Simulering 1c - Brønnpark: Væskestrøm med konstant temperatur

For simulering 1c settes den innkommende væsketemperaturen til  $2^{\circ}\text{C}$ . Tabell 6.2 viser mengden absorbert energi fra reservoaret ved ulike strømningsrater. Det fremkommer i tabellen at mengden energi øker i takt med økt strømningsrate.  $6\text{ l/s}$  anses som et fornuftig valg med forbehold om at en økt strømningsrate øker kostnadene knyttet til drift av en pumpe.

Strømning [l/s]	Absorbert energi [MWh]	Endring [%]
4	224,9	
6	243,7	8,4
8	253,1	3,8

Tabell 6.2: Oversikt over energi absorbert fra reservoaret til sirkulasjonsvæsken ved ulike strømningsrater. Dette er betraktet over ett år. Endringen som vises er basert på den prosentvise differansen mellom den aktuelle og den foregående mengden absorbert energi.

Figur 6.4 viser temperaturprofilen til både den inngående og utgående væsken i borehullet, samt snittemperaturen i reservoaret. I figuren fremkommer det at den utgående væsketemperatur fra borehullet faller raskt ned til  $3,9^{\circ}\text{C}$ . I løpet av de to første årene faller denne jevnt ned mot  $2,9^{\circ}\text{C}$ . I likhet med utløpsvæsken i borehullet, faller snittemperaturen i reservoaret jevnt over de to første årene. Ved utgangen av det andre året er denne  $4,8^{\circ}\text{C}$ . Snittemperaturen i reservoaret har dermed falt med  $3,1^{\circ}\text{C}$  i løpet av denne perioden.



Figur 6.4: Temperaturprofil av den utgående væsketemperatur fra borehullet samt snittemperaturen i reservoaret. Simuleringstiden er valgt til tjue år.

Til tross for temperaturfallet i reservoaret, viser denne utviklingen at reservoaret kan med god grunn defineres som et stort energilager. I begynnelsen av simuleringen er den innkommende væsken hele  $6^{\circ}\text{C}$  lavere enn den initielle snittemperaturen i reservoaret. Selv med en slik signifikant differanse faller snittemperaturen i reservoaret kun med  $3,1^{\circ}\text{C}$  over en

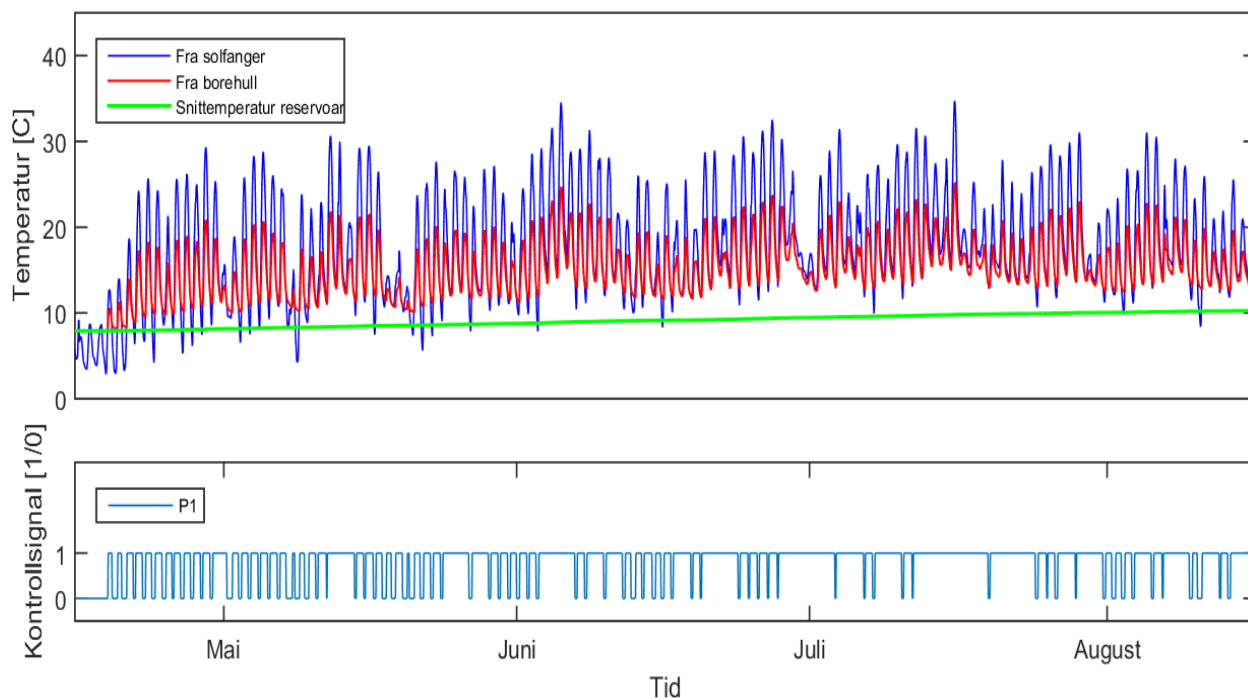
simuleringsperiode på to år. Over denne perioden blir det kontinuerlig absorbert energi fra reservoaret.

### 6.1.4 Simulering 1d - Lading av brønnpark

I simulering 1a ble det vist at solfangeren har en stor energigevinst i sommerperioden. Denne energigevinsten kan blant annet pumpes direkte til varmepumpen, eller anvendes til lading av brønnparken. Sistnevnte variant vil bli diskutert i denne delen.

Figur 6.5 viser temperaturprofilen av de utgående væskene fra borehull og solfanger. Snittemperaturen i reservoaret og pumpe-signalene knyttet til driftstiden blir også vist i denne figuren. Vi kan observere at den utgående væsketemperaturen fra solfangeren hovedsakelig er mellom 8 og 30°C, mens den utgående væsketemperaturen fra borehullet er mellom 10 og 20°C. Det fremkommer i figuren at som et resultat av den aktuelle ladingen øker snittemperaturen i reservoaret med 2°C i sommerperioden. Som diskutert i simulering 1a skyldes omtrent 0,15°C den årlige klimatiske variasjonen, noe som tilsier at 1,85°C stammer fra ladingen.

Som tidligere nevnt anvendes det en væsketermostat for å hindre nedkjøling av brønnparken. Som vist i figur 6.5 er pumpekomponenten påskrudd store deler av simuleringstiden. Driftstiden av pumpen beregnes til 78% av den totale simuleringsperioden. Basert på egenskapen til væsketermostaten, indikerer dette at utløpstemperaturen fra solfangeren er høyere enn utløpsvæsken fra borehullet store deler av den aktuelle perioden.



Figur 6.5: Temperaturprofil av ladingen som foregår over sommerperioden.

I [24] blir det listet opp en rekke fordeler ved inkludering av lading. Blant annet blir det nevnt at dimensjoneringen av grunnvarmesystemer kan reduseres i forhold til systemer uten lading. Selv om lading av brønnpark hovedsakelig blir nevnt som en effektivt løsning, finnes det også eksempler der dette ikke er tilfelle. Et eksempel er energisystemet på Ljan Skole i Oslo området. Analysen gitt i [51] konkluderer med at energisystemet hadde vært mer effektivt uten lading. Det er derfor avgjørende å finne ut hvor effektivt ladingen av brønnparken faktisk er.

For å vurdere effektiviteten er det flere faktorer som må betraktes. Blant annet er det avgjørende hvor mye energi som utvinnes fra brønnparken i periodene utenom sommerperioden. Det er også nødvendig å undersøke varmetapet fra reservoaret. Årsaken til dette kan forklares på følgende enkle måte: Om snittemperaturen i reservoaret er lavere enn temperaturen til det omliggende området, vil energi tilføres reservoaret. Om det motsatte oppstår vil energi tappes fra reservoaret, noe som ikke er ønskelig. I overensstemmelse med diskusjon gitt i [51] vil ladingen bli betraktelig mer effektiv dersom følgende punkter oppfylles:

- Reservoaret har en lavere temperatur enn omgivelsene, noe som sørger for at energi ikke tappes ut til det omliggende området.
- En økt temperaturredifferanse mellom den utgående væsken fra solfanger og borehull sørger for at mer energi kan overføres fra solfangeren. Dette kan begrunnes med at varmeutveksling er proporsjonalt med temperaturredifferansen.

Randsone	Tilført energi [MWh]
Borehull	162,9
Topp	8,8
Bunn	-0,7
Side	-21,1

Tabell 6.3: Tilført energi til reservoaret i sommerperioden.

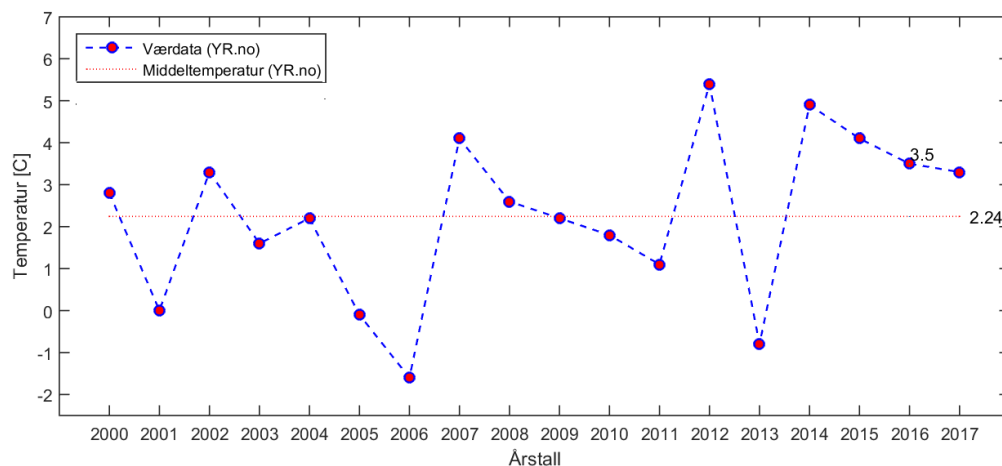
I tabell 6.3 er det en oversikt over tilført energi til reservoaret i sommerperioden. De negative verdiene indikerer at energi overføres fra reservoarets randsoner. Hovedmengden av tilført energi kommer fra selve borehullet, der hele 162,9 MWh overføres til reservoaret. Av denne energioverføringen, fremkommer det at omtrent 13% tappes ut gjennom sideflatene i reservoaret, til omgivelsene. Dette vil fortsette så lenge reservoartemperaturen er høyere enn temperaturen i det omliggende området. I perioder der energi utvinnes fra brønnparken vil reservoartemperaturen synke, og varme fra det omliggende området vil strømme inn til reservoaret.

## 6.1.5 Oppsummering av simulering med modell 1

Simulering 1a viser at energigevinsten fra solfangeren er ubetydelig utenom perioden mai-august. I tillegg fremkommer det at den prefererte strømningsraten er 6 l/s. I simulering 1b betraktes den uforstyrrede reservoartemperaturen over en periode på tjue år. Det vises at de årlige klimatiske variasjonene forårsaker en svingning på omtrent  $\pm 0,15^\circ\text{C}$  i reservoaret. Videre blir det også vist at det forekommer en årlig reduksjon av middeltemperaturen i reservoaret. Denne reduksjonen blir mindre og mindre, noe som indikerer at reservoaret nærmer seg en stabil tilstand. Dette er i tråd med diskusjonen gitt i [1]. Ved simulering 1c kan man observere at reservoaret er et betydelig energilager. For at en tilfredsstillende mengde energi skal bli absorbert fra reservoaret velges strømningsraten 6 l/s. Til slutt, i simulering 1d, fremkommer det at ladingen av brønnparken fører til at 13% av den tilførte energien, overføres ut gjennom sideflatene i reservoaret. Det blir i denne simuleringen diskutert hvordan man kan oppnå en effektiv lading for videre modellering.

## 6.2 Simuleringer med modell 2.1

I de påfølgende simuleringene med modell 2.1 vil baneoppvarmingen bli betraktet. Fotballbanen er lokalisert utendørs og er derfor svært utsatt for klimatiske variasjoner. Det finnes ingen tilgjengelig data fra målestasjoner i Sandefjord. Derfor anvendes værdata fra nærmeste værstasjon, altså Færder fyr i Tjøme. Figur 6.6 viser middeltemperaturen for mars måned på Færder fyr fra 2010 og frem til 2017. I systemmodellen, vist i figur 5.7, inkluderes en værkomponent<sup>1</sup>.



Figur 6.6: Oversikt over værdata i perioden 2000-2017 på Færder fyr i Tjøme. Klimarapporten er hentet fra [27].

<sup>1</sup>Beskrivelse av værkomponenten er gitt i tillegg E.12.

I TRNSYS beregnes utetemperaturen ved interpolering av værdata over en periode på tjueto år. Dette resulterer i et ideal år. Middelttemperaturen for værkomponenten i mars måned beregnes til  $0,91^{\circ}\text{C}$ . Som vist i figur 6.6 ble middelttemperaturen for mars måned i 2016 målt til  $3,5^{\circ}\text{C}$  på Færder fyr. Dermed beregnes avviket mellom virkelig værdata og TRNSYS til hele  $1,33^{\circ}\text{C}$ . Værdata knyttet til TRNSYS komponenten er innhentet fra en målestasjon lokalisert på Fornebu i Oslo. Sandefjord ligger omtrent tolv mil sør for Forneby og en høyere middeltemperatur er derfor forventet i dette området. Energidata for Komplet Arena er dermed basert på et klima med en høyere utetemperatur enn hva som betraktes i TRNSYS.

### 6.2.1 Simulering 2.1a - Baneoppvarming uten lading

I denne simuleringen vil oppvarming av fotballbanen betraktes. Som tidligere nevnt er ønsket innkommende væsketemperatur til fotballbanen mellom  $5$  og  $20^{\circ}\text{C}$ . Tabell 6.4 viser parameterendringene som har blitt foretatt i denne simuleringen. Dimensjoneringen av brønnparken kan virke kraftig, men siden oppvarmingsperioden er såpass kort, samt at en stor mengde energi skal leveres, er denne dimensjoneringen nødvendig. Det finnes en ekstern fil som er tilknyttet varmpumpekomponenten i TRNSYS. Denne definerer hvilke væsketemperaturer som varmpumpen er konstruert for. Det fremkommer i filen at den innkommende væsketemperaturen på kildesiden bør ligge mellom  $-1,1$  og  $26,7^{\circ}\text{C}$ .

Komponent	Parameter	Verdi	Symbol	Enhet
557a	Antall borehull	13	$N_b$	stk
557a	Borehullsdybde	200	$d_b$	meter
557a	Reservoarvolum	170 000	$V_{res}$	$\text{m}^3$
927	Antall identiske varmpumper	24	$N_{vp}$	stk
3d	Maksimum strømningsrate			1/s
	$\bar{P}_3$	3		1/s
	$P_4, P_6, P_7$	6		1/s
	$P_2$	12		1/s

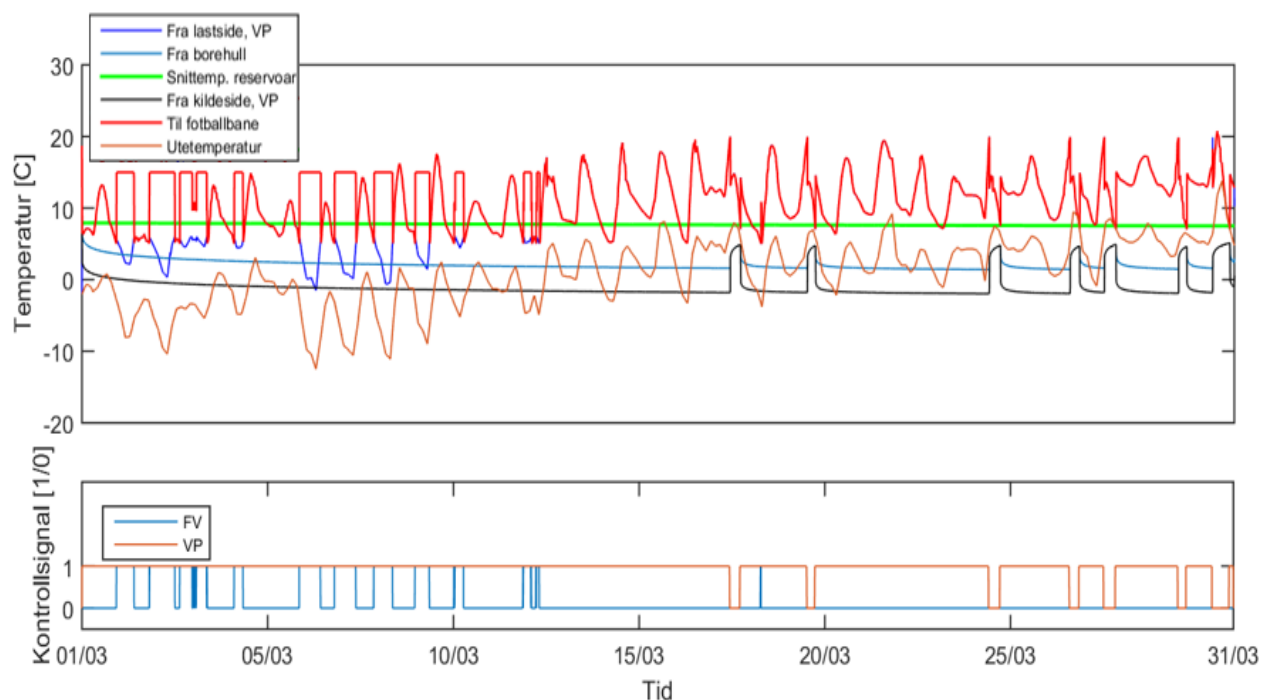
Tabell 6.4: Parameterendringer foretatt i simulering 2.1a.

Det fremkommer i figur 6.7 at den innkommende væsken til fotballbanen tilfredsstillende det nevnte temperaturkravet. Over simuleringsperioden er denne  $5^{\circ}\text{C}$  på sitt laveste,  $20^{\circ}\text{C}$  på sitt høyeste og i gjennomsnitt  $12,2^{\circ}\text{C}$ .

Den utgående væsketemperaturen fra borehullet synker raskt i begynnelsen av simuleringen. Den initielle væsketemperaturen er  $8^{\circ}\text{C}$ , men i løpet av den første dagen reduseres den til  $5,1^{\circ}\text{C}$ . Videre frem til slutten av mars synker den jevnt ned mot  $1,5^{\circ}\text{C}$ . Reduksjonen på hele  $3,6^{\circ}\text{C}$  kan begrunnes både med at reservoaret er i etableringsfasen, og dermed ikke nådd en stabilt tilstand, samt at utetemperaturen er lav noe som påvirker den øvre



delen av reservoaret. Det fremkommer også at når utetemperaturen blir tilstrekkelig høy blir varmpumpen avslått, noe som sørger for at temperaturen i brønnparken stiger. Ved utgangen av simuleringsperioden er den utgående væsketemperatur fra borehullet  $2,4^{\circ}\text{C}$ . I likhet med den jevnlige temperaturreduksjonen til den utgående væsken fra borehullet, synker også snittemperaturen i reservoaret over den nevnte simuleringsperioden. Over simuleringsperioden reduseres denne med omtrent  $0,5^{\circ}\text{C}$  og er ved utgangen av mars måned er den  $7,5^{\circ}\text{C}$ .



Figur 6.7: Temperaturprofil over baneoppvarmingsperioden det første driftsåret.

I perioder der kapasiteten til varmpumpen ikke er tilstrekkelig inkluderes fjernvarmekomponenten. Dette gjøres for at den innkommende væsketemperatur til fotballbanen aldri skal synke under  $5^{\circ}\text{C}$ . Vi kan observere i figur 6.7 at periodene der fjernvarmen er påskrudd er den innkommende væsketemperatur til fotballbanen  $15^{\circ}\text{C}$ , noe som samsvarer med de forhåndsdefinerte innstillingene i modellen. Av den totale driftstiden på 744 timer beregnes fjernvarmens og varmpumpens driftstid til henholdsvis 112,4 (15,1%) og 694,9 timer (93,4%).

	Energi [MWh]
Lever fra VP	119,85
El-forbruk VP	18,85
El-forbruk FV	16,40
El-forbruk $P_7$	7,44
El-forbruk $P_3$	3,72

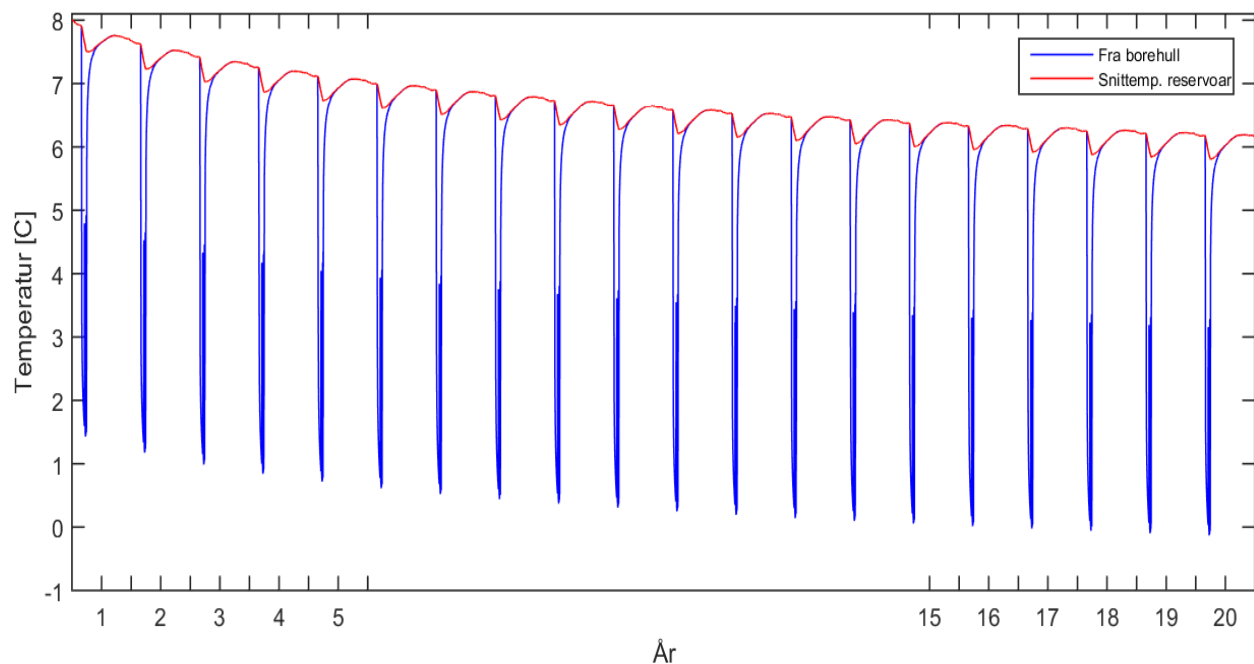
Tabell 6.5: Energimåling over baneoppvarmingsperioden.

Tabell 6.5 viser energimålingen over baneoppvarmingsperioden. Det skal nevnes at i den aktuelle systemmodellen, vist i figur 5.7, inkluderes flere pumpekomponenter enn hva som vises i tabellen. Årsaken til at flere pumper inkluderes er fordi det er nødvendig for å oppnå en kontrollert simulering. I et virkelig energisystem vil disse ikke inkluderes. I energisystemer der en varmpumpe er involvert er det ofte av interesse å beregne dens virkningsgrad. Dette kan gjøres ved hjelp av ligning (3.24). Ved å anvende verdiene gitt for varmpumpen i tabell 6.5 kan den gjennomsnittlige virkningsgraden beregnes til følgende:

$$\text{COP}_{\text{VP}} = \frac{119,85}{18,85} = 6,36. \quad (6.1)$$

Dette er en svært høy virkningsgrad, og kan begrunnes med at temperaturredifferansen mellom varmpumpens kilde- og lastside er liten. Over simuleringsperioden holdes denne differansen mellom 3 og 20°C. Virkningsgraden betyr at for hver enhet som går til elektrisk forbruk, mottas seks enheter energi i retur. Dette er naturligvis svært tilfredsstillende og indikerer at varmpumpen er effektiv. Ved å betrakte den sesongbaserte virkningsgraden vil også det elektriske forbruket til  $P_7$  inkluderes. Denne virkningsgraden beregnes ved hjelp av ligning (3.26). Dermed beregnes SPF til 4,56, noe som er betydelig lavere enn  $\text{COP}_{\text{VP}}$ .

Figur 6.8 viser snittemperaturen i reservoaret, samt den utgående væsketemperaturen fra borehullet over en simuleringsperiode på tjue år. Det fremkommer i figuren at snittemperaturen i reservoaret varierer i takt med baneoppvarmingsperiodene. Denne snittemperaturen reduseres med 0,98°C over de fem første årene. Vi kan observere at den årlige reduksjonen av snittemperaturen minker i takt med tiden. Fra det femtende til det tjuende året synker denne med kun 0,19°C, noe som tyder på at reservoaret nærmer seg en stabil tilstand. Den årlige reduksjonen av snittemperaturen i reservoaret skyldes også de årlige klimatiske variasjonene, noe som ble diskutert i underavsnitt 6.1.2.



Figur 6.8: Temperaturprofil av grunnvarmesystemet over en periode på tjue år.

I likhet med reduksjonen av snittemperaturen i reservoaret, kan vi observere at den utgående væsketemperaturen fra borehullet også synker over den nevnte simuleringsperioden. Minimumstemperaturen det første året er  $1,43^{\circ}\text{C}$ , mens i det tjuende året er denne  $-0,12^{\circ}\text{C}$ . Siden varmepumpen i TRNSYS tåler væsketemperaturer ned mot  $-1,1^{\circ}\text{C}$  på kildesiden, er den nevnte væsketemperaturen fra borehullet i det tjuende året fortsatt akseptabel. Spørsmålet er om denne fortsatt vil være akseptabel etter en enda lengre simuleringsperioden. Med forbehold om potensielle feilkilder<sup>2</sup> i simuleringen, bør en oppjustering av dimensjoneringen foretas.

År	Levert fra VP [MWh]	El-forbruk FV [MWh]
1	120,25	16,55
2	119,83	16,70
⋮	⋮	⋮
19	117,81	17,33
20	117,81	17,33

Tabell 6.6: Oversikt over mengden energi levert fra varmepumpen i de to første og to siste årene.

Den årlige temperaturreduksjonen i reservoaret og borehullet påvirker naturligvis mengden energi som leveres fra varmepumpen. Tabell 6.6 viser dette for de to første og to siste årene. I løpet av simuleringstiden blir 2,19 MWh mindre energi levert fra varmepumpen. I takt med denne nedgangen øker det elektriske forbruket til fjernvarmekomponenten, noe som sørger for at riktig mengde energi leveres til oppvarming.

## 6.2.2 Simulering 2.1b - Baneoppvarming med lading

Basert på simuleringsresultatene diskutert i underavsnitt 6.2.1 velger vi å minke antall borehull og reservoarvolumet for denne simuleringen. Dette valget begrunnes med at lading av brønnpark inkluderes, der vi forventer en økt snittemperatur i reservoaret. Denne forventningen er i tråd med beskrivelsen gitt i [54], der ulike hybride energiløsninger blir betraktet. De aktuelle parameterendringene som har blitt foretatt i denne simuleringen er gitt i tabell 6.7.

<sup>2</sup>Diskusjon knyttet til potensielle feilkilder er gitt i underavsnitt 6.9.

Komponent	Parameter	Verdi	Symbol	Enhet
557a	Antall borehull	10	$N_b$	stk
557a	Borehullsdybde	200	$d_b$	meter
557a	Reservoarvolum	100 000	$V_{res}$	m <sup>3</sup>
927	Antall identiske varmpumper	24	$N_{vp}$	stk
3d	Maksimum strømningsrate			l/s
	$\bar{P}_3$	$\bar{3}$		l/s
	$P_1, P_4, P_5, P_6, P_7$	6		l/s
	$P_2$	12		l/s

Tabell 6.7: Parameterendringer foretatt i simulering 2.1b.

Ifølge [1] bør avstanden mellom borehullene i en brønnpark være minimum ti meter der kun utvinning av energi forekommer. Derimot når lading inkluderes kan denne avstanden reduseres. Om for eksempel en borehullsavstand på fem meter hadde blitt valgt, kunne vi ved hjelp av ligning (4.1) beregnet reservoarvolumet til å være omtrent 45 000 m<sup>3</sup>. Det kritiske spørsmålet som bør besvares, er om det nevnte reservoarvolumet sørger for en effektiv lading, eller om en signifikant mengde forsvinner gjennom reservoarets randsoner.

Tabell 6.8 viser forholdet mellom reservoarvolum og borehullsavstand med energitapet gjennom reservoarets sideflater. Som det fremkommer i tabellen øker energitapet ved reduksjon av reservoarvolumet og borehullsavstanden. Om et reservoarvolum på 45 000 m<sup>3</sup> velges vil energitapet være hele 15,5% kun i sommerperioden. Det er ønskelig å bevare mest mulig energi innenfor reservoaret. Årsaken til dette er at når utvinning av energi forekommer i borehullene, vil mer energi være tilgjengelig i det nærliggende reservoaret. Basert på resultatene gitt i tabellen velges reservoarvolumet 100 000 m<sup>3</sup> for simuleringen. Avstanden mellom borehullene er dermed i underkant av åtte meter.

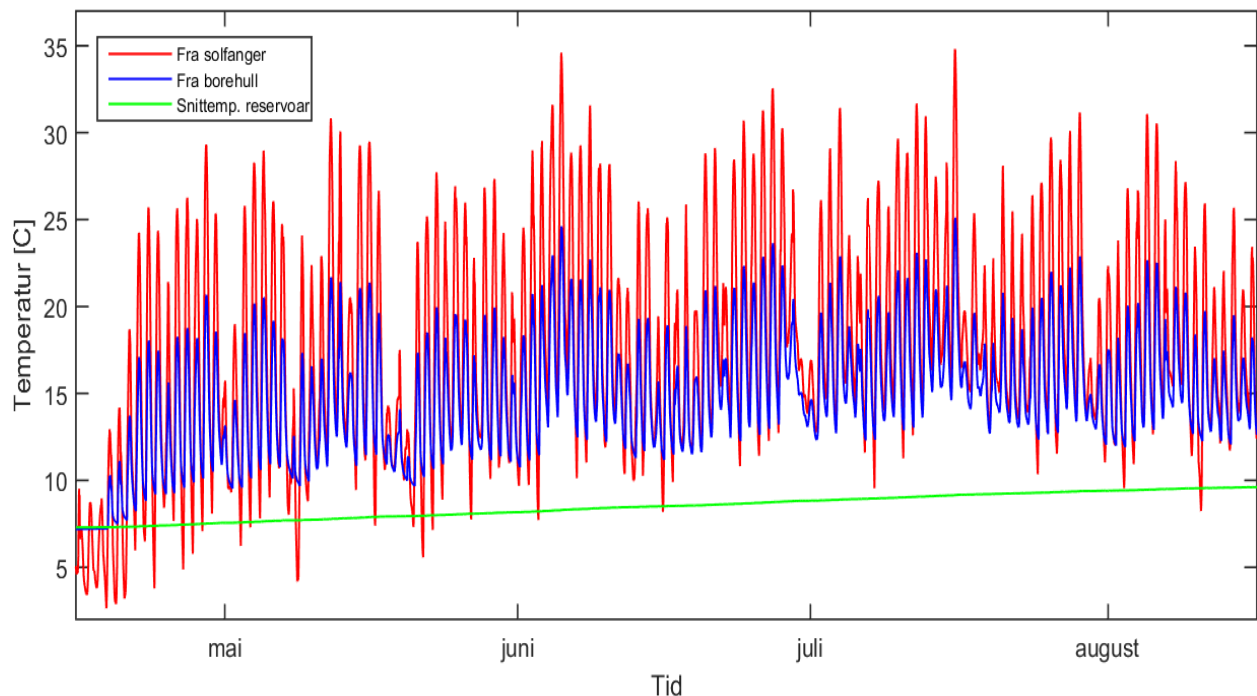
Reservoarvolum [m <sup>3</sup> ]	Borehullsavstand [m]	Tilført energi [MWh]		
		Borehull	Side	Energitap [%]
100 000	7,6	170,4	-7,0	4,1
70 000	6,4	170,2	-15,3	9,0
45 000	5,0	168,1	-26,1	15,5
30 000	4,2	164,3	-36,6	22,3
20 000	3,4	157,7	-46,8	29,7

Tabell 6.8: Tilført energi i reservoarets randsoner ved ulike reservoarvolumer. Dette er betraktet over sommerperioden.

Videre er det ønskelig å undersøke temperaturprofilen til komponentene som er knyttet til den nevnte ladingen. Figur 6.9 viser den utgående væsketemperaturen fra solfangeren og borehullet, samt snittemperaturen i reservoaret. Det skal nevnes at figuren er et utdrag fra

en toårig simulering, og av den grunn forekommer baneoppvarming før ladingen begynner. Basert på dette er snittemperaturen i reservoaret  $7,3^{\circ}\text{C}$  i begynnelsen av sommerperioden, altså en reduksjon på  $0,7^{\circ}\text{C}$  fra den initielle temperaturen.

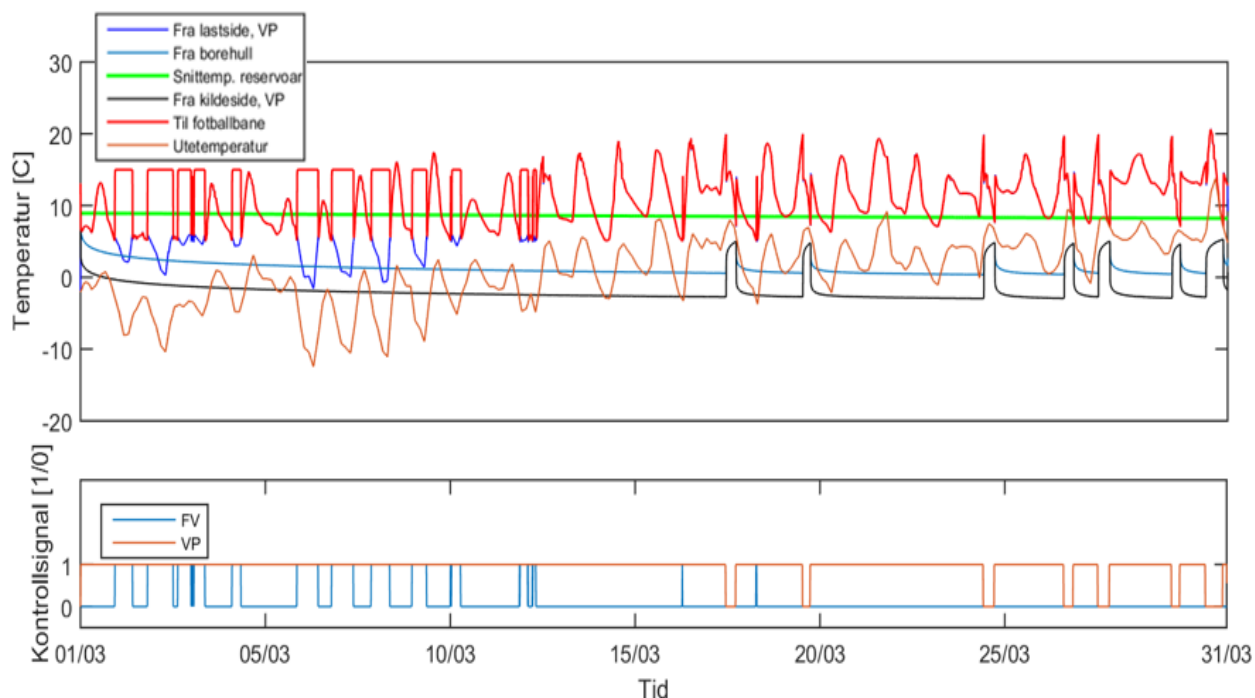
Ladingen foregår ved at overskuddsvarme blir pumpet fra solfangeren til borehullet der en energioverføring forekommer mellom borehullet og reservoaret. Den utgående væsketemperaturen fra borehullet ligger primært mellom  $8,5$  og  $24^{\circ}\text{C}$ . Årsaken til at væsketemperaturen fra borehullet flukserer er grunnet væsketemperaturen fra solfangeren. Vi kan observere i figuren at den utgående væsketemperaturen fra solfangeren har flere bunnpunkter som er lavere enn utløpstemperaturen fra borehullet. Som tidligere nevnt hindres nedkjøling av brønnparken ved hjelp av en væsketernostat. Derfor ligger den utgående væsketemperaturen fra solfangeren hovedsakelig mellom  $8,5$  og  $34,5^{\circ}\text{C}$  over sommerperioden. Som et resultat av disse utgående væsketemperaturene øker snittemperaturen i reservoaret med omtrent  $2,3^{\circ}\text{C}$  over den aktuelle perioden.



Figur 6.9: Lading av brønnparken i sommerperioden det første simuleringsåret.

Frem til nå har vi valgt et reservoarvolum som gir et lavt energitap gjennom sideflatene i reservoaret. Vi har også diskutert hvordan denne valgte dimensjoneringen fungerer ved hjelp av lading. Det er derfor nå nødvendig å se på baneoppvarmingsperioden. Dette betraktes i det andre året. I likhet med figur 6.9 vises også et utdrag av den toårige simuleringen i figur 6.10. Årsaken til at dette gjøres er for å inkludere påvirkningen av ladingen som skjer over sommerperioden det første året. Som et resultat av ladingen er snittemperaturen i reservoaret  $8,9^{\circ}\text{C}$  ved begynnelsen av baneoppvarmingsperioden. Dette er altså  $0,9^{\circ}\text{C}$  høyere enn den initielle snittemperaturen i reservoaret.

Det kommer tydelig frem i figur 6.10 at den inngående væsketemperaturen til fotballbanen tilfredsstiller temperaturkravet. Det fremkommer også at den utgående væsketemperaturen fra borehullet er  $0,4^{\circ}\text{C}$  på sitt laveste. Ved utgangen av den aktuelle perioden har temperaturen økt til omtrent  $1,6^{\circ}\text{C}$ . I likhet med forklaringen gitt i underavsnitt 6.2.1 er årsaken til økningen at utetemperaturen blir såpass høy at i perioder skrur varmpumpen av. Vi kan også observere at snittemperaturen synker mot  $8,2^{\circ}\text{C}$  i løpet av baneoppvarmingsperioden. Dette er en nedgang på kun  $0,7^{\circ}\text{C}$ .



Figur 6.10: Temperaturprofil av mars måned det andre året. Simuleringsperioden for simuleringen er to år. Dette er dermed bare et utdrag.

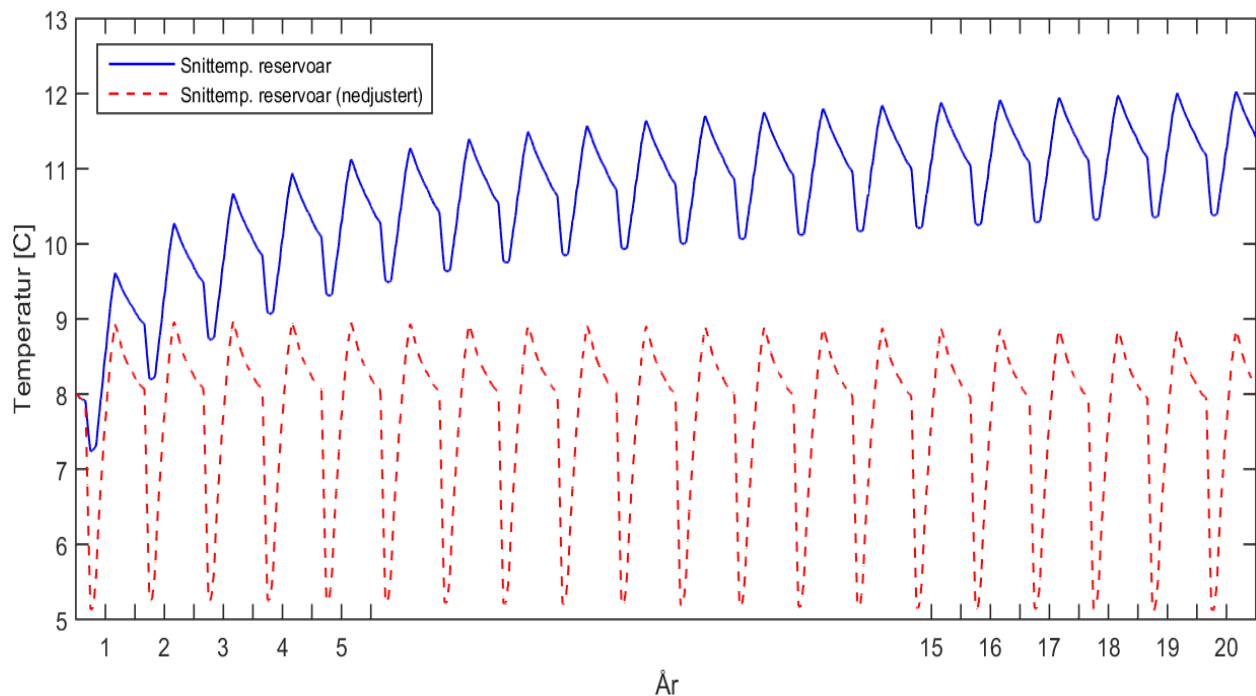
I baneoppvarmingsperioden det andre året er den totale driftstiden av fjernvarmen og varmpumpen henholdsvis 118 og 695 timer. Til sammenligning med simulering 2.1a, der baneoppvarming uten lading ble betraktet, øker fjernvarmens driftstid med 5,6 timer og varmpumpens driftstid med kun 6 minutter.

Tabell 6.9 gir en oversikt over både levert mengde energi og det elektriske forbruket. Disse verdiene fremkommer både for simuleringen med lading, samt simuleringen uten lading (Simulering 2.1a). Den leverte mengden energi fra varmpumpen er 2,43 MWh lavere for denne simuleringen enn simulering 2.1a. Denne reduksjonen er relativ liten i forhold til at tre færre borehull, samt et mindre reservoarvolum anvendes. Vi kan observere i tabellen at det elektriske forbruket til fjernvarmekomponenten øker med kun 0,81 MWh i denne simuleringen. Kostnaden knyttet til den nevnte økningen anses som svært liten i forhold til etableringskostnaden for tre ekstra borehull.

	Energi [MWh]		
	Med lading	Simulering 2.1a	Differanse
Leverert fra VP	117,42	119,85	-2,43
El-forbruk VP	18,70	18,85	-0,15
El-forbruk FV	17,21	16,40	0,81
El-forbruk $P_7$	7,44	7,44	0,00
El-forbruk $P_3$	3,72	3,72	0,00

Tabell 6.9: Energimåling av simulering i baneoppvarmingsperioden det andre året.

Figur 6.11 viser snittemperaturen i reservoaret over en periode på tjue år. I løpet av denne perioden øker temperaturen med hele  $3,5^{\circ}\text{C}$ . Dette indikerer at brønnparken er overdimensjonert. Derfor vises også snittemperaturen i reservoaret til en nedjustert brønnpark. Denne varianten består av kun to borehull der reservoarvolumet er valgt til  $23\ 000\ \text{m}^3$  (8 m avstand mellom borehullene). Som det fremkommer i figur 6.11 holdes snittemperaturen i reservoaret mellom  $5,1$  og  $8,9^{\circ}\text{C}$  over hele perioden. Basert på denne observasjonen kan man foreta en betydelig nedjustering av brønnparken, og likevel oppnå et fungerende energisystem.



Figur 6.11: Snittemperatur i reservoaret over tjue år. I figuren vises både den valgte dimensjoneringen, gitt i tabell 6.7, og en nedjustert variant av brønnparken.

### 6.2.3 Oppsummering av simulering med modell 2.1

Simulering 2.1a viser at den valgte dimensjoneringen er avhengig av fjernvarme de kaldeste periodene i løpet av baneoppvarmingsperioden. Den lave differansen mellom varmepumpens kilde- og lastside sørger for en høy gjennomsnittlig virkningsgrad, noe som tyder på at varmepumpen opererer effektivt. Over en periode på tjue år synker både snittemperaturen i reservoaret og den utgående væsketemperaturen fra borehullet. Denne utviklingen er i tråd med simuleringsresultatene gitt i underavsnitt 6.1.3, der utvinning av energi simuleres under kontrollerte forhold. Minimumstemperaturen av væsken fra borehullet er i det tjuende året i underkant av  $0^{\circ}\text{C}$ . Siden varmepumpens kildeside kan håndtere væsketemperatur ned mot  $-1,1^{\circ}\text{C}$ , er derfor brønnparken bærekraftig over denne perioden. Derimot er det usikkert om dette vil gjelde for en lengre tidsperiode, og derfor anbefales det å oppjustere dimensjoneringen av brønnparken.

Lading av brønnparken inkluderes i simulering 2.1b. Dermed reduseres dimensjoneringen av brønnparken. For å oppnå en effektiv lading velges  $100\,000\text{m}^3$  som reservoarvolum, noe som tilsier at borehullsavstanden er omtrent åtte meter. Det vises også at ladingen fører til at snittemperaturen i reservoaret øker over en periode på tjue år. Dette tyder på at brønnparken er overdimensjonert. En kraftig nedjustert variant av brønnparken vises i simuleringen. Over en periode på tjue år holdes den nedjusterte varianten en stabil temperaturprofil, noe som indikerer at den er bærekraftig for det simulerte energisystemet.

## 6.3 Simulering med modell 2.2

Hovedmålet for simuleringene i denne delen er å undersøke hvordan et geotermisk system ville fungert for å dekke energibehovet til DHW på Komplette Arena. Systemmodellen, vist i figur 5.8, blir betraktet både uten og med gjenvinning av avløpsvann. Det antas at en vanlig innkommende væsketemperaturen til DHW er omtrent  $40^{\circ}\text{C}$ . Siden det mest sannsynlig vil forekomme energitap gjennom rørsystemet velges den ønskede væsketemperaturen til DHW å være  $45^{\circ}\text{C}$ .

### 6.3.1 Simulering 2.2a - DHW uten gjenvinning av avløpsvann

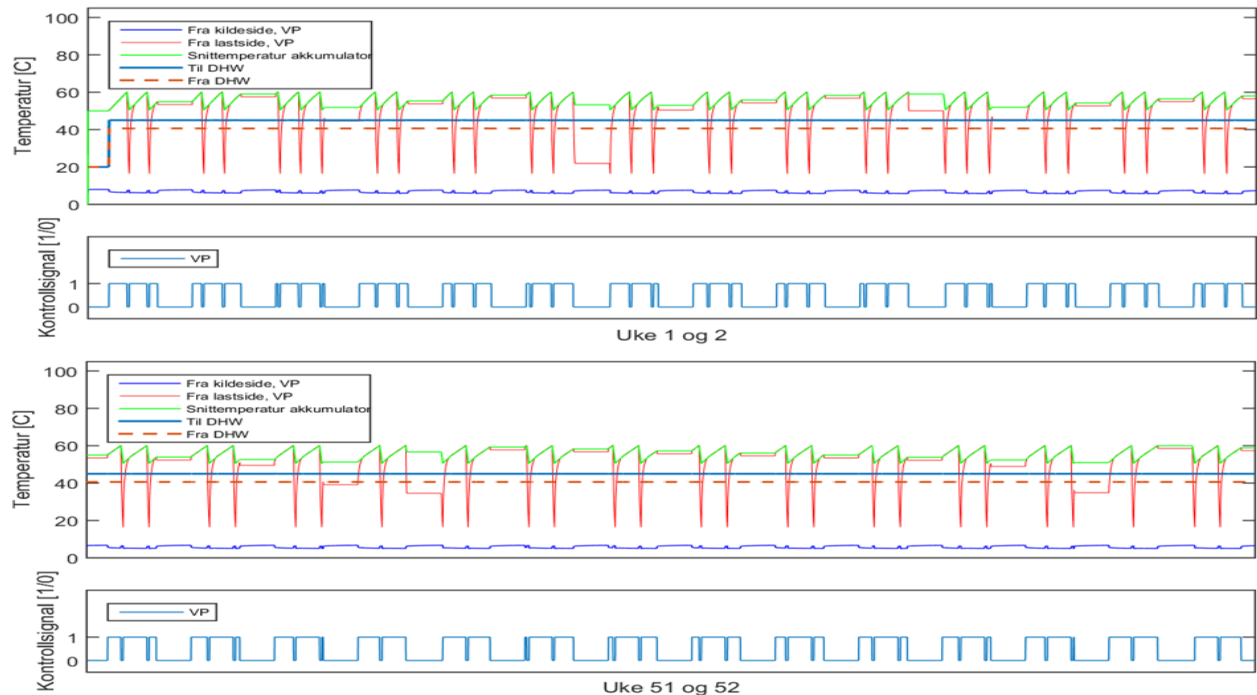
Denne simuleringen betrakter DHW på Komplette Arena uten gjenvinning av avløpsvann. Med utgangspunkt i systemmodellen, vist i figur 5.8, kobles den eksterne varmeveksleren av, samt at kontrollsignalene som sendes til  $S_1$  og  $M_1$  endres, som beskrevet i underavsnitt 5.2.3. Vi har nå et energisystem som har som formål å dekke energibehovet av DHW ved hjelp av en brønnpark, varmepumpe og akkumulatortank. Tabell 6.10 viser parameterendringene som har blitt foretatt for denne simuleringen.



Komponent	Parameter	Verdi	Symbol	Enhet
557a	Antall borehull	10	$N_b$	stk
557a	Borehullsdybde	200	$d_b$	m
557a	Reservoarvolum	100 000	$V_{res}$	m <sup>3</sup>
927	Antall identiske varmepumper	6	$N_{VP}$	stk
3d	Maksimum strømningsrate			l/s
-----		-----		
	$\bar{P}_2, \bar{P}_3$	2,6		
	$P_1, P_7, P_6$	6		
	$P_8$	12		

Tabell 6.10: Parameterendringer foretatt i simulering 2.2a.

Som en begynnelse på denne analysen er det ønskelig å undersøke hvordan lastside av energisystemet oppfører seg i starten og slutten av simuleringsperioden. De aktuelle væsketemperaturene over de to første og to siste ukene er vist i figur 6.12. Varmepumpens kontrollsignaler over denne periodene vises også i denne figuren. Det fremkommer at den innkommende væsketemperaturen til DHW holder en konstant temperatur på 45°C over hele simuleringsperioden. Det kan også observeres at væsken som ender opp i avløpet har en temperatur på 40°C. Et varmetap på 5°C antas å være akseptabelt da det er godt kjent at noe energi vil gå tapt i løpet av denne prosessen.



Figur 6.12: Temperaturprofil samt kontrollsignaler av energisystemets lastside. De to første og siste ukene vises i denne figuren.

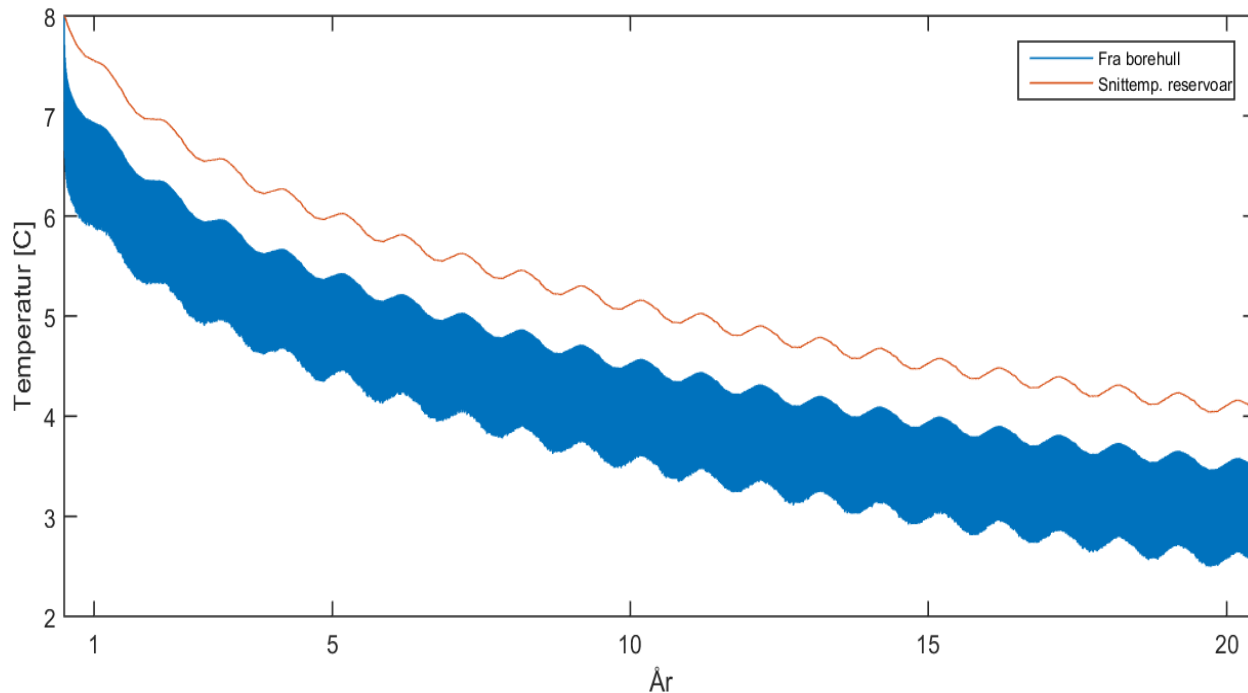
I energisystemer der akkumulatortanker inkluderes er det kritisk at temperaturen i tanken overstiger et visst nivå for å unngå dannelse av Legionella bakterien. Dette er en bakterie som kan føre til alvorlige helseplager. Bakteriens optimale temperatur er mellom 32 og 35°C, og elimineres ved temperaturer rundt 60°C [32]. Det vises i figur 6.12 at snittemperaturen i akkumulatortanken er mellom 51 og 60°C. Dette er temperaturer som minker sjansen for dannelse og spredning av Legionella bakterien, og som derfor er akseptabel.

Videre er det ønskelig å undersøke om den valgte dimensjoneringen sørger for en tilfredsstillende virkningsgrad for varmpumpen. I figur 6.12 kan vi observere at i periodene der varmpumpen er i drift ligger lastsidens væsketemperatur hovedsakelig mellom 51 og 60°C, mens kildesidens væsketemperatur holdes mellom 5,2 og 6,7°C. Over det første simuleringsåret er varmpumpens driftstid 4629 timer. I løpet av det første driftsåret beregnes varmpumpens elektriske forbruk til 71 MWh mens mengden levert energi fra varmpumpen er 210 MWh. Basert på disse verdiene og ved anvendelse av ligning (3.24) beregnes varmpumpens gjennomsnittlige virkningsgrad til følgende:

$$\text{COP}_{\text{VP}} = \frac{210}{71} = 2,96. \quad (6.2)$$

Ifølge [50] bør varmpumpens virkningsgrad være mellom 2,4 og 5 for slike systemer som blir betraktet i dette avsnittet. Basert på dette er virkningsgraden over det første simuleringsåret akseptabel.

Dimensjoneringen av varmpumpekomponenten har vist seg å være akseptabel, og det er dermed nødvendig å undersøke temperaturprofilen til grunnvarmesystemet. Simuleringsresultatet av denne temperaturprofilen vises i figur 6.13 der vi betrakter den over tjue år. En første bemerkelse er at den utgående væsketemperaturen flukserer over hele tidsperioden. I hovedsak driftes varmpumpen store deler av den daglige DHW perioden, men siden akkumulatorkomponenten er inkludert er det også perioder der varmpumpen er avslått. Dette kommer tydeligere frem ved å se på varmpumpens kontrollsignaler i figur 6.12.



Figur 6.13: Temperaturprofil av grunnvarmesystemet over en periode på tjue år.

Det fremkommer i figur 6.13 at den utgående væsketemperaturen fra borehullet faller raskt i begynnelsen av simuleringen. Dette innebærer et fall fra  $8^{\circ}\text{C}$  til  $7^{\circ}\text{C}$ . Hovedårsaken til dette er at sirkulasjonsvæsken har en lavere temperatur enn reservoaret og dermed blir energi absorbert til den sirkulerende væsken. Etter den nevnte reduksjonen fortsetter væsketemperaturen å falle jevnt ned mot  $4^{\circ}\text{C}$  over de neste femten årene før nedgangen begynner å avta. Over de siste fem årene er den årlige reduksjonen mellom  $0,07$  og  $0,09^{\circ}\text{C}$ . Utviklingen av snittemperaturen i reservoaret følger temperaturvariasjonene til den utgående væsketemperaturen fra borehullet, men har over hele simuleringstiden omtrent  $0,6^{\circ}\text{C}$  høyere temperatur. Igjen tyder det på at en stabil tilstand nærmer seg etter en simuleringstid på tjue år.

### 6.3.2 Simulering 2.2b - DHW med gjenvinning av avløpsvann

I takt med den økende interessen for fornybare energikilde har fokuset på gjenvinning av avløpsvann vokst frem. I denne delen vil vi undersøke et mulig system der gjenvinning av avløpsvannet inkluderes. For å installere en slik løsning på Komplet arena kreves omfattende ombygging av rørsystemet knyttet til avløpsvannet. Dermed vil etableringskostnadene være betydelige. Derfor vil varianten ikke inkluderes i modell 2.3 og modell 4. Likevel er dette en variant som bør diskuteres da det antas at store mengder energi vil gjenvinnes.

I tillegg til varianten som anvendes i systemmodell 2.2, finnes det også en rekke andre måte

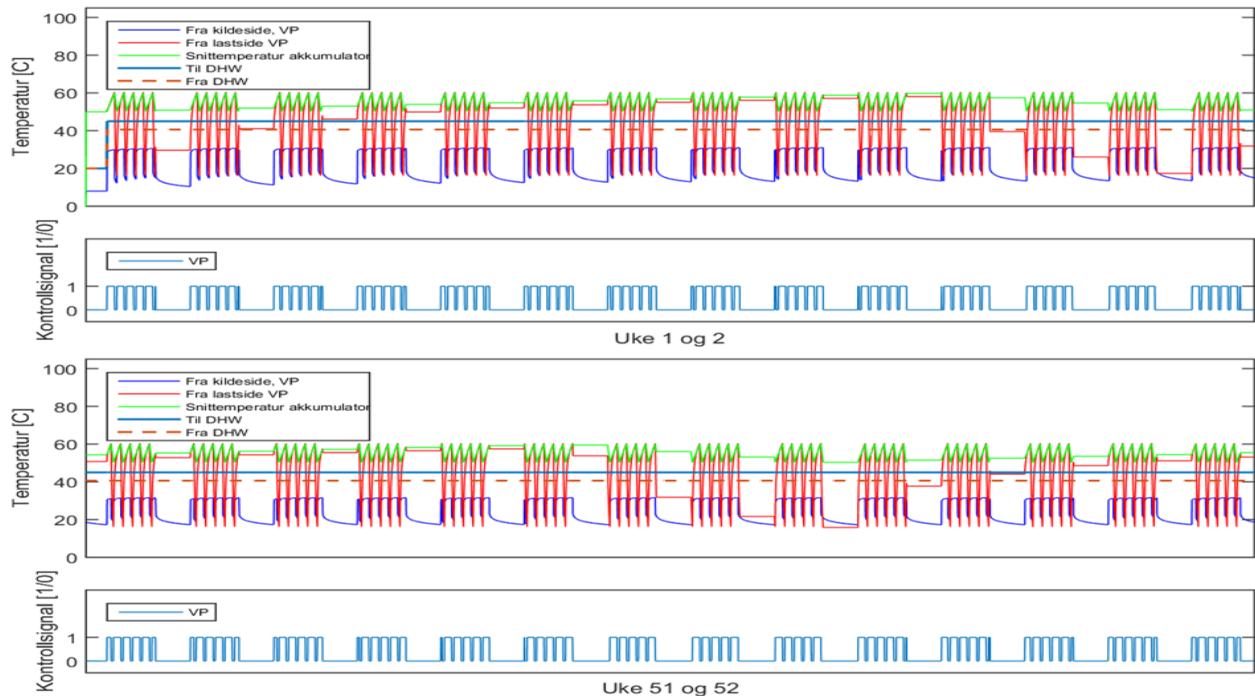
å gjenvinne avløpsvannet. Blant annet kan dette gjøres ved filtrering som videre pumpes til varmpumpen, noe som er beskrevet i [35]. I simulering 2.2b er det ønskelig å betrakte gjenvinning av avløpsvannet ved hjelp av en ekstern varmeveksler. Denne komponenten sørger for at det forekommer en energioverføring mellom den utgående væsken fra borehullet og avløpsvannet fra DHW. Etter den aktuelle energioverføringen vil sirkulasjonsvæsken pumpes videre til varmpumpens kildeside. Som et resultat av denne prosessen er det forventet at varmpumpens COP vil øke sammenlignet med simulering 2.2a. Denne forventningen begrunnes med at temperaturdifferansen mellom varmpumpens kilde- og lastside vil minke.

Med utgangspunkt i systemmodellen, vist i figur 5.8, settes  $S_1$  og  $M_1$  til henholdsvis 1 og 0. Siden en høyere væsketemperatur er forventet inn til varmpumpens kildeside, vil også en høyere væsketemperatur pumpes tilbake til borehullet. Basert på disse forventningene nedjusteres dimensjoneringen av grunnvarmesystemet. Parameterendringene som har blitt foretatt vises i tabell 6.11.

Komponent	Parameter	Verdi	Symbol	Enhet
557a	Antall borehull	5	$N_b$	stk
557a	Borehulldybde	200	$d_b$	m
557a	Reservoarvolum	100 000	$V_{res}$	m <sup>3</sup>
927	Antall identiske varmpumper	6	$N_{VP}$	stk
3d	Maksimum strømningsrate			l/s
	$\bar{P}_2, \bar{P}_3, \bar{P}_4, \bar{P}_5, \bar{P}_8$	2,6		
	$P_1, P_7$	6		
	$P_6$	12		

Tabell 6.11: Parameterendringer foretatt i simulering 2.2b.

Figur 6.14 viser temperaturprofilen av systemet over de to første og to siste ukene av simuleringsperioden. I likhet med simuleringsresultatene presentert i underavsnitt 6.3.1 holdes den innkommende væsketemperaturen til DHW stabilt på 45°C. Den utgående væsketemperaturen er også her 40°C, men i denne simuleringen pumpes denne overskuddsenergien til den eksterne varmeveksleren som overfører energi til kildesiden av energisystemet. I underavsnitt 6.3.1 ble det også diskutert hvordan man reduserer sannsynligheten for at Legionella bakterien skal forekomme. I denne simuleringen er snittemperaturen i akkumulatortanken mellom 51 og 60°C, noe som tilfredsstiller diskusjonen rundt den nevnte bakterien.



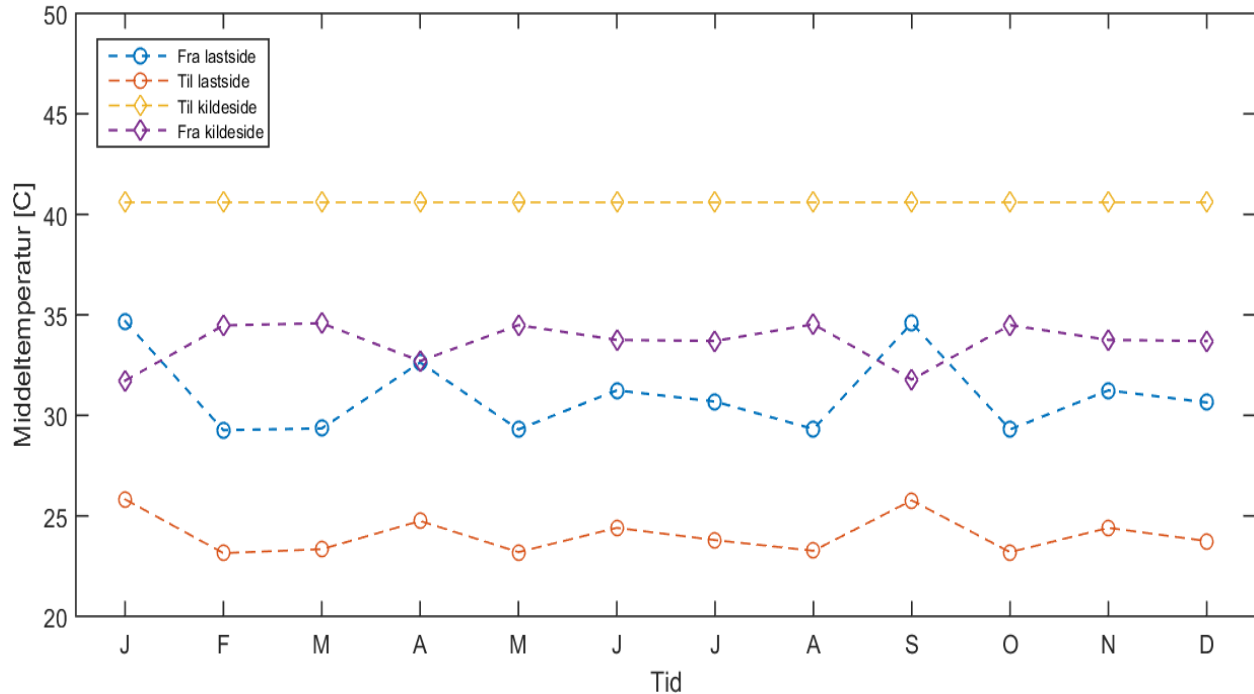
Figur 6.14: Temperaturprofil av lastside til energisystem. Varmepumpens kontrollsignaler vises også i denne figuren.

Vi kan også observere i figur 6.14 at når varmpumpen er påskrudd er den utgående væsketemperatur fra varmpumpens lastside mellom 51 og 60°C. Ulikheten mellom denne simulering og simulering 2.2a er økningen i væsketemperatur fra varmpumpens kilside. Det fremkommer at den utgående væsketemperatur fra varmpumpens kilside er mellom hele 29 og 30°C, altså omtrent 24°C høyere enn simuleringen uten gjenvinning. Over det første simuleringsåret er den totale driftstiden til varmpumpen 3875 timer, der 210,6 MWh blir levert og det elektriske forbruket er 60,6 MWh. Basert på dette beregnes varmpumpens gjennomsnittlige virkningsgrad til følgende:

$$\text{COP}_{VP} = \frac{210,6}{60,6} = 3,48. \quad (6.3)$$

Det ble tidligere i dette avsnittet forventet at en inkludering av gjenvinning av avløpsvannet ville sørge for en økning i varmpumpens virkningsgrad. Sammenlignet med simulering 2.2a minker varmpumpens driftstid med hele 754 timer og virkningsgraden øker med 0,52. Dette tyder på at varmpumpen driftes mer effektivt med gjenvinning av avløpsvannet. Likevel er det mulig å øke virkningsgraden til varmpumpen i simulering 2.2b. I henhold til den betydelige mengden energi som lagres i brønnparken, er det mulig å utvinne en større mengde energi. Dette foretas ved å øke dimensjonering av varmpumpen. For eksempel vil en oppjustering av  $N_{VP}$  til tjue stykker, sørge for at varmpumpens virkningsgrad øker til 3,72. Siden en mindre mengde energi er tilgjengelig i simulering 2.2a, vil en likedan endring føre til at virkningsgraden kun øker til 3,02.

Videre er det ønskelig å betrakte energioverføringen som fremkommer i den eksterne varmeveksleren. Figur 6.15 viser den månedlige middeltemperaturen av de innkommende og utgående væskene i varmeveksleren. Det skal nevnes at varmevekslerens kildeside er væskesløyfen fra DHW, mens lastside er sløyfen fra borehullet.



Figur 6.15: Temperaturprofil av varmeveksler.

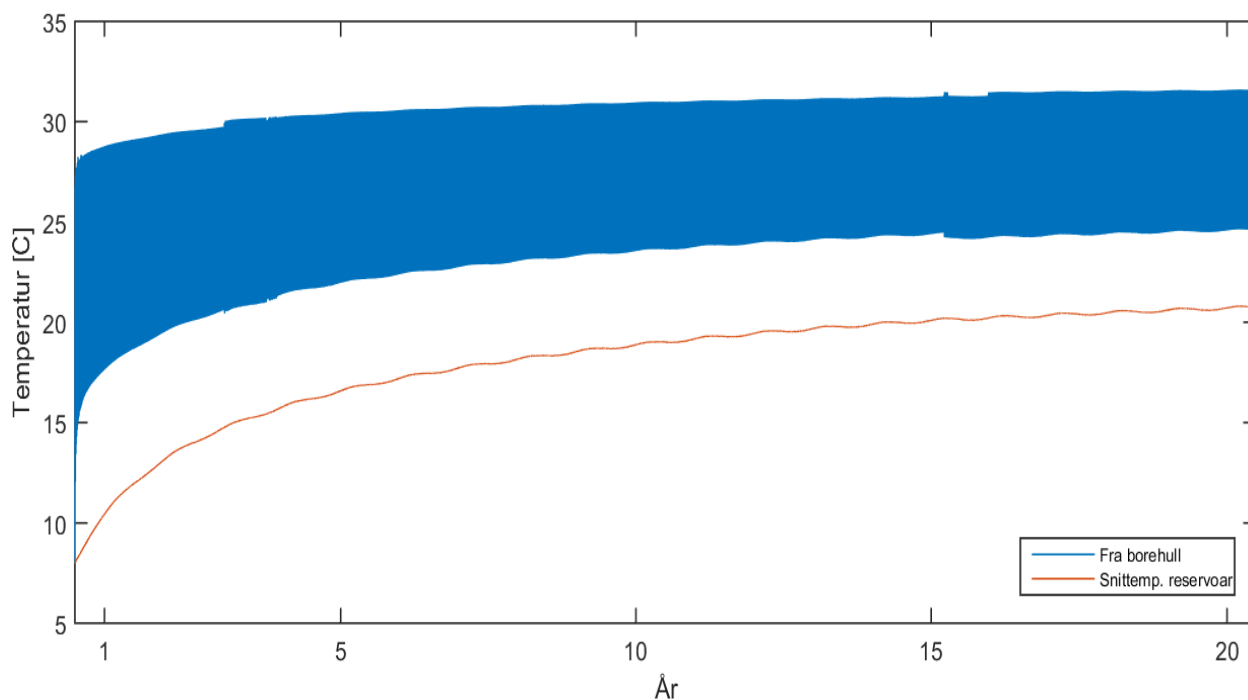
Som vist i figur 6.15 er den innkommende væsketemperaturen på kildesiden konstant  $40^{\circ}\text{C}$ . Derimot varierer den innkommende væsketemperaturen på lastsiden. Over simuleringstiden ligger denne mellom  $23$  og  $26^{\circ}\text{C}$ . Det fremgår at væsketemperaturen til lastsiden øker i september, noe som skyldes en økt utgående væsketemperatur fra borehullet. Som et resultat av dette øker også den utgående væsketemperaturen fra varmevekslerens lastside. Over simuleringstiden kan den gjennomsnittlige temperaturøkningen på lastsiden beregnes til  $6,95^{\circ}\text{C}$ . Likedan beregnes den gjennomsnittlige temperaturreduksjonen på kildesiden naturligvis også til  $6,95^{\circ}\text{C}$ .

Tabell 6.12 viser en oversikt over energitilførsel gjennom reservoarets randsoner. Med utgangspunkt i disse verdiene kan energitapet gjennom sideflatene beregnes til hele  $20,2\%$ . Hovedårsaken til dette er den betydelige mengden energi som overføres til reservoaret fra borehullet.

Randsone	Tilført energi [MWh]
Borehull	334,0
Topp	6,1
Bunn	-2,0
Side	-67,4

Tabell 6.12: Tilført energi til reservoaret over det første simuleringsåret.

Figur 6.16 viser både den utgående væsketemperaturen fra borehullet og snittemperaturen i reservoaret. I figur 6.16 blir grunnvarmesystemet betraktet over en periode på tjue år. Det fremkommer at den utgående væsketemperaturen fra borehullet er mellom 15 og 30°C over simuleringsperioden. Denne høye utløpsttemperaturen er et resultat av gjenvinningen av avløpsvannet. Som kjent er den initielle snittemperaturen i reservoaret 8°C. I likhet til den høye og økende utløpsttemperaturen fra borehullet, øker også temperaturen i reservoaret. Over simuleringsperioden øker denne med hele 13°C.



Figur 6.16: Temperaturprofil av grunnvarmesystemet over en periode på tjue år.

Basert på temperaturutviklingen, vist i figur 6.16, oppstår det en tydelig lading av brønnparken. Årsaken til dette er at en større mengde energi blir levert til varmepumpens kildeside enn hva lastsiden har behov for. Dermed pumpes den resterende mengden energi tilbake til brønnparken. Som tidligere nevnt er varmepumpen konstruert for innkommende væsketemperaturen mellom -1,1 og 26,7°C på kildesiden, og derfor er dette simuleringsresultatet ikke

passende for varmepumpekomponenten. Selv om de resulterende væsketemperaturer ikke tilfredsstiller kravene til varmepumpen i TRNSYS, er dette en løsning som sørger for gjenvinning av en stor mengde energi. Det finnes varmepumper som er konstruert til å operere med høyere væsketemperaturer, og som ville passet godt inn i et slikt system. Basert på den betydelige mengden energi som gjenvinnes er dette absolutt en løsning som bør vurderes til energisystemet på Komplette Arena.

### 6.3.3 Oppsummering av simulering med modell 2.2

Simulering 2.2a viser at den valgte dimensjoneringen sørger for at ønsket væsketemperatur leveres til DHW. Dimensjoneringen av varmepumpen sørger for at snittemperaturen i akkumulatortanken holdes mellom 51 og 60°C, noe som minsker sannsynligheten for dannelse av Legionella bakterien. Over en periode på tjue år, synker både snittemperaturen i reservoaret og den utgående væsketemperaturer fra borehullet. Etter tjue år er minimumstemperaturen til den utgående væsken fra borehullet omtrent 2,2°C, noe som sørger for at varmepumpen opererer slik den er konstruert for.

Gjenvinning av avløpsvannet blir inkludert i simulering 2.2b. Selv med en halvering av antall borehull i forhold til simulering 2.2a, leveres ønsket væsketemperatur til DHW. Årsaken er at gjenvinningen sørger for en lading av brønnparken. Det vises at over en periode på tjue år øker den utgående væsken fra borehullet mot 30°C. Dette indikerer at betydelige mengder energi gjenvinnes fra avløpsvannet. Selv om etablering av en slik løsning vil medføre en høy etableringskostnad, bør den likevel vurderes da store mengder energi leveres tilbake til energisystemet.

## 6.4 Simulering med modell 2.3

### 6.4.1 Simulering 2.3 - Baneoppvarming og DHW

Dimensjoneringen av det geotermiske systemet i denne simuleringen er valgt med utgangspunkt i tidligere simuleringer for baneoppvarming og DHW. Dette gjelder i hovedsak antall borehull samt dimensjonering av varmepumpe. Siden vi nå betrakter både baneoppvarming og DHW er det nødvendig å implementere en tottrinns varmepumpe. Den eneste ulikheten mellom denne type varmepumpe og en ettrinns varmepumpe, som har blitt brukt i tidligere simuleringer, er at denne kan veksle mellom to ulike trinn. Disse trinnene defineres som effekten til varmepumpen i form av både levert varmeeffekt og elektrisk varmeeffekt [53]. Tabell 6.13 viser en oversikt over hvilke parameterendringer som har blitt foretatt i denne simuleringen.

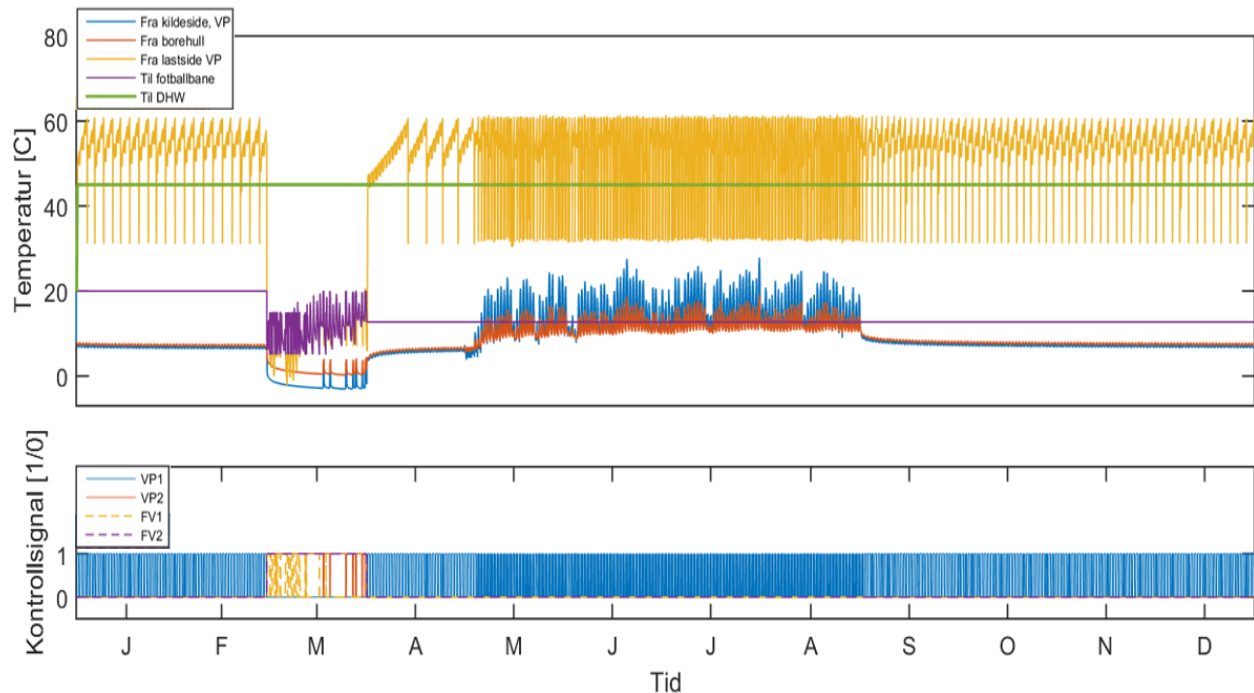


Komponent	Parameter	Verdi	Symbol	Enhet
557a	Antall borehull	13	$N_b$	stk
557a	Reservoarvolum	170 000	$V_{res}$	m <sup>3</sup>
1221	Antall identiske varmpumper	24	$N_{vp}$	stk
1221	Lvert varmeeffekt per VP <sub>1</sub>	2,08	$\dot{q}_{lev1}$	kW
1221	Lvert varmeeffekt per VP <sub>2</sub>	8,33	$\dot{q}_{lev2}$	kW
1221	Elektrisk varmeeffekt per VP <sub>1</sub>	0,42	$\dot{q}_{el1}$	kW
1221	Elektrisk varmeeffekt per VP <sub>2</sub>	1,67	$\dot{q}_{el2}$	kW
3d	Maksimum strømningsrate			l/s
	$\bar{P}_9, \bar{P}_{avlop}$	2,6		
	$P_3, P_6, P_8, P_{10}$	3		
	$P_1, P_4, P_5, P_7$	6		
	$P_2$	12		

Tabell 6.13: Parameterendringer foretatt i simulering 2.3.

I figur 6.17 vises simuleringsresultater for det første driftsåret. Over denne perioden forekommer det både oppvarming av DHW og baneoppvarming. I sommerperioden inkluderes den eksterne varmeveksleren, noe som sørger for at systemet drar nytte av overskuddsvarmen fra solfangeren.

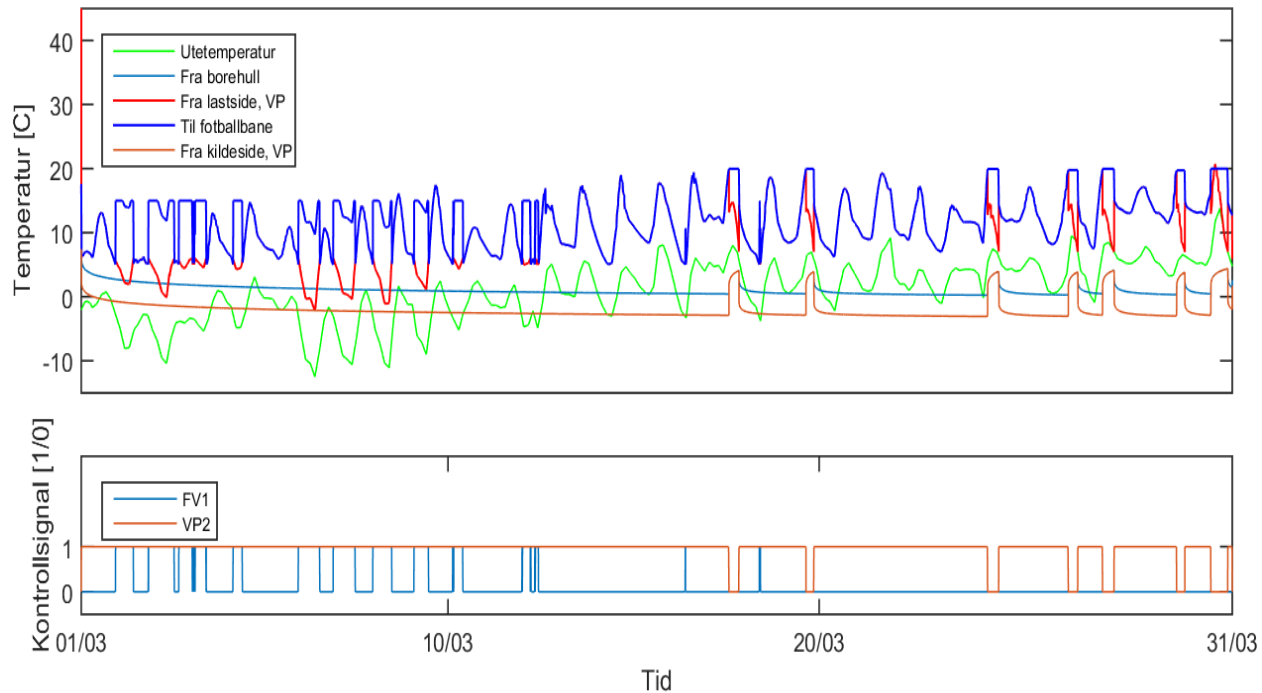
Vi begynner med å betrakte DHW perioden i figur 6.17. Det fremkommer at når VP<sub>1</sub> er påskrudd, er væsketemperaturen fra varmpumpens lastside 60°C. Dette samsvarer med simuleringsresultatene fra modell 2.1. Videre holder den utgående væsketemperaturen fra kildesiden seg hovedsakelig på 6,6°C, der unntaket er sommerperioden. Som et resultat av inkluderingen av den eksterne varmeveksleren er væsketemperaturen fra kildesiden mellom 8,8 og 28,5°C denne perioden.



Figur 6.17: Temperaturprofil over det første driftsåret.

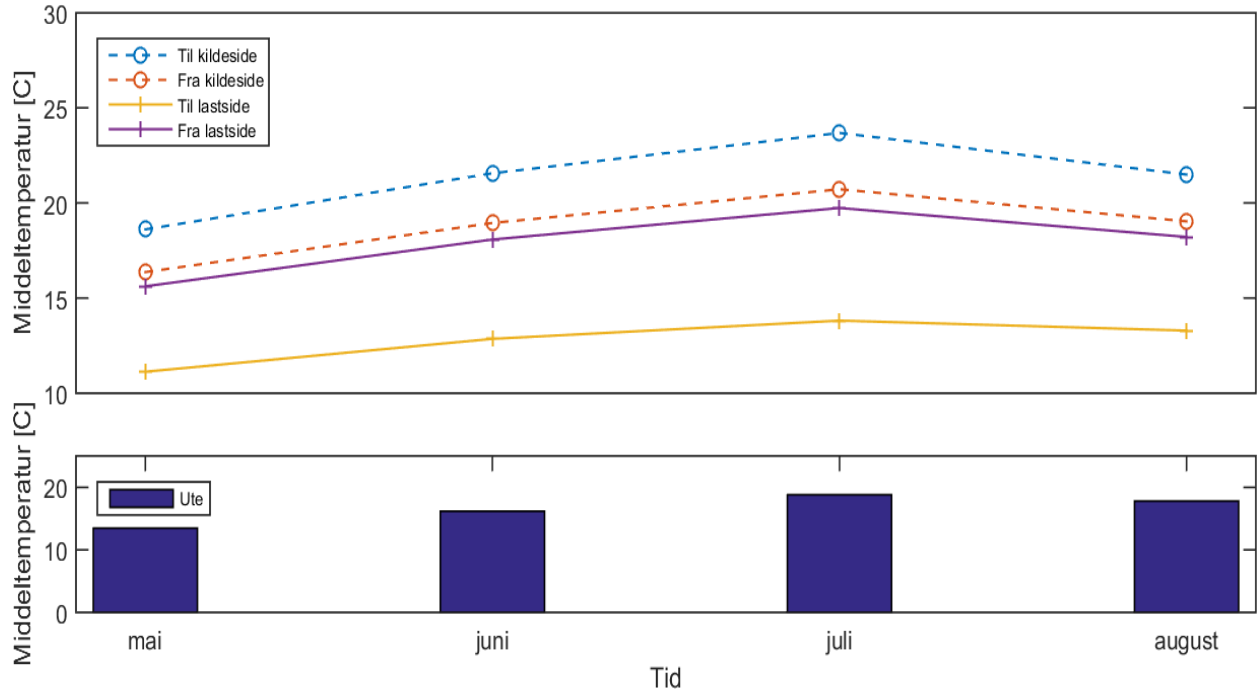
I mars måned skal grunnvarmesystemet dekke energibehovet til baneoppvarmingen. Som en konsekvens blir  $FV_2$  anvendt som den primære og eneste energikilden til DHW over den nevnte perioden. Vi kan observere i figur 6.17 at den innkommende væsketemperatur til DHW holdes stabilt på  $45^{\circ}\text{C}$ , noe som tilfredsstiller de forhåndsdefinerte innstillingene i modellen.

En forstørret versjon av baneoppvarmingsperioden vises i figur 6.18. Vi kan observere at i perioder der utetemperaturen er lav, inkluderes fjernvarmen. Dette gjelder spesielt den første tredjedelen av den nevnte perioden. Den totale driftstiden til fjernvarmen er 115 timer, mens driftstiden til  $VP_2$  er hele 695 timer. Væsketemperaturen som pumpes til fotballbanen holdes, ved hjelp av væsketernostater, mellom  $5$  og  $20^{\circ}\text{C}$ . Over hele baneoppvarmingsperioden beregnes den gjennomsnittlige innkommende væsketemperatur til fotballbanen til å være  $12,1^{\circ}\text{C}$ .



Figur 6.18: Temperaturprofil av baneoppvarmingsperioden.

Figur 6.19 viser temperaturprofilen til kilde- og lastside av den eksterne varmeveksleren i sommerperioden. Det skal nevnes at lastside er koblet opp mot brønnparken mens kilde- siden mot solfangeren. I takt med en økende utetemperatur øker den innkommende væske-temperaturen på kildesiden, og i juli måles denne til hele  $23,7^{\circ}\text{C}$ . Differansen mellom den innkommende og utgående væsken på kildesiden er mellom  $2,3$  og  $3^{\circ}\text{C}$ , mens differansen på lastside er mellom  $4,5$  og  $5,9^{\circ}\text{C}$ . Den relativt høye differansen mellom den innkommende væsken på kilde- og lastside viser at en betydelig mengde energi overføres.



Figur 6.19: Middeltemperaturer knyttet til varmeveksleren i sommerperioden.

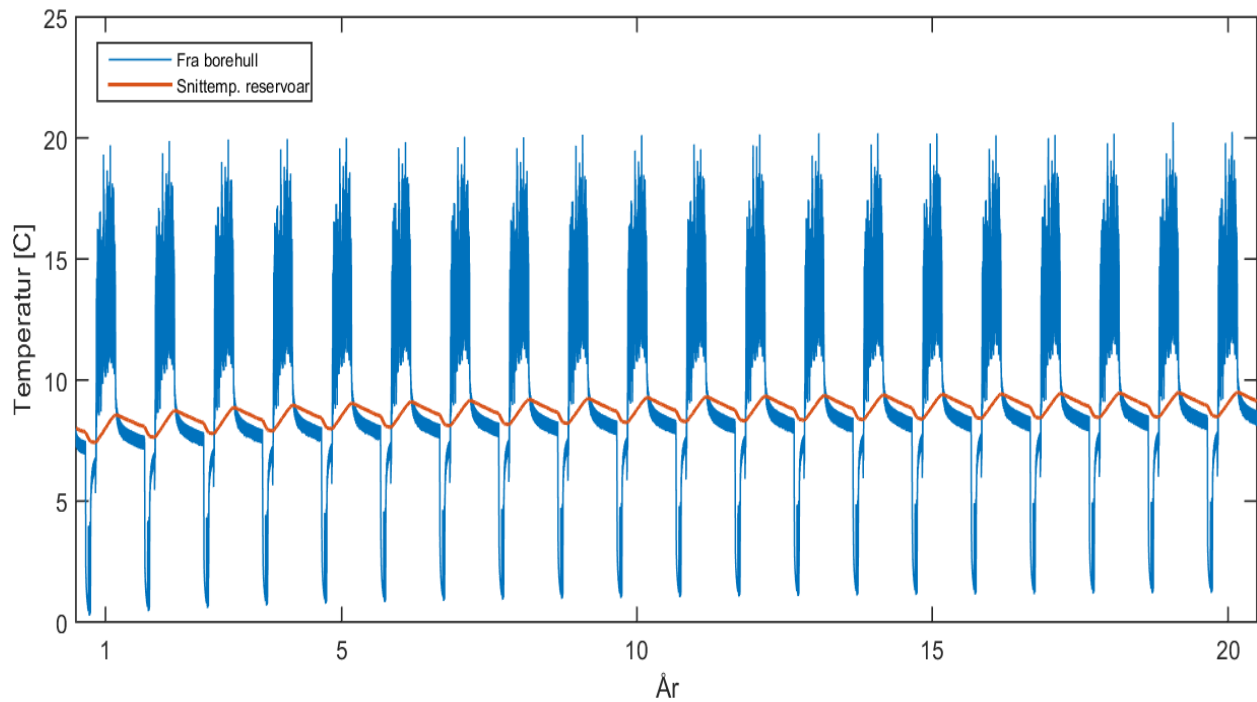
I underavsnitt 6.3.2 kom det frem at den eksterne varmeveksleren førte til en økning av varmepumpens gjennomsnittlige virkningsgrad. Det skal nevnes at selv om energisystemet i det nevnte underavsnittet er ulikt det som betraktes i denne delen, er prinsippet for bruken av varmeveksleren det samme. I tabell 6.14 blir varmepumpens gjennomsnittlige virkningsgrad betraktet både med og uten varmeveksler. Over det første driftsåret er avviket mellom de to variantene 0,13. I løpet av de fem årene øker varmepumpens virkningsgrad med 0,02 når varmeveksleren inkluderes, mens når den er utelatt synker virkningsgraden med 0,04. Årsaken er at inkludering av varmeveksler sørger for en økning av snittemperaturen i reservoaret.

	Gjennomsnittlig virkningsgrad		
	År 1	År 2	År 5
Med varmeveksler	3,14	3,15	3,16
Uten varmeveksler	3,01	3,00	2,97

Tabell 6.14: Varmepumpens gjennomsnittlige virkningsgrad over det første, andre og femte året. Dette betraktes både med og uten varmeveksler.

Som et resultat av solfangerens overskuddsvarme øker snittemperaturen i reservoaret. Som tidligere diskutert oppstår denne økningen fordi en større mengde energi leveres til varmepumpens kildeside enn hva som etterspørres fra lastside. Figur 6.20 viser denne temperaturen over en periode på tjue år. Den totale økningen over simuleringsperioden er 1,1°C.

Som det fremgår i figuren øker snittemperaturen i reservoaret mest over de første årene. Vi kan observere at over de fem første årene økes denne med omtrent  $0,5^{\circ}\text{C}$ , noe som altså er 45% av den totale økningen. Økning av reservoartemperaturen tyder på at brønnparken er overdimensjonert. Med forbehold om at varmepumpens kildeside kan håndtere væsketemperatureer ned mot  $-1,1^{\circ}\text{C}$ , er denne dimensjoneringen nødvendig. Det kommer tydelig frem i figur 6.20 at den kritiske perioden er ved oppvarming av fotballbanen. I løpet av det første driftsåret blir det tilført 26,7 MWh energi fra borehullsflatene til reservoaret, der 10,7% går tapt gjennom reservoarets sideflater.



Figur 6.20: Temperaturprofil av reservoaret og utgående væske fra borehull over en periode på tjue år.

Siden snittemperaturen i reservoaret øker over simuleringsperioden er det forventet at mengden levert energi fra varmepumpen også vil øke. Verdiene gitt i tabell 6.15 bekrefter at denne påstanden er gyldig. Over de tjue årene som betraktes, øker den leverte mengden energi med 1,5 MWh. Dette er ingen signifikant økning, men siden det er ønskelig at varmepumpen skal driftes jevnt, er dette et svært tilfredsstillende resultat.

År	Energi [MWh]		
	1	10	20
Levert fra VP	301,4	302,6	302,9
El-forbruk VP	95,7	95,7	95,7
El-forbruk FV1	31,5	31,0	30,9
El-Forbruk FV2	16,8	16,8	16,8

Tabell 6.15: Energidata av det første, tiende og tjuende året.

Nåværende energidata fra Komplette Arena, gitt i underavsnitt 5.1.1, viser at den totale mengden levert energi fra gassgeneratorene til baneoppvarming og DHW er omtrent 359 MWh. Dermed er energidataene fra denne simuleringen som vises i tabell 6.15, 9,3 MWh mindre enn for det nåværende energisystemet. I henhold til at ingen energimålere er inkludert på Komplette Arena, kan driftstiden avvike noe fra det som blir simulert. Dette kan være årsaken til at mindre energi leveres i simuleringen enn hva som leveres i det virkelige energisystemet.

Ved å ta utgangspunkt i verdiene gitt i tabell 6.15 kan vi beregne en mulig energibesparelse. I det simulerte energisystemet leveres 205,7 MWh fra brønnparken, mens 144 MWh går til det elektriske forbruket. Som kjent driftes det nåværende energisystemet på Komplette Arena av en ikke-fornybar energikilde. Ved å anta at 349,7 MWh leveres fra denne ikke-fornybare energikilden vil det simulerte energisystemet gi en besparelse på hele 59%.

## 6.4.2 Oppsummering av simulering med modell 2.3

En kombinert modell for baneoppvarming og DHW blir simulert og analysert i denne delen. Simulering 2.3 viser at den valgte dimensjoneringen sørger for at levert væsketemperatur til lastsiden tilfredsstillende temperaturkravene. Ved inkludering av en ekstern varmeveksler øker snittemperaturen i reservoaret over en periode på tjue år. Dette er en utvikling som tyder på at brønnparken er overdimensjonert. Likevel fremkommer det at denne dimensjoneringen er nødvendig for at væsketemperaturen fra borehullet skal tilfredsstillende temperaturkravet knyttet til varmepumpens konstruksjonsmåte. Årsaken til dette er fordi baneoppvarmingen krever en stor mengde energi. I tillegg fremkommer det at utnyttelsen av solfangerens overskuddsvarme sørger for at omtrent 10.7% av energien forsvinner gjennom sideflatene i reservoaret. Til slutt betraktes energibesparelsen for det simulerte energisystemet. I forhold til den nåværende ikke-fornybare energikilden på Komplette Arena, beregnes den nevnte energibesparelsen til hele 41%.

## 6.5 Simulering med modell 3

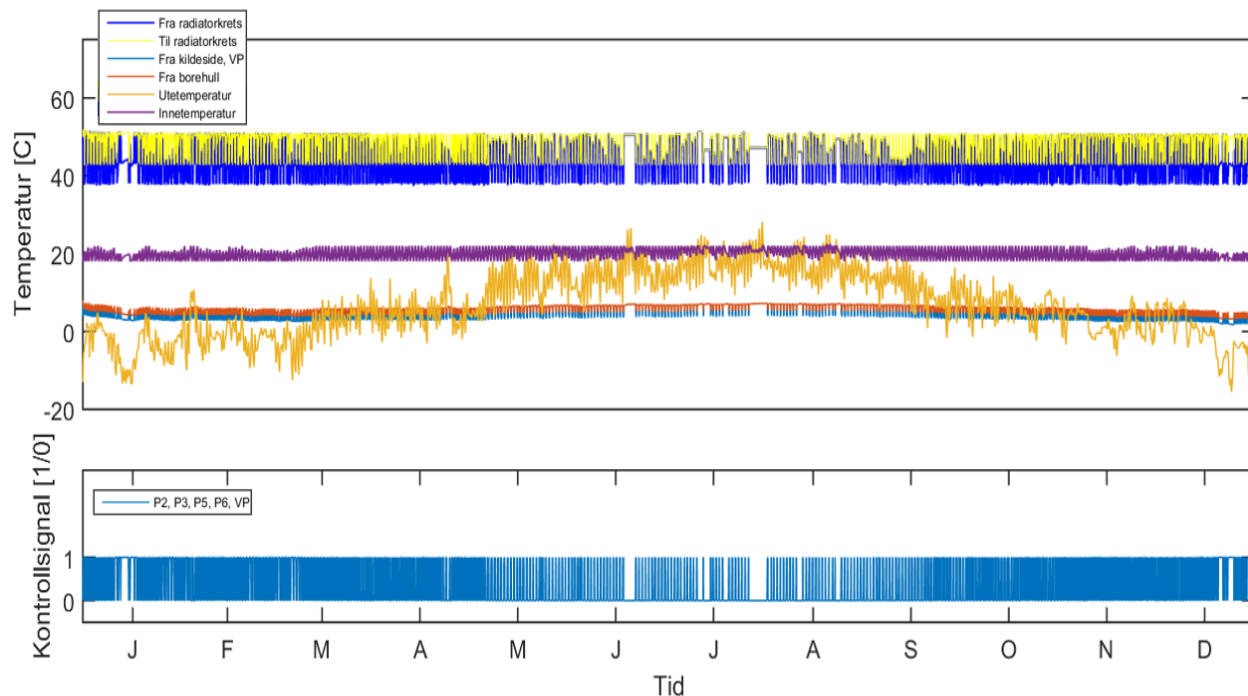
### 6.5.1 Simulering 3a - Oppvarming av næringsbygg uten fjernvarme og lading av brønnpark

I denne simuleringen betraktes oppvarming av næringsbygget uten fjernvarme og lading av brønnpark. Dermed er borehullskomponenten eneste energikilde. For å unngå effekt fra fjernvarmekomponenten, defineres  $FV$  til å være null i kontrollpanelet. Videre for å unngå rørsløyfen i solfangeren, defineres  $M_1$ ,  $S_1$ ,  $P_1$  og  $P_4$  til null i kontrollpanelet. Oversikt av disse komponentene er vist i figur 5.10. Parameterendringene som har blitt foretatt for simuleringen vises i tabell 6.16.

Komponent	Parameter	Verdi	Symbol	Enhet
557a	Antall borehull	10	$N_b$	stk
557a	Borehullsdybde	200	$d_b$	meter
557a	Reservoarvolum	100000	$V_{res}$	m <sup>3</sup>
927	Antall identiske varmepumper	12	$N_{vp}$	stk
3d	Maksimum strømningsrate			1/s
	$P_5$	3		
	$P_3$	4		
	$P_6, P_7$	6		
	$P_2$	12		

Tabell 6.16: Parameterendringer foretatt i simulering 3.1a.

Figur 6.21 viser temperaturprofilen over det første driftsåret. Den avleverte væsketemperaturen til radiatorkretsen er mellom 43 og 51°C i denne simuleringen. Vi kan observere at væsketemperaturen minker med omtrent 6°C i løpet av radiatorkretsen. Videre ved å betrakte kildesiden fremkommer det at væsketemperaturen fra borehullet minker med omtrent 1,5°C gjennom varmepumpens kildeside. Temperaturreduksjonen er betydelig større på lastsiden, sammenlignet med kildesiden. Det kan begrunnes med de valgte strømningsratene, der strømmingen på lastsiden er betraktelig mindre enn de på kildesiden.



Figur 6.21: Temperaturprofil over det første driftsåret.

Videre gjenstår det å undersøke temperaturprofilen til den utgående væsken fra borehullet. I figur 6.21 kan vi se at frem mot sommerperioden minker denne gradvis ned mot  $4,1^{\circ}\text{C}$ . Over sommerperioden øker denne med hele  $2,9^{\circ}\text{C}$ . I underavsnitt 6.1.2 betraktet vi snittemperaturer i et uforstyrret reservoar der det fremkom at  $\pm 0,15^{\circ}\text{C}$  skyldes klimatiske variasjoner. Basert på dette kan vi derfor anta at noe av økningen skyldes både en høyere snittemperaturer i reservoaret samt en økende utetemperatur. I tillegg skyldes også mesteparten av økningen at energibehovet er mindre i sommerperioden, og mindre energi utvinnes derfor fra reservoaret. Fra utgangen av sommerperioden og frem til slutten av simuleringsperioden minker utetemperaturen, og det er derfor behov for å hente opp mer energi fra brønnparken. Som et resultat av denne utviklingen synker den utgående væsketemperaturer fra borehullet gradvis ned mot  $3^{\circ}\text{C}$ .

Det fremkommer i figur 6.21 at i perioden mars til november holdes innetemperaturen mellom  $20$  til  $22^{\circ}\text{C}$  på dagtid, og  $18^{\circ}\text{C}$  til  $20^{\circ}\text{C}$  om natten. Dette samsvarer med de forhåndsdefinerte innstillingene, beskrevet i tabell 5.5. I vinterperioden sliter derimot varmepumpen med å levere tilstrekkelig mengde energi til lastside. Konsekvensen av dette er at innetemperaturen ikke kommer opp på  $22^{\circ}\text{C}$  de kaldeste dagene. En slik utvikling tyder på at varmepumpen er underdimensjonert. For at innetemperaturen skal tilfredsstilles, er det nødvendig å øke  $N_{vp}$  til tjue stykker og  $N_b$  til fjorten stykker. Den nevnte dimensjoneringen har blitt funnet ved testing av ulike dimensjoneringer i TRNSYS. I virkeligheten er det vanlig å inkludere en spisslastkomponent for de kaldeste periodene. Dette vil bli undersøkt i simulering 3.1b.



## 6.5.2 Simulering 3b - Oppvarming av næringsbygg med fjernvarme og lading av brønnpark

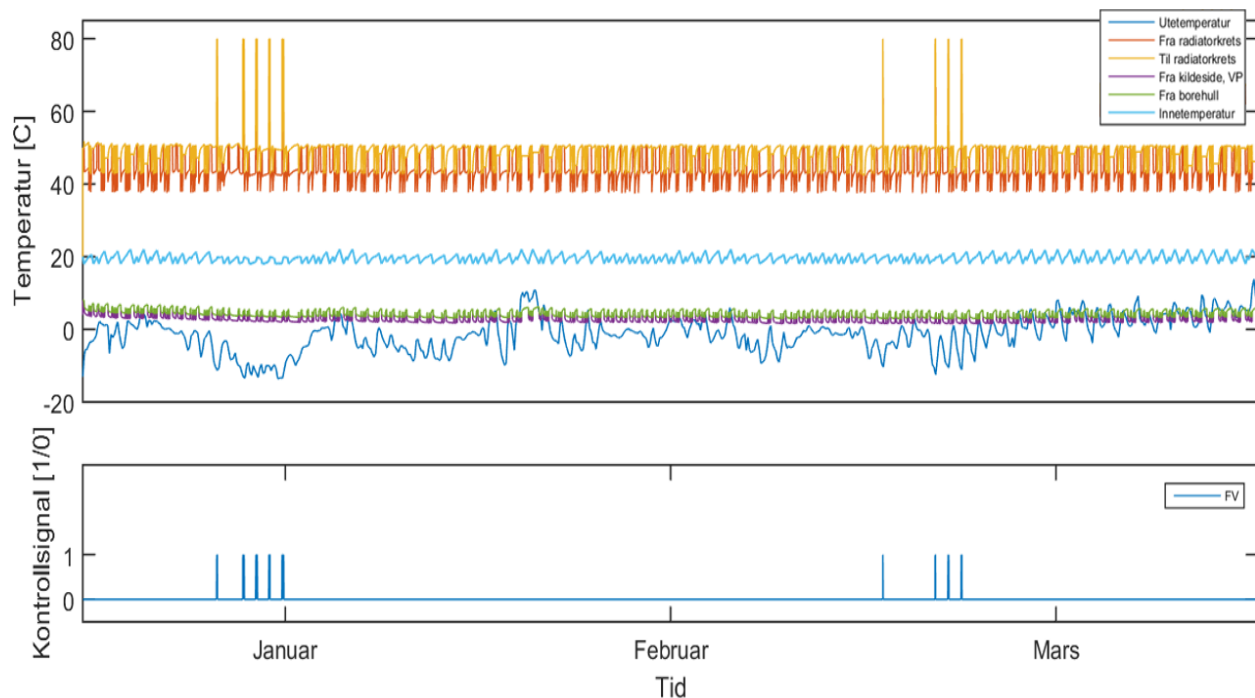
Siden lading av brønnparken inkluderes i denne simuleringen velger vi å redusere antall borehull til åtte stykker. Parameterendringene som har blitt foretatt for denne simuleringen vises i tabell 6.17.

Komponent	Parameter	Verdi	Symbol	Enhet
557a	Antall borehull	8	$N_b$	stk
557a	Borehullsdybde	200	$d_b$	meter
557a	Reservoarvolum	100 000	$V_{res}$	m <sup>3</sup>
927	Antall identiske varmpumper	12	$N_{vp}$	stk
3d	Maksimum strømningsrate			l/s
	$P_5$	3		
	$P_3$	4		
	$P_6, P_7$	6		
	$P_2$	12		

Tabell 6.17: Parameterendringer foretatt i simulering 3.1b.

I figur 6.21, beskrevet i underavsnitt 6.5.1, fremkommer det at energisystemet uten en spisslastkomponent<sup>3</sup> ikke er tilstrekkelig til å holde en ønsket innetemperatur i de kaldeste periodene. For at innetemperaturen skal tilfredsstilles, må dimensjoneringen av varmpumpen og brønnparken oppjusteres. I denne simuleringen inkluderes en fjernvarmekomponent. Figur 6.22 viser temperaturprofilen i perioden januar til mars. Vi kan observere at innetemperaturen holder seg innenfor de aktuelle temperaturkravene. I de kaldeste periodene, når utetemperaturen blir mindre enn -10°C, skrur fjernvarmen på. I samsvar med de forhåndsdefinerte innstillingene holdes innetemperaturen 2°C lavere når denne komponenten er påskrudd enn når den er avslått. Dette har som formål å redusere det elektriske forbruket knyttet til fjernvarmekomponenten.

<sup>3</sup>En spisslastkomponent kan beskrives som en supplerende energikilde. Eksempler på dette er fjernvarme, oljefyr, gassgenerator og el-kjele.



Figur 6.22: Temperaturprofil over den første vinterperioden.

I likhet med simulering 3a er temperaturredifferansen mellom den inngående og utgående væsken i radiatorkretsen omtrent  $6^{\circ}\text{C}$ . På varmepumpens kildeside blir omtrent  $1,5^{\circ}\text{C}$  absorbert over til varmepumpens lastside. Ved utgangen av mars er den utgående væsketemperaturen fra borehullet  $3,6^{\circ}\text{C}$ . Dette er  $0,5^{\circ}\text{C}$  lavere enn for simulering 3a, noe som hovedsakelig skyldes nedjusteringen av dimensjoneringen som ble foretatt for denne simuleringen.

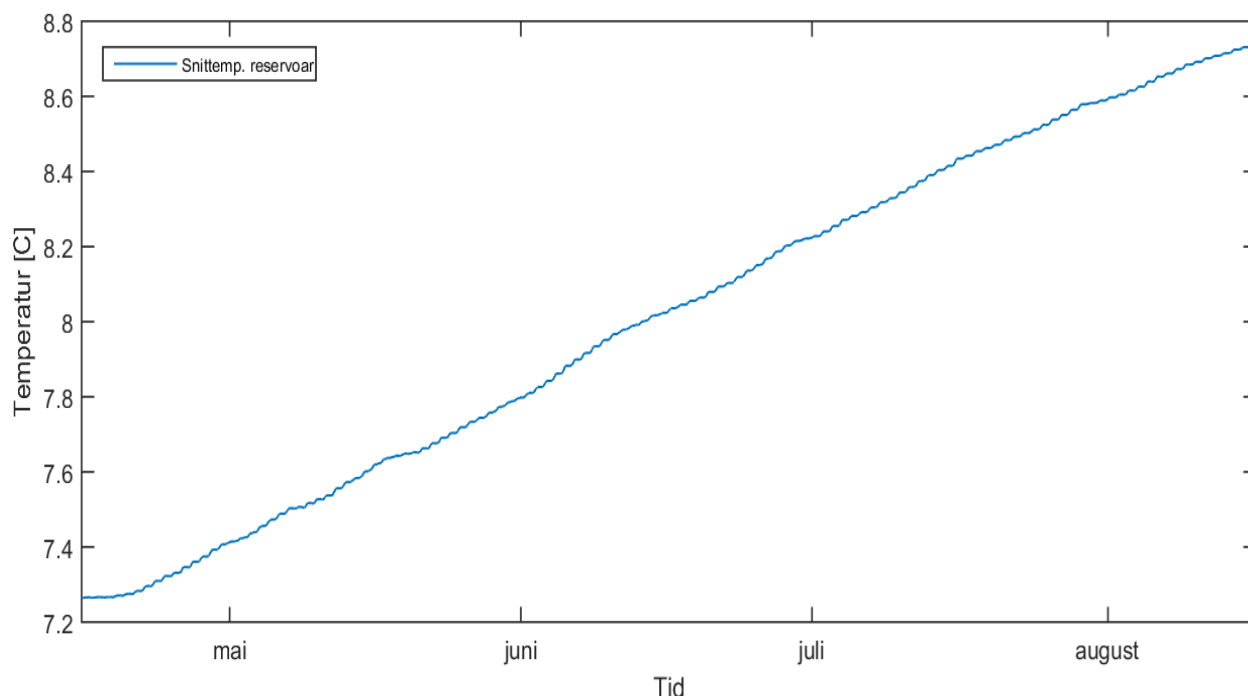
Randsone	Tilført energi [MWh]
Borehull	96,9
Topp	9,5
Bunn	0,27
Side	3,89

Tabell 6.18: Tilført energi til reservoaret i sommerperioden det første simuleringsåret.

Over sommerperioden overføres overskuddsvarme fra solfangeren til brønnparken. Den første sommerperioden er den totale overskuddsvarmen fra solfangerkomponenten  $108,6$  MWh. Tabell 6.18 viser tilført mengde energi gjennom reservoarets randsoner. Fra borehullsranden og til reservoaret blir  $96,9$  MWh energi overført. Denne energioverføringen kommer tydelig frem i figur 6.23, der vi kan observere at snittemperaturen i reservoaret øker med  $1,5^{\circ}\text{C}$  over den aktuelle perioden.

Det fremkommer også i tabell 6.18 mengden energi som strømmer til omgivelsene. For denne

simuleringen forsvinner kun 4% gjennom reservoarets sideflater, noe som betyr at mesteparten av den innkommende energien lagres i det definerte reservoarvolumet. Dette er en variant som også har blitt undersøkt i [24], der resultatene viser at et slikt system er effektivt.



Figur 6.23: Lading av reservoaret over den første sommerperioden.

Tabell 6.19 viser en sammenligning av energidata mellom simulering 3a og 3b. Ved å anvende ligning (3.24) kan varmepumpens gjennomsnittlige virkningsgrad beregnes til 3,14 for simulering 3a og til 3,17 for simulering 3b. Som nevnt i underavsnitt 6.3.1 ligger vanligvis varmepumpens virkningsgrad mellom 2,4 og 5 for slike systemer som anvendes i denne delen. Vi kan derfor konkludere med at varmepumpene i de nevnte simuleringene opererer med en tilfredsstillende gjennomsnittlig virkningsgrad.

	Simulering 3a	Simulering 3b
Levert fra VP	330,7	327,9
El-forbruk VP	105,3	103,3
El-forbruk FV	0	2,6
El-forbruk $P_7$	37,2	36,5
El-forbruk $P_4$	0	6,1

Tabell 6.19: Energimåling av simulering 3a og 3b. Verdiene i tabellen er gitt med enheten MWh.

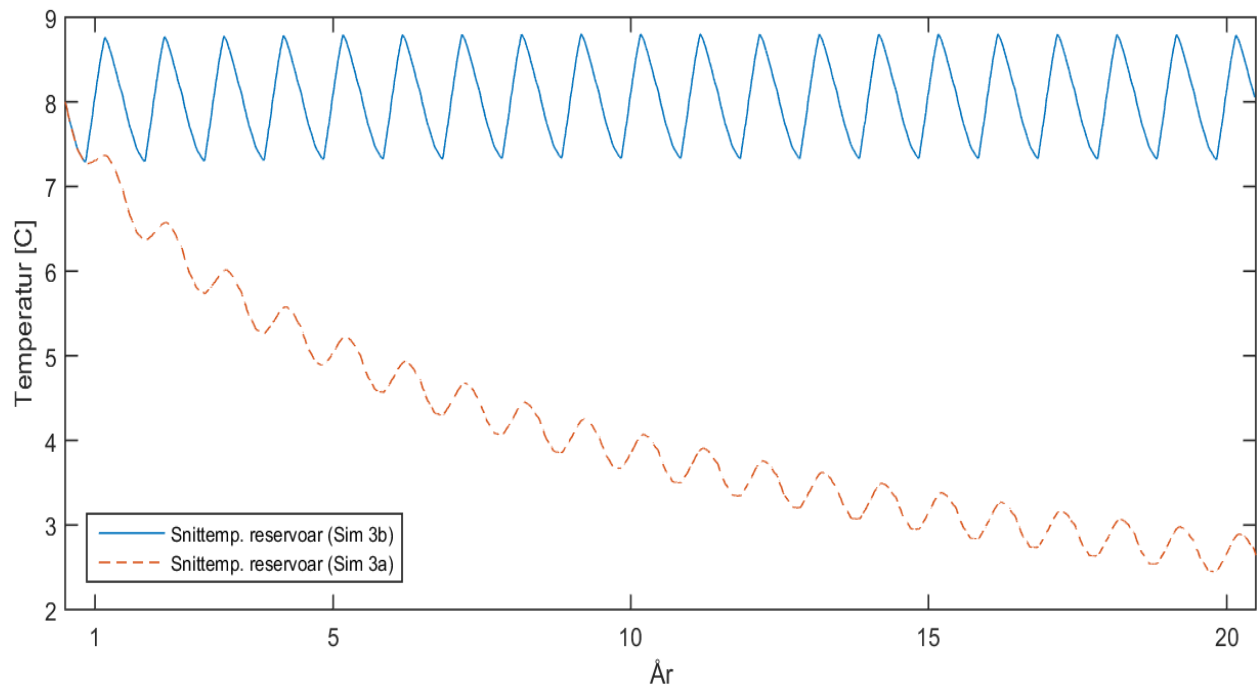
Videre kan vi beregne den sesongbaserte virkningsgraden. Dette gjøres ved å inkludere det

elektriske forbruket til pumpene på kildesiden. Denne virkningsgraden for simulering 3a og 3b vises i tabell 6.20. Ved å betrakte virkningsgraden over det første året kan vi observere at denne er høyere for simulering 3a enn hva den er for simulering 3b. Hovedårsaken til dette er fordi solfangerkomponent samt en ekstra pumpe inkluderes i denne simuleringen. Dette sørger for at det elektriske forbruket til  $P_4$  også må inkluderes i beregningen.

	Sesongbasert virkningsgrad		
	År 1	År 10	År 20
Simulering 3a	2,32	2,23	2,21
Simulering 3b	2,25	2,25	2,25

Tabell 6.20: Den sesongbaserte virkningsgrad for simulering 3a og 3b.

Siden lading ikke inkluderes i simulering 3a forekommer det en årlig reduksjon av snittemperaturen i reservoaret. Dette blir vist i figur 6.24. Som et resultat av dette minker også den sesongbaserte virkningsgraden. For eksempel vil denne virkningsgraden være 2,23 over det tiende året for simulering 3a, mens virkningsgraden for simuleringen 3b ville vært lik som ved det første driftsåret. I [1] blir det blant annet nevnt at fordelen med å inkludere lading er at forventet levetid av systemet øker betraktelig. Denne påstanden kommer tydelig frem i figur 6.24.



Figur 6.24: Snittemperaturen i reservoaret over en periode på tjue år.

### 6.5.3 Oppsummering av simulering med modell 3

De to simuleringene som beskrives i denne delen betrakter oppvarming av næringsbygget. I simulering 3a anvendes kun brønnparken som energikilde. Med den valgte dimensjoneringen, gitt i tabell 6.16, er det problematisk for varmepumpen å holde innertemperaturen i næringsbygget innenfor det ønskede temperaturintervallet. For at ønsket innertemperatur skal tilfredsstilles, er det nødvendig å øke  $N_{vp}$  til tjue stykker og  $N_b$  til fjorten stykker. En fjernvarmekomponent inkluderes i simulering 3b, og sørger for at varmepumpen avlastes i spisslastperiodene, altså de kaldeste periodene i løpet av året. I den nevnte simuleringen inkluderes også lading av brønnparken. Dette sørger for at snittemperaturen i reservoaret holdes jevnt over en lengre tidsperiode, og dermed forlenger systemets levetid. Varmepumpens gjennomsnittlige virkningsgrad beregnes til 3,14 for simulering 3a og til 3,17 for simulering 3b. Siden disse bør ligge mellom 2,4 og 5, kan vi konkludere med at de nevnte virkningsgradene er akseptable. Til slutt har vi den sesongbaserte virkningsgraden som beregnes ved hjelp av ligning (3.26). For simulering 3a er denne 2,32 over det første året, men i takt med den minkende reservoartemperaturen synker også den sesongbaserte virkningsgraden. I det tiende året beregnes den til 2,21, noe som innebærer en reduksjon på 0,11. Derimot holdes den sesongbaserte virkningsgraden stabil for simulering 3b, der lading inkluderes. I denne simuleringen beregnes den nevnte virkningsgraden til 2,25.

## 6.6 Simulering med modell 4

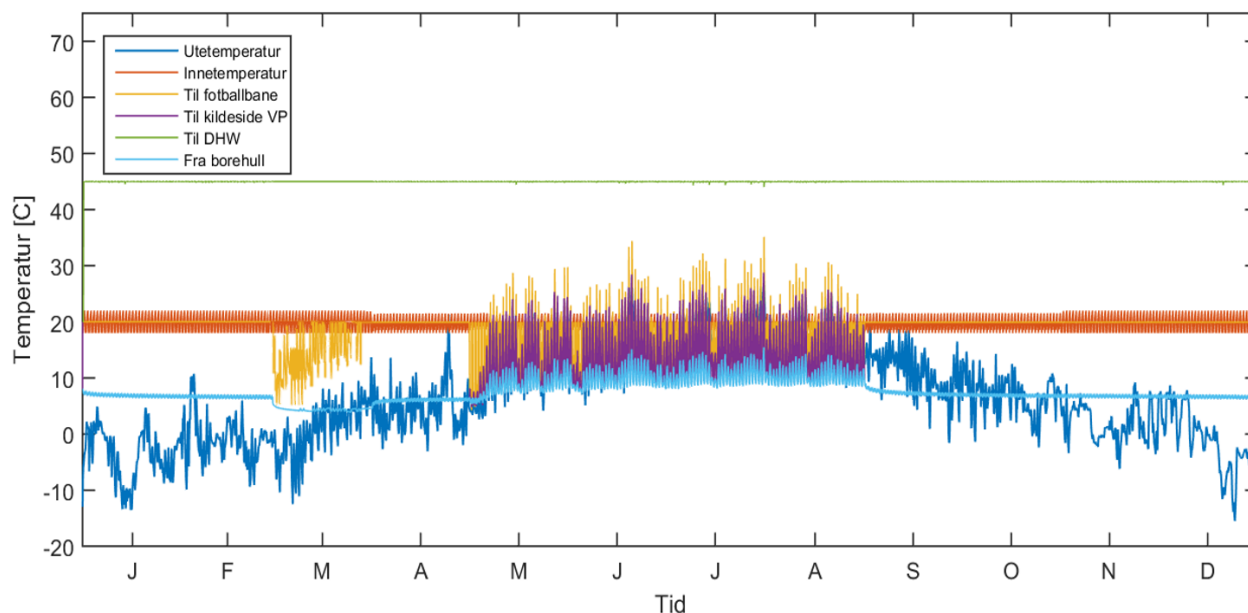
### 6.6.1 Simulering 4 - Komplette energisystem

Frem til nå har vi betraktet de ulike delene av det prosjekterende energisystemet på Komplette Arena. Modell 4 er en kombinasjon av disse delene, og utgjør et forslag til hvordan et fremtidig energisystem kan se ut. Parameterendringene som er foretatt i denne delen er gitt i tabell 6.21. Dimensjoneringen av det geotermiske systemet er basert på tidligere simuleringer samt nåværende energidata, beskrevet i underavsnitt 5.1.1.

Komponent	Parameter	Verdi	Symbol	Enhet
557a	Antall borehull	20	$N_b$	stk
557a	Reservoarvolum	200 000	$V_{res}$	m <sup>3</sup>
1221	Antall identiske varmpumper	18	$N_{vp}$	stk
1221	Levert varmeeffekt per VP <sub>1</sub>	6,17	$\dot{q}_{lev1}$	kW
1221	Levert varmeeffekt per VP <sub>2</sub>	8,33	$\dot{q}_{lev2}$	kW
1221	Elektrisk varmeeffekt per VP <sub>1</sub>	1,22	$\dot{q}_{el1}$	kW
1221	Elektrisk varmeeffekt per VP <sub>2</sub>	1,67	$\dot{q}_{el2}$	kW
3d	Maksimum strømningsrate			l/s
-----				
	$\bar{P}_9, \bar{P}_{avløp}$	2,6		
	$P_3, P_6, P_7, P_8, P_{10}, P_{12}, P_{13}$	3		
	$P_{11}$	4		
	$P_1, P_4, P_5$	6		
	$P_2$	12		

Tabell 6.21: Parameterendringer foretatt i simulering 4.

Figur 6.25 viser den endelige temperaturprofilen av det komplette energisystemet. Vi kan observere at innetemperaturen i næringsbygget holdes mellom 18 og 22°C, noe som tilfredsstillende de gitte innstillingene for væsketermostaten. Det skal nevnes at i baneoppvarmingsperioden er det kun fjernvarmekomponenten som holder innetemperaturen på et stabilt og tilfredsstillende nivå. Videre har vi den innkommende væsken til DHW som holdes stabilt på 45°C over hele simuleringsperioden. Temperaturkravet for den innkommende væsken til fotballbanen er mellom 5 og 20°C. Det fremkommer i figur 6.25 at denne aldri blir mindre enn 5°C eller høyere enn 20°C, noe som skyldes de forhåndsdefinerte innstillingene gitt i tabell 5.6.



Figur 6.25: Temperaturprofilen over det første driftsåret.

I likhet med tidligere modeller utnyttes solfangerens overskuddsvarme i sommerperioden ved hjelp av en ekstern varmeveksler. Denne komponenten sørger for at den utgående væsketemperatur fra borehullet øker, før den pumpes videre til varmpumpens kildeside. Som vist i avsnitt 6.4.1 økte virkningsgraden til varmpumpen ved hjelp av en slik løsning, noe som også forventes for modell 4. Det fremkommer i figur 6.25 at temperaturen på væsken som pumpes fra borehullet og gjennom varmeveksleren øker betydelig i sommerperioden. På det meste er den 13°C høyere. Om dette sørger for en økt virkningsgrad av varmpumpen vil bli diskutert senere i denne delen.

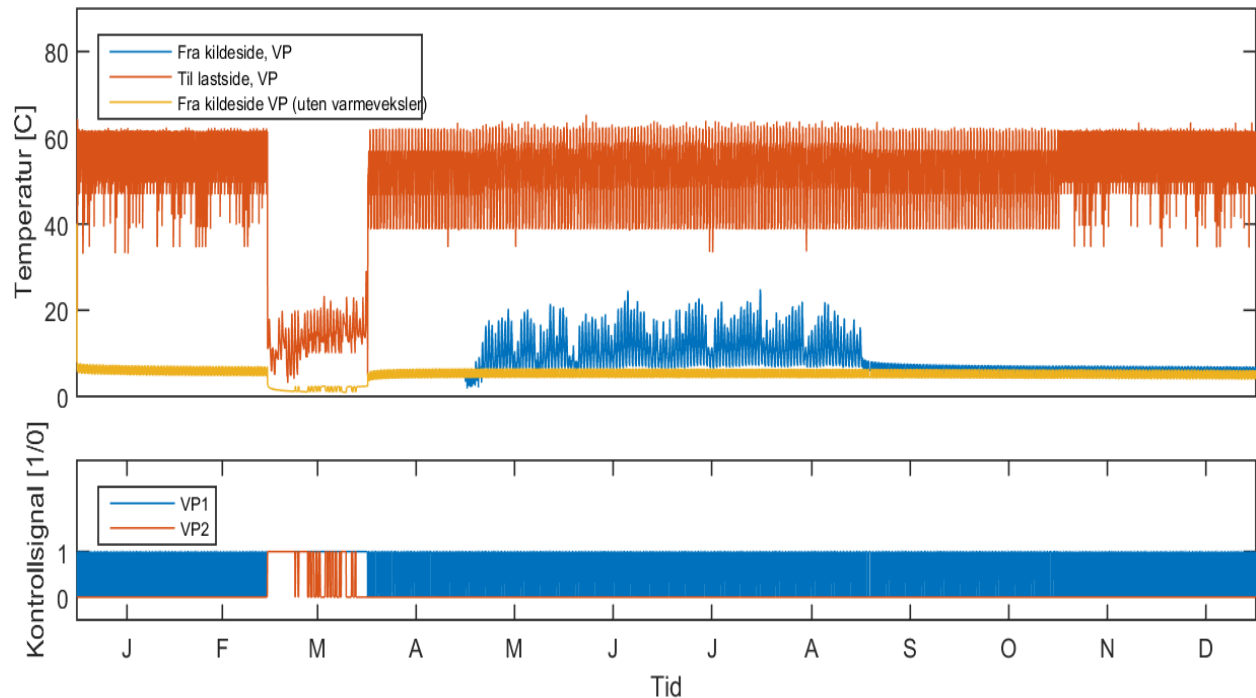
Siden ingen energimålere er installert i det nåværende energisystemet på Komplette Arena er det utfordrende å simulere et prosjekterende system helt korrekt. Det er derfor nødvendig å undersøke om mengden levert energi er noenlunde likt med nåværende energidata på Komplette Arena, beskrevet i underavsnitt 5.1.1. Tabell 6.22 viser en oversikt av energimålingen foretatt i simuleringen. Det fremkommer at simuleringen leverer omtrent 16,3 MWh mindre energi enn hva det nåværende energisystemet på Komplette Arena gjør. Ved å øke antall varmpumper vil den leverte varmeeffekten økes. I denne simuleringen øker vi antall varmpumper til nitten stykker. Dette fører til at den totale mengden levert energi er noenlunde lik det som blir levert fra det nåværende systemet. Derfor anvender vi det nevnte antallet varmpumper videre i simuleringen.

	Energi [MWh]		
	Nåværende system	Sim. 4	Oppjustert sim. 4
Leverte fra VP	0	600,3	616,8
El-forbruk VP	0	202,1	210,6
El-forbruk FV1	0	9,2	7,9
El-forbruk FV2	0	16,8	16,8
El-forbruk FV3	0	40,1	40,1
Leverte fra gassgenerator	682,7	0	0
Leverte totalt:	682,7	666,4	681,6

Tabell 6.22: Oversikt over den totale mengden energi som leveres i energisystemet. Den oppjusterte versjonen av simulering 4 innebærer en økning av antall varmpumper til nitten stykker.

Det er nå mulig å beregne varmpumpens gjennomsnittlige virkningsgrad over det første simuleringsåret. Ved å anvende verdiene gitt for den oppjusterte varmpumpen i tabell 6.22 kan vi beregne virkningsgraden med ligning (3.24) til å være 2,93. Basert på informasjon gitt tidligere kan vi konkludere med at dette er en akseptabel virkningsgrad. Noe av årsaken til at denne virkningsgraden ikke er høyere er fordi differansen mellom væsketemperaturene i varmpumpen er store. Som vist i figur 6.26 er denne differansen på sitt høyeste omtrent 52°C. Vi kan også observere at differansen avtar i sommerperioden da solfangerens overskuddsvarme utnyttes. Som forventet er differansen større om denne overskuddsvarmen

ekskluderes fra systemet. Uten den eksterne varmeveksleren beregnes varmepumpens virkningsgrad til å være 2,86. Som forventet er denne lavere enn når den nevnte komponenten inkluderes.



Figur 6.26: Temperaturprofil av varmepumpens kilde- og lastside det første driftsåret.

For å avgjøre hvor effektivt varmepumpeløsningen er i forhold til det nåværende systemet, kan den sesongbaserte virkningsgraden beregnes. Dette gjøres på samme måte som i underavsnitt 6.5.2. Ved å anvende verdiene i tabell 6.22 og 6.23 kan virkningsgraden beregnes til 2,24. Dette betyr at det prosjekterende systemet er mer energieffektivt enn det nåværende systemet som primært driftes av en gassgenerator.

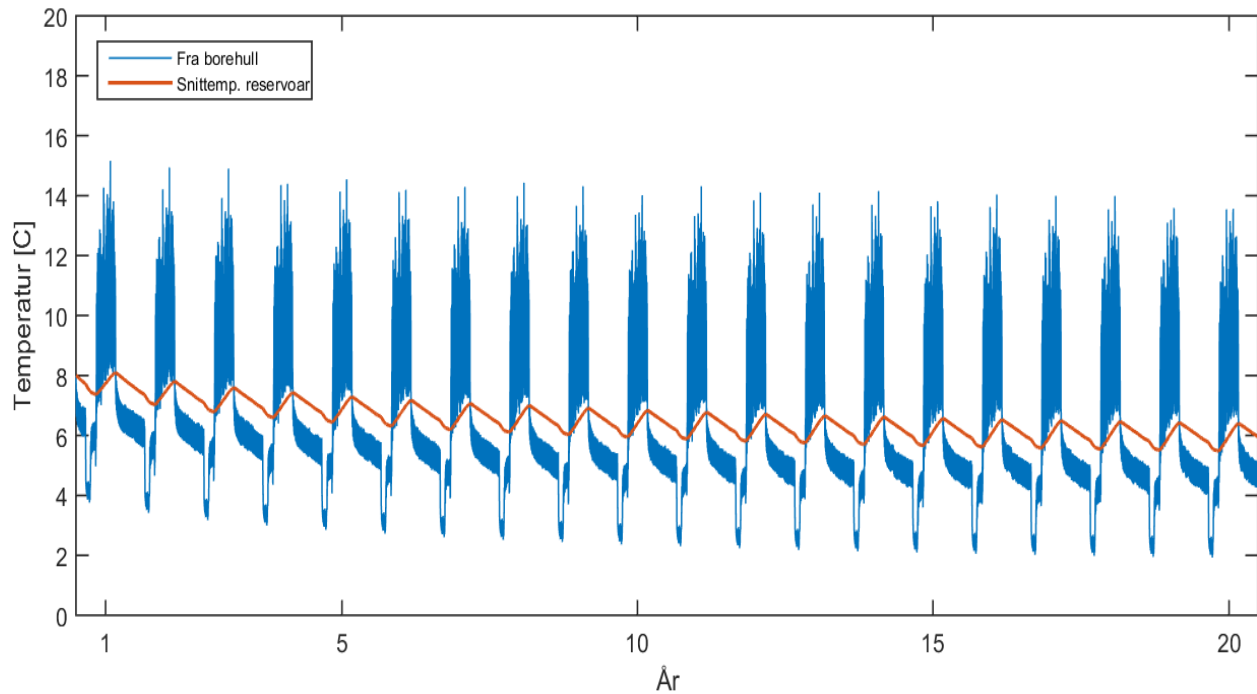
	El-forbruk [MWh]
$P_1$	58,02
$P_3$	6,98

Tabell 6.23: Oversikt over det elektriske forbruket til sirkulasjonspumpene på kildesiden.

Varmepumpens gjennomsnittlige virkningsgrad er betydelig høyere enn den sesongbaserte virkningsgraden. Det kritiske elementet, som reduserer denne virkningsgraden, er det elektriske forbruket til sirkulasjonspumpene. Pumpene som anvendes i denne oppgaven kan enten være avslått eller operere med en definert maksimal strømningsrate. Det finnes i dag en rekke ulike sirkulasjonspumper på markedet. Ifølge diskusjonen gitt i [24] varierer effektiviteten til



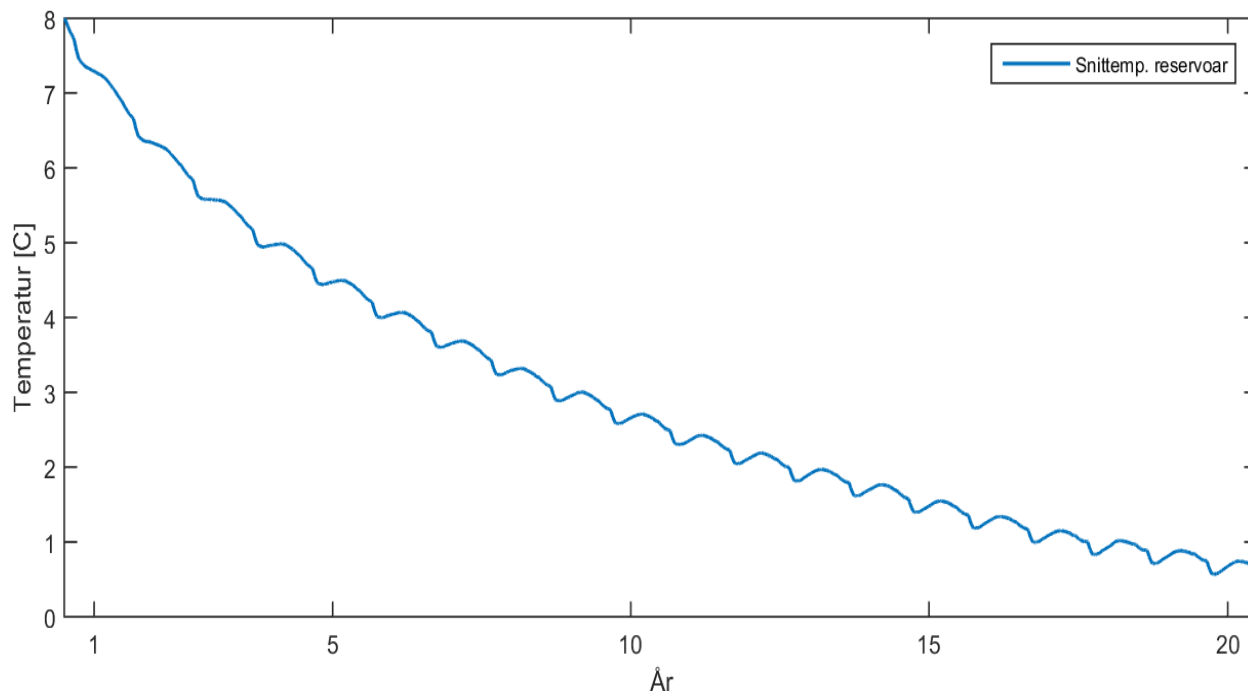
nyere pumper mellom 7 og 25%. For å minke det elektriske forbruket bør derfor ulike produkter vurderes for å finne en effektiv og passende sirkulasjonspumpe. Dersom det elektriske forbruket til pumpene, vist i tabell 6.23, halveres, vil systemets virkningsgrad øke til 2,54.



Figur 6.27: Temperaturprofil av grunnvarmesystemet over en tidsperiode på tjue år.

I figur 6.27 vises temperaturprofilen til grunnvarmesystemet over en simuleringsperiode på tjue år. Som vi kan observere flukserer den utgående væsketemperatur fra borehullet i takt med mengden energi som blir hentet ut fra brønnparken. Dette er noe som kommer tydeligere frem i figur 6.25, som betrakter systemet over ett år. Vi kan også observere at snittemperaturen i reservoaret reduseres årlig. Det første året minker snittemperaturen med  $0,33^{\circ}\text{C}$  og det andre året minker snittemperaturen med  $0,267^{\circ}\text{C}$ . Denne reduksjonen avtar med tiden, noe som indikerer at reservoaret stabiliseres. Over det tjuende året er reduksjonen kun  $0,02^{\circ}\text{C}$ .

I løpet av disse tjue årene reduseres snittemperaturen med kun  $2^{\circ}\text{C}$ . Dette kan både begrunnes med den valgte dimensjoneringen av brønnparken samt inkluderingen av solfangerkomponenten. Siden varmepumpen ikke har behov for å overføre hele mengden overskuddsvarme til lastsiden i sommerperioden, blir en viss mengde pumpet tilbake til brønnparken. Som et resultat av dette øker snittemperaturen i reservoaret med omtrent  $0,9^{\circ}\text{C}$  for hver sommerperiode, noe som igjen er med på å minke den årlige reduksjonen. Om overskuddsvarmen fra solfangeren ikke hadde vært inkludert i modellen ville temperaturprofilen av snittemperaturen i reservoaret blitt seende ut som vist i figur 6.28.



Figur 6.28: Snittemperaturen i reservoaret over en tjue års periode der den eksterne varmeveksleren er ekskludert.

Det fremkommer i figur 6.28 at snittemperaturen i reservoaret faller med hele  $7,2^{\circ}\text{C}$  i løpet av tjue år. Dette er nevneverdig mye til sammenligning med simuleringen der overskuddsvarmen fra solfangeren er inkludert. En åpenbar ulempe med en slik kraftig reduksjon er at den årlige driftstiden til den supplerende ikke-fornybare energikilden vil økes. Økningen i driftstiden for en slik komponent kan begrunnes med at mengden energi som leveres fra varmpumpekomponent reduseres årlig. Dersom et grunnvarmesystem uten utnyttelse av solenergi skulle blitt etablert på Komplet Arena måtte dimensjoneringen av grunnvarmesystemet økes. Dette ville igjen økt etableringskostnadene kraftig. Det anbefales derfor utnyttelse av solenergi for det prosjekterende energisystemet på Komplet Arena.

## 6.6.2 Oppsummering av simulering med modell 4

Simuleringen med modell 4, vist i figur 5.11, undersøker et kombinert system bestående av de ulike delene av energisystemet på Komplet Arena. I simulering 4 fremkommer det at en oppjustering av antall varmpumper er nødvendig for å oppnå en tilfredsstillende mengde levert energi. Kun 1,1 MWh skiller mellom det virkelige systemet og systemet som simuleres. Simuleringsresultatene viser at den utgående væsketemperaturen til både baneoppvarmingen og DHW er innenfor det ønskede temperaturintervallet. Innetemperaturen holdes også innenfor et akseptabelt nivå over hele simuleringsperioden. Fordelen ved å inkludere solfangerkomponenten vises også i simuleringen. Denne inkluderingen sørger for at den årlige

reduksjonen av snittemperaturen i reservoaret er betydelig mindre enn når denne komponenten ekskluderes. Basert på dette anbefales en inkludering av solfangerkomponent i det prosjekterende systemet på Komplett Arena. Som nevnt i underavsnitt 6.5.2 vil et slikt resultat sørge for en forlenget levetid av systemet, samt at en jevn mengde energi vil leveres årlig fra varmpumpen.

## 6.7 Konvergenstest

I denne delen vil det bli utført konvergenstesting av simuleringsresultatene fra de foregående avsnittene. Valgt tidssteg er to minutter for alle simuleringene som har blitt diskutert. Konvergenstesting vil dermed bidra til å finne ut om simuleringsresultatene presentert tidligere er akseptable. Den relative feilen beregnes ved hjelp av ligning (4.10).

Valget av simuleringsresultater som testes varierer i forhold til hva som er sterkest påvirket av endringer for ulike tidssteg. For simuleringene 1a og 1d vil energigevinsten fra solfangerkomponenten bli betraktet, mens endring av indre energi i reservoaret vil betraktes for simulering 1b og 1c. For de resterende simuleringene vil den overførte mengden energi mellom borehull og varmpumpe bli betraktet. Referansen som anvendes har tidssteget ett minutt der simuleringsperioden er satt til ett år.

Simulering	2 min	10 min	30 min	60 min
1a	0,000000	0,000001	0,000012	0,000049
1b	0,000008	0,000018	0,000386	0,000472
1c	0,000175	0,000258	0,000259	0,000257
1d	0,000259	0,000272	0,000376	0,000775
2.1a	0,000017	0,000509	0,000891	0,000217
2.1b	0,000012	0,000129	0,000137	0,000828
2.2a	0,004668	0,076537	0,085639	0,086532
2.2b	0,003965	0,040182	0,297867	0,277062
2.3	0,002583	0,006009	0,030089	0,042165
3a	0,000528	0,001039	0,006922	0,017053
3b	0,000507	0,001777	0,011769	0,035598
4	0,004355	0,018499	0,000297	0,042381

Tabell 6.24: Konvergenstest av de ulike simuleringene. Den relative feilen mellom referansen og det aktuelle tidssteget vises i tabellen. Rutenettet som anvendes består av tre radielle og trettifem vertikale regioner.

Basert på resultatene gitt i tabell 6.24 er den relative feilen liten for samtlige simuleringer ved tidssteget to minutter. Dette tyder på at de diskuterte simuleringsresultatene er akseptable.

Vi kan også observere i tabellen at noen simuleringer konvergerer tydeligere enn andre. Dette gjelder simulering 1a, 1b, 2.1a samt 2.1b.

I simulering 2.2b er den relative feilen nevneverdig stor for tidsstegene tretti og seksti minutter. Ved disse tidsstegene differensierer overført mengde energi mellom borehull og varme-pumpe signifikant fra referansen. Det kan tyde på at inkludering av den eksterne varmeveksleren forsårsaker dette. Årsaken er at den nevnte komponenten sørger for en betydelig temperaturvariasjon mellom periodene den er påskrudd og avslått. Simulering 2.2a der varmeveksleren er ekskludert er den relative feilen mellom de ulike tidsstegene betydelig mindre, noe som bekrefter mistanken om at den eksterne varmeveksleren er årsaken til de signifikante relative feilene for de nevnte tidsstegene i simulering 2.2b.

## 6.8 Kostnadsbesparelse

Et avgjørende argument for å bytte ut den nåværende gassgeneratoren med et geotermisk system er den potensielle kostnadsbesparelsen knyttet til dette. Nåværende kostnader i forbindelse med gassgeneratoren er gitt i tabell 6.25. Det skal nevnes at grunnet utbygging av garderobeanlegget i underetasjen vil DHW kostnadene øke i 2017.

	Forbruk propan [kWh]	Gasspris [øre/kWh]	Beløp	CO2 avgift	Sum
J	41 695	37,6	15 686	4082	19 768
F	63 263	37	23 382	6194	29 576
M	190 623	40,3	76 740	18 662	95 402
A	34 514	71	24 505	3379	27 884
M	29 381	71	20 861	2876	23 737
J	17 952	71	12 746	1758	14 504
J	16 789	71	11 920	1644	13 564
A	22 048	71	15 654	2159	17 813
S	20 354	71	14 452	1993	16 445
O	29 204	71	20 735	2859	23 594
N	56 967	71	40 446	5577	46 023
D	61 139	71	43 409	5986	49 395
<b>Totalt</b>	<b>583 929</b>		<b>320 536</b>	<b>57 169</b>	<b>377 705</b>

Tabell 6.25: Kostnader knyttet til gassforbruket i 2016 på Komplette Arena.

Denne estimeringen tar utgangspunkt i simuleringresultatene for det komplette energisystemet (modell 4) gitt i avsnitt 6.6.1. De aktuelle verdiene er hentet fra tabell 6.22 og 6.23. Utgiftene knyttet til driften av det foreslåtte energisystemet er i hovedsak det elektriske forbruket til varmepumpen, fjernvarmen samt de tilhørende pumpene. Basert på informa-

sjon hentet fra [48] er dagens strømpris omtrent 25,75 øre/kWh, noe som vil bli brukt i de påfølgende beregningene.

	El-forbruk [MWh]	Kostnad [NOK]
VP	210,6	54 208,44
FV	64,8	16 679,52
Pumper	120,46	31 006,40
Totalt:	395,86	101 893,36

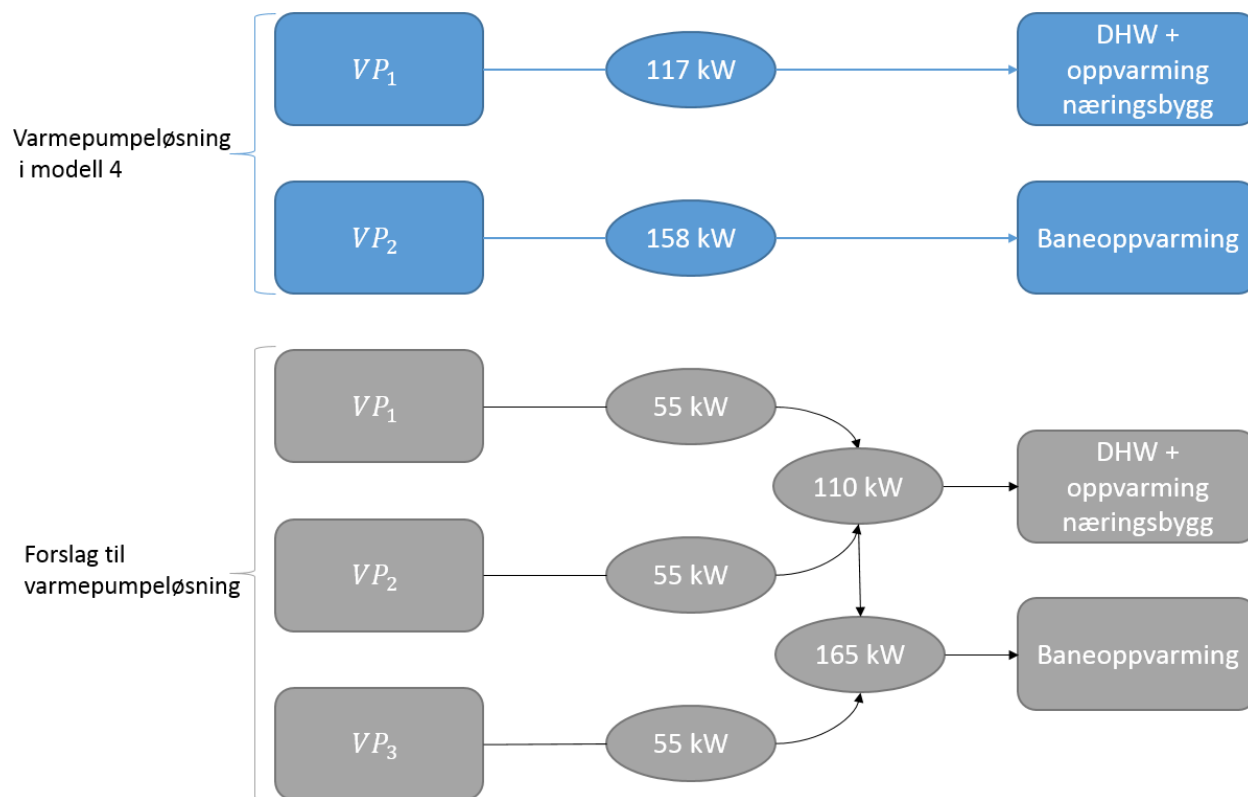
Tabell 6.26: Estimering av kostnader knyttet til det elektriske forbruket av modell 4.

Tabell 6.26 viser estimeringen av kostnader knyttet til driften av modell 4 over et driftsår. Det fremkommer at den totale utgiften beregnes til 101 893,36 NOK, noe som resulterer i en kostnadsbesparelse på omtrent 276 000 NOK i forhold til hva som er gitt i tabell 6.25. Det skal nevnes at det leveres omtrent 32,9 MWh mer energi i modell 4 enn hva det nåværende energisystemet gjorde i 2016. Dermed blir besparelsen noe høyere enn hva som er estimert i denne delen.

Videre er det av interesse å diskutere en mulig etableringskostnad av det prosjekterende systemet. Det er godt kjent at geotermiske systemer har en høy etableringskostnad, og det er derfor viktig å finne ut hvor mange år med driftsbesparelser som trengs for å dekke etableringskostnaden. Vi kan dele denne estimeringen opp i to deler; etablering av brønnpark samt innkjøp av varmpumpe.

Priseksempel for etablering av brønnpark er hentet fra [44] og gjelder boring av et 200 meters dypt borehull (med U-rør), samt fylling av sirkulasjonsvæske. Den totale prisen per borehull er 51 300 NOK, og dermed vil kostnaden for tjue borehull være omtrent 1 MNOK. Videre er det varmpumpen, der enten en stor eller flere små kan utgjøre varmpumpeløsningen. Ifølge [33] anbefales flere mindre varmpumper. Dette begrunnes med at en løsning med flere mindre varmpumper vil bestå av et større utvalg ulike trinn, noe som vil resultere i en reduksjon av det elektriske forbruket til de tilhørende sirkulasjonspumpene. Prisforslag er tilsendt fra [33] og innebærer kjøp av tre varmpumper av typen Carrier 61WG050, der totalt levert varmeeffekt er 165 kW. Totalprisen for dette alternativet er omtrent 330 000 NOK.

Forslaget til varmpumpeløsningen er illustrert i figur 6.29, der varmpumpeløsningen fra modell 4 også er vist. Som det fremkommer vil forslaget innebære 7 kW mindre levert varmeeffekt til DHW og oppvarming av næringsbygg, mens 7 kW for mye levert varmeeffekt til baneoppvarmingen. Siden fjernvarme er inkludert i det komplette energisystemet vil ikke dette skape nevneverdige problemer. Derfor anses det tilsendte forslaget som en god løsning for det prosjekterende energisystemet på Komplet Arena.



Figur 6.29: Illustrasjon av varmpumpeløsningen fra modell 4, samt det tilsendte forslaget.

Til slutt er det nødvendig å betrakte den totale etableringskostnaden. Basert på estimatene knyttet til etablering av brønnpark, samt innkjøp av varmpumper beregnes den totale kostnaden til omtrent 1,3 MNOK<sup>4</sup>. Basert på den estimerte årlige kostnadsbesparelsen av driften, vil det ta omtrent fem år før etableringskostnaden er innspart.

## 6.9 Potensielle feilkilder

I analysen av det prosjekterende energisystemet på Komplette Arena har vi tatt beslutninger og antagelser basert på egne vurderinger, informasjon knyttet til det nåværende energisystemet, samt relevant faglitteratur gitt i bibliografien. Vi vil i dette avsnittet belyse de mest usikre momentene og svakhetene ved kapittel 6 som kan ha innvirkning på simuleringsresultatene.

Dimensjoneringen av modellene har blitt valgt med mål om at levert mengde energi skal samsvare med nåværende energidata på Komplette Arena. Ettersom det nåværende systemet

<sup>4</sup>Dette er et grovt estimat knyttet til det økonomiske aspektet for det komplette energisystemet. Det anbefales derfor å ta forbehold om at kostnader kan bli høyere enn hva som er fremlagt i denne delen.

mangler energimålere, er energieffekten og driftstiden usikker. Derfor vil simuleringsresultatene avvike noe fra virkelig energidata. I tillegg er det usikkert hvilken energieffekt de fremtidige sirkulasjonspumpene vil ha. I simuleringen av det komplette energisystemet beregnes den sesongbaserte virkningsgraden til kun 2,24. Som nevnt er dette i hovedsak forårsaket av at det elektriske forbruket til sirkulasjonspumpene er svært høyt. Vi definerer derfor de valgte energieffektene til disse pumpene som potensielle feilkilder.

Det har ikke blitt foretatt testing av begrunnen ved Komplette Arena. Derfor er nøyaktige verdier knyttet til de termiske egenskapene usikre. Dersom det fremkommer at disse verdiene avviker det som har blitt brukt i denne analysen, bør en revurdering av de foreslåtte dimensjoneringsene foretas.

I avsnitt 6.8 blir kostnadsbesparelser for det komplette energisystemet betraktet. Et grovt estimat av den totale etableringskostnaden blir fremlagt i dette avsnittet. Flere potensielle utgifter er utelatt da det har vist seg å være utfordrende å oppdrive kostnadsestimater. I tillegg kan kostnaden knyttet til etablering av en brønnpark variere. Åraken er fordi den avhenger av egenskaper i berggrunnen som på nåværende tidspunkt ikke er kjent. Derfor er det nødvendig å ta forbehold om at den totale etableringskostnaden kan bli høyere enn hva som er presentert i denne oppgaven.

Simuleringene har blitt foretatt ved anvendelse av modelleringsverktøyet TRNSYS. Dette verktøyet er basert på en numerisk løsningsmetode, der løsningsforslaget trolig vil avvike noe fra hvordan energisystemet vil fungere i virkeligheten. Nøyaktig hvor mye dette vil avvike er svært usikkert ettersom et prosjekterende energisystem blir betraktet i denne oppgaven.

# Kapittel 7

## Avslutning

### 7.1 Konklusjon

Denne oppgaven har hatt som formål å vise resultater knyttet til sammenligningen mellom EED og TRNSYS, samt analysen av Komplett Arena. I tillegg har det vært ønskelig å gi leseren et innblikk i den bakenforliggende teorien, da dette anses som helt essensielt for å forstå hvordan modelleringsverktøyene faktisk fungerer. Bakgrunnen for dette er de betydelige kostnadene knyttet til etablering av geotermiske systemer, noe som gjør korrekt anvendelse av modelleringsverktøy desto viktigere for å oppnå velfungerende energisystemer.

I sammenligningen mellom EED og TRNSYS fremkommer det et avvik i middeltemperaturen av den sirkulerende væsken i borehullet. I det femte og tiende året er denne mellom 0,03 og 0,04°C. Verktøyene anvender to ulike løsningsmetoder, der blant annet den termiske resistansen beregnes forskjellig. Med hensyn til det helhetlige energisystemet blir det valgt å simulere modellene med et avvik på 4,5% for de termiske resistansene. Basert på de tydelige ulikhetene, anses derfor verktøyenes løsningsmetoder som en mulig årsak til det resulterende avviket i middeltemperaturen

Det komplette energisystemet som prosjekteres på Komplett Arena er sammensatt av de ulike delene av systemet. Disse delene omfatter baneoppvarming, DHW og oppvarming av næringsbygget. Simuleringene innebærer undersøkelse av ulike varianter som er beskrevet i tabell 5.1. Blant annet blir overskuddsvarmen fra solfangeren brukt til lading av brønnparken i sommerperioden. I tillegg utforskes en variant knyttet til DHW, der avløpsvannet gjenvinnes tilbake til energisystemets kildeside. Dette er en variant som ikke inkluderes i den komplette modellen, da det anses som mindre sannsynlig at den vil inkluderes i det prosjekterende energisystemet. Likevel viser simuleringen at dette er en variant som resulterer i at en betydelig mengde energi tilbakeføres til systemet. Selv om etableringskostnadene knyttet til denne varianten er store, er dette en variant som bør vurderes.



Ved hjelp av ligning (3.26) beregnes den sesongbaserte virkningsgraden av det komplette energisystemet til 2,24. Dette er en verdi som avhenger av levert mengde energi, samt det elektriske forbruket til varmpumpen og de tilhørende sirkulasjonspumpene. For den komplette modellen fremkommer det at det kritiske elementet er det elektriske forbruket til sirkulasjonspumpene. Ved å halvere pumpenes elektriske forbruk, vil systemets virkningsgrad øke til 2,54. Da det er usikkert hvilket elektrisk forbruk de prosjekterende pumpene vil ha, er dette et usikkerhetsmoment. Likevel kan vi konkludere med at det komplette energisystemet er mer effektivt enn den nåværende energiløsning på Komplet Arena.

En avgjørende faktor for eierne av Komplet Arena er hvilke kostnadsbesparelser en utskiftning av energisystemet vil medføre. Basert på simuleringsresultatene av det komplette energisystemet (modell 4), beregnes den årlige kostnadsbesparelsen til omtrent 276 000 NOK. Etableringskostnaden knyttet til dette systemet estimeres til omtrent 1,3 MNOK. I henhold til den årlige kostnadsbesparelsen, vil det ta omtrent fem år før kostnaden er spart inn. Vi kan dermed konkludere med at den prosjekterende modellen vil gi en tilfredsstillende kostnadsbesparelse i forhold til den nåværende energiløsning på Komplet Arena. Basert på den akseptable sesongbaserte virkningsgraden og den tilfredsstillende kostnadsbesparelsen, anbefales en utskiftning til det prosjekterende energisystemet.

## 7.2 Videre arbeid

En fortsettelse på denne oppgaven innebærer blant annet at sammenligningen av EED og TRNSYS foretas med et mer komplisert tilfelle som er basert på virkelig driftsdata. Det forventes at dette vil styrke argumentasjonen rundt styrker og svakheter for de nevnte modelleringsverktøyene. I tillegg vil dette også muliggjøre en konklusjon av hvilket simuleringsresultat som fraviker minst fra et virkelig energisystem.

Videre kan også de foreslåtte systemmodellene av Komplet Arena utbedres. Dette gjelder spesielt modell 2.2b, der DHW med gjenvinning av avløpsvannet betraktes. Simuleringsresultatene av denne modellen viser at en betydelig mengde energi blir tilbakeført til energisystemet. Det kunne derfor vært av interesse å inkludere dette i den komplette modellen, og foreta ulike simuleringer. I tillegg, for å øke den sesongbaserte virkningsgraden til det komplette energisystem, kan det utarbeides en nøyaktig beregning av energieffekten knyttet til sirkulasjonspumpene. Dette vil blant annet innebære betraktning av trykkfallet gjennom rørsløyfen på kildesiden. Dermed vil det være mulig å finne en mulig energieffekt til de nevnte pumpene.

Bygningskomponenten i forbindelse med oppvarming av næringsbygget på Komplet Arena simuleres med en enkel-sone struktur. Videre arbeid knyttet til dette innebærer å utarbeide en fler-sone struktur som gir innsikt i hvordan næringsbygget kan driftes mer effektivt internt.

Til slutt har vi den økonomiske analysen av det prosjekterende systemet på Komplet Arena.

I denne oppgaven har det kun blitt foretatt et grovt estimat av kostnadsbesparelsen samt etableringskostnaden. Siden dette ikke er fokusområdet i denne oppgaven har en detaljert analyse blitt utelatt. Derfor er en naturlig fortsettelse å utarbeide en rapport knyttet til det økonomiske aspektet for det foreslåtte energisystemet.

# Bibliografi

- [1] Banks, David. *An Introduction to Thermogeology: Ground Source Heating and Cooling*. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2012.
- [2] Berre, Inga. *Well hydraulics*. Universitetet i Bergen, Bergen. 29.09.2016. Forelesning.
- [3] Berre, Inga. Universitetet i Bergen. Personlig kommunikasjon, 2016-2017.
- [4] Bhatt MK, Gaderia SN, Channiwala SA. *Experimental Investigations on Top Loss Coefficients of Solar Flat Plate Collector at Different Tilt Angle*. I: World Academy of Science, Engineering and Technology, 2011. Internett. 05. mars 2017.
- [5] Blomberg, Thomas. *Heat conduction in two and three dimensions: Computer modelling of building physics applications*. Vol. 1008. Akademisk avhandling. Byggnadsfysik LTH, Lunds Tekniska Högskola, 1996.
- [6] Blomberg, T, Claesson, J, Eskilson, P, Hellström, G, og Sanner, B. *EED 3.2 - Earth Energy Designer*. Blocon, 2015.
- [7] Carslaw, Horatio Scott, and John Conrad Jaeger. *Conduction of heat in solids*. Oxford: Clarendon Press, 1959, 2nd ed.
- [8] Casetta, Damien. *Implementation and validation of a ground source heat pump model in MATLAB*. Akademisk avhandling. Department of Energy and Environment, Chalmers University of Technology, 2012.
- [9] Dahle Helge K. *Lecture Notes in Continuum Mechanics*. Universitetet i Bergen, 2010.
- [10] Eskilson Per. *Thermal analysis of heat extraction boreholes*. Akademisk avhandling. Department of Mathematical Physics, University of Lund, 1987.
- [11] Gupta, S.C. *Thermodynamics*. Singapore: Pearson Education, 2005.
- [12] Hellström, Göran. *Ground heat storage: thermal analyses of duct storage systems*. Department of Mathematical Physics, University of Lund, 1991.
- [13] Hellström, Göran. *Duct ground heat storage model: manual for computer code*. Department of Mathematical Physics, University of Lund, 1989.

- [14] Hellström, Göran, and Burkhard Sanner. *PC-programs and modelling for borehole heat exchanger design*. Proc. IGD, 2001.
- [15] Hurtig, E., et al. *Fibre-optic temperature measurements in shallow boreholes: Experimental application for fluid logging*. Geothermics 23.4 (1994): 355-364. Internett. 20. november 2016.
- [16] Ingersoll, Leonard R. et al. *Heat Conduction with engineering, geological, and other applications*. The University of Wisconsin Press, 1954.
- [17] Javed, Saqib, and Johan Claesson. *New analytical and numerical solutions for the short-term analysis of vertical ground heat exchangers*. ASHRAE Transactions 117.1 (2011): 3-12. Internett. 13. juni 2017.
- [18] Javed, Saqib, Johan Claesson, and Per Fahlén. *Analytical modelling of short-term response of ground heat exchangers in ground source heat pump systems*. 10th REHVA World Congress, Clima 2010, Antalya, Turkey, May 9-12, Proceedings vol. CD-proceedings. 2010. Internett. 13. juni 2017.
- [19] Johannessen, Kjell. *Teknisk termodynamikk med strømningslære*. Tromsø: Eureka Forlag, 2006.
- [20] J.W. Lund and T.L. Boyd, *Direct Utilization of Geothermal Energy - 2015 Worldwide Review*. Proceedings of the World Geothermal Congress, Melbourne, Australia, 19-25 April, 2015. Internett. 26. september 2016.
- [21] Kalogirou, Soteris A. *Solar thermal collectors and applications*. Progress in energy and combustion science 30.3 (2004): 231-295. Internett. 07. oktober 2016.
- [22] *Kart berggrunn*. NGU. Internett. <<https://www.geo.ngu.no/kart/berggrunn/>> 01. mai 2017.
- [23] *Kart Granada*. NGU. Internett. <<http://www.geo.ngu.no/kart/granada/>> 01. mai 2017.
- [24] Kjellsson, Elisabeth. *Solar Collectors Combined with Ground-Source Heat Pumps in Dwellings-Analyses of System Performance*. Vol. 1018. Akademisk avhandling. Byggnadsfysik LTH, Lunds Tekniska Högskola, 2009.
- [25] Klein, S., et al. *TRNSYS Reference Manual: Mathematical Reference, 17*. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, Madison, WI (2006). Internett. 25. juni 2016.
- [26] Klima- og miljødepartementet. *Prop. 77 L (2016–2017)*. Regjeringen.no. <[www.regjeringen.no/no/dokumenter/prop.-77-l-20162017/id2546463/sec4](http://www.regjeringen.no/no/dokumenter/prop.-77-l-20162017/id2546463/sec4)>.
- [27] *Klimastatistikk for Færder fyr målestasjon*. Yr. Metrologisk institutt. Internett. <<https://www.yr.no/sted/Norge/Vestfold/Tjøme/Færder/klima.html>> 11. september 2017.

- [28] Knudsen, Lasse Strindberg. Siv.Ing. Lasse Strindberg Knudsen. Personlig kommunikasjon. 2017.
- [29] Kristensen, Jøran. «Eierne vil legge kunstgress på SF-stadion» *Sandefjords Blad*. 29.11.12. Internett. <<https://www.sb.no/nyheter/fotball/sandefjord-fotball/eierne-vil-legge-kunstgress-pa-sf-stadion/s/2-2.428-1.7664355>> 10. februar 2017.
- [30] Lamarche, Louis, Stanislav Kajl, and Benoit Beauchamp. *A review of methods to evaluate borehole thermal resistances in geothermal heat-pump systems*. *Geothermics* 39.2 (2010): 187-200. Internett. 09. august 2017.
- [31] Lazzarotto, Alberto. *Developments in Ground Heat Storage Modeling*. Akademisk avhandling. Division of Building Technology, KTH Royal Institute of Technology, 2015.
- [32] Lévesque, Benoît, Michel Lavoie, and Jean Joly. *Residential water heater temperature: 49 or 60 degrees Celsius?*. *Canadian Journal of Infectious Diseases and Medical Microbiology* 15.1 (2004): 11-12. Internett. 23. september 2017
- [33] Lie, Terje. *Spm. Vedrørende Varmepumpe Til Næringsbygg*. Tilsendt melding. Epost. 23. oktober 2017.
- [34] Liebel, Heiko T., et al. *Temperature footprint of a thermal response test can help to reveal thermogeological information*. *Norges geologiske undersøkelse Bulletin* 451 (2011): 20-31. Internett. 09. januar 2017.
- [35] Liu, Lanbin, Lin Fu, and Yi Jiang. *Application of an exhaust heat recovery system for domestic hot water*. *Energy* 35.3 (2010): 1476-1481. Internett. 24. august 2017.
- [36] Midttømme, Kirsti, et al. *Geothermal Energy-Country Update for Norway*. *Proceedings World Geothermal Congress*. 2010. Internett. 28. juli 2016.
- [37] Midttømme, Kirsti. *Grunne geotermiske systemer, Minikurs*. CGER. Bergen. 09.01.2012. Presentasjon.
- [38] Midttømme, Kirsti. Christian Michelsen Research AS. Personlig kommunikasjon, 2016-2017.
- [39] *Oversikt over større grunnvarmeanlegg i Norge*. NGU. Internett. <<https://www.ngu.no/sites/default/files/grunnvarmeanlegg.pdf>> 18. november 2016.
- [40] Ozgener, Onder, and Arif Hepbasli. *Modeling and performance evaluation of ground source (geothermal) heat pump systems*. *Energy and Buildings* 39.1 (2007): 66-75. Internett. 18. mars 2017.
- [41] Pahud, Daniel, and Göran Hellström. *The New Duct Ground Heat Model for TRNSYS*. *Eurotherm, Physical Models for Thermal Energy Stores* (1996): 127-136. Internett. 28. juni 2016.
- [42] Recktenwald, Gerald W. *Finite-difference approximations to the heat equation*. *Mechanical Engineering* 10 (2004): 1-27. Internett. 06. november 2016.

- [43] Persson, Helena, Bengt Perers, and Bo Carlsson. *Type12 and Type56: a load structure comparison in TRNSYS*. World Renewable Energy Congress-Sweden; 8-13 May; 2011; Linköping; Sweden. No. 057. Linköping University Electronic Press, 2011. Internett. 19. februar 2017.
- [44] *Priseksempel: Energiboring med væske*. Værås brønnboring. Internett. <[www.værås.no/priseksempel.html](http://www.værås.no/priseksempel.html)> 07. september 2017.
- [45] R.K. Ramstad, *Grunnvarme i Norge - Kartlegging av økonomisk potensial (2011)*. NVE Rapport nr. 5, 2011. Internett. 20. oktober 2016.
- [46] Rogers, G.F.C, og Y.R. Mayhew. *Engineering Thermodynamics, Work and Heat Transfer*. Pearson, 1992.
- [47] Sarbu Ioan, et al. *Ground-source heat pumps*. London: Joe Hayton, 2016.
- [48] *Se dagens strømpriser*. Fjordkraft. Internett. <[www.fjordkraft.no/privat/strompriser/?gclid=Cj0KCQjwjdLOBRCkARIsAFj5-GADTW0HNNIYJeTfXOdRdgLR80w5KcdS4ipW8QXxnBi0ETAmj40OBBUaAkjjEALw\\_wcB](http://www.fjordkraft.no/privat/strompriser/?gclid=Cj0KCQjwjdLOBRCkARIsAFj5-GADTW0HNNIYJeTfXOdRdgLR80w5KcdS4ipW8QXxnBi0ETAmj40OBBUaAkjjEALw_wcB)> 04. oktober 2017.
- [49] Self, Stuart J., Bale V. Reddy, and Marc A. Rosen. *Geothermal heat pump systems: Status review and comparison with other heating options*. Applied Energy 101 (2013): 341-348. Internett. 05. oktober 2016.
- [50] Siebert, Nicolas, and Eleftherios Zacharakis. *Asphalt Solar Collector and Borehole Storage; Design study for a small residential building area*. (2010). Internett. 05. februar 2017.
- [51] Straalberg, Eirik Ask. *Energieffektivitet i grunne geotermiske systemer. Modelling og analyse av systemet på Ljan skole*. Akademisk avhandling. Matematisk institutt, Universitetet i Bergen, 2013.
- [52] Struckmann, Fabio. *Analysis of a flat-plate solar collector*. Heat and Mass Transport, Project Report, 2008MVK160 (2008). Internett. 06. mars 2017.
- [53] Thermal Energy System Specialists. *TESS Libs 17 - Component Libraries for the TRNSYS Simulation Environment*. Volume 4. GHP Library Mathematical Reference. Internett. 13. juni 2016.
- [54] Yang, H., P. Cui, and Z. Fang. *Vertical-borehole ground-coupled heat pumps: A review of models and systems*. Applied Energy 87.1 (2010): 16-27. Internett. 17. april 2017.
- [55] *14-2. Krav til energieffektivitet*. Dikb. 01.01.16. Direktoratet for byggkvalitet. Internett. <<https://dibk.no/byggeregler/tek/3/14/14-2/>> 26. juni 2017.
- [56] *14-4. Krav til løsning for energiforsyning*. Dikb. 01.01.16. Direktoratet for byggkvalitet. Internett. <<https://dibk.no/no/byggeregler/tek/3/14/14-4/>> 26. juni 2017.

## Programvarer

**1. Transient System Simulation Program - TRNSYS (Versjon 17.1)**

Arias DA, Beckman WA, Blair NJ, Bradley DE, Braun JE, Duffie JA, et al. TRNSYS. *A Transient System Simulation Program (Version 17.1)*. Madison: Solar Energy Laboratory University of Wisconsin-Madison; 2012.

**2. Earth Energy Designer - EED (Versjon 3.2)**

Blomberg, T, Claesson, J, Eskilson, P, Hellström, G, og Sanner, B. *EED 3.2 - Earth Energy Designer*. Blocon, 2015.

# Tillegg A

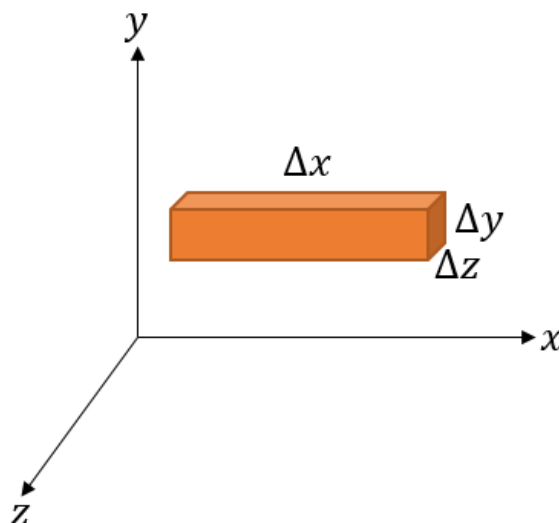
## Utledning av Fourier ligningen

Det vil i denne delen bli gjort en utledning av *Fourier ligningen*. Påfølgende beskrivelse er i tråd med fremstilling gitt i [16]. Fourier ligningen er gitt med ligningen

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{K}{c_p \rho} \nabla^2 T \quad (\text{A.1})$$

der  $T$  er temperaturen til volumet,  $K$  er varmekonduktiviteten,  $c_p$  er den spesifikke varmekapasiteten og  $\rho$  er tettheten.

Ved utledning av ligning (A.1) betrakter vi et rektangulært, isotropisk volum. Illustrasjon av dette volumet er gitt i figur A.1. Sidekantene til volumet er definert som  $\nabla x$ ,  $\nabla y$  og  $\nabla z$ , og er parallelle til grafens akser.



Figur A.1: Grafisk fremstilling av et rektangulært, isotropisk volum.



Videre definerer vi  $T$  som temperaturen i midtpunktet av volumet. Siden temperaturen vil endres gjennom volumet, kan vi uttrykke dens verdier på hvilken som helst sidekant i volumet. Denne endringen er så marginal at den kan defineres som uniform. Dermed kan omfanget av mengden for  $\nabla y \nabla z$  gis med ligningen

$$\frac{1}{2} \frac{\partial T}{\partial x} \nabla x \quad (\text{A.2})$$

der  $\frac{1}{2} \nabla x$  er distansen fra midtpunktet i volumet, og  $\frac{\partial T}{\partial x}$  er temperaturendringen per tidsenhet langs  $Ox$ . Basert på dette kan temperaturen på venstre- og høyresiden, uttrykkes med ligningene

$$T_V = T - \frac{1}{2} \frac{\partial T}{\partial x} \nabla x \quad \text{og} \quad T_H = T + \frac{1}{2} \frac{\partial T}{\partial x} \nabla x. \quad (\text{A.3})$$

Det er kjent at Fourier ligningen i et endimensjonalt koordinatsystem uttrykkes med ligningen

$$q = -KA \frac{\partial T}{\partial x}. \quad (\text{A.4})$$

Ved å sette inn ligningene (A.3) inn i ligning (A.4), kan varmestømningen i den positive x retningen gjennom sidekanten  $\nabla y \nabla z$  beregnes med ligningene

$$q_V = -K \nabla y \nabla z \frac{\partial}{\partial x} \left( T - \frac{1}{2} \frac{\partial T}{\partial x} \nabla x \right) \quad (\text{A.5})$$

og

$$q_H = -K \nabla y \nabla z \frac{\partial}{\partial x} \left( T + \frac{1}{2} \frac{\partial T}{\partial x} \nabla x \right). \quad (\text{A.6})$$

Differansen mellom  $q_V$  og  $q_H$  beskrives som varmegevinsten i volumet på grunn av x komponenten av strømning. Siden samme uttrykk holder for de andre sidekantene kan summen av alle tre sidekantene uttrykkes med ligningen

$$K \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \nabla x \nabla y \nabla z + K \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \nabla x \nabla y \nabla z + K \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \nabla x \nabla y \nabla z \quad (\text{A.7})$$

som representerer differansen mellom den totale innkommende strømningen, og den totale utgående strømningen, altså mengden varmeøkning som oppstår i volumet.

Videre om den spesifikke varmekapasiteten av volumet defineres med symbolet  $c_p$  og tettheten defineres som  $\rho$ , vil summen bli følgende:

$$c_p \rho \nabla x \nabla y \nabla z \frac{\partial T}{\partial t}. \quad (\text{A.8})$$

Basert på dette ender vi opp med Fourier ligningen

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{K}{c\rho} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right). \quad (\text{A.9})$$

# Tillegg B

## Termodynamikk

Beskrivelsen om termiske systemer er i tråd med fremstillingen gitt i [9]. De resterende grunnbegrepene, samt termodynamikkens to lover følger beskrivelser gitt i [11], [46] og [19].

### B.1 Grunnbegreper

#### Termiske systemer

Et system kan defineres som et avgrenset området med en grenseflate som har et større omliggende området. Slike systemer kan deles inn i tre ulike klasser, dette i henhold til deres grenseflater: *Åpent system* der både energi og masse kan utveksles med det omliggende området, *isolert system* er det omvendte av et *åpent system*, og til slutt *lukket system* der kun energi kan utveksles med det omliggende området.

Basert på denne beskrivelsen vil et lukket borehull med U-rør beskrives som et *lukket system*. Dette kan begrunnes med at borehullet kan utveksle energi med den omliggende berggrunnen ved hjelp av arbeid eller varme over grenseflaten. Masse mellom det lukkede borehullet og den omliggende berggrunnen kan naturligvis ikke utveksles.

Slike systemer er karakterisert ved hjelp av sin masse,  $M$ , og såkalte tilstandsvariabler. Typiske tilstandsvariabler er  $p = \text{trykk}$ ,  $V = \text{volum}$  og  $\theta = \text{temperatur}$ . Eksperimenter foreslår at to tilstandsvariabler er nok til å avgjøre tilstanden til en væske. Dette kan formuleres matematisk ved

$$f(p, V, \theta) = 0 \Leftrightarrow p = p(V, \theta) \tag{B.1}$$

der  $f$  er en implisitt form av tilstandsligningen  $p$

I tillegg er det vanlig å skille mellom *eksterne* og *interne variabler*. Eksterne variabler omtales ofte som additive variabler. Eksempler på dette er volum og masse. Interne variabler er derimot uavhengig av mengde materiale, og eksempler på dette er trykk og temperatur.

## Temperatur

*Temperatur* er et mål på hvor varmt eller kaldt et objekt er. Dette indikerer mengden indre energi som objektet består av. Egenskapene til et objekt vil i noen tilfeller endres som et resultat av temperaturendring. Eksempel på dette er kokende vann som transformeres til damp ved  $100^{\circ}\text{C}$ . Måleenhetene som anvendes er Celsius (C) eller Kelvin (K). I Celsius, er frysepunktet  $0^{\circ}\text{C}$  og kokepunktet  $100^{\circ}\text{C}$ . Den laveste temperaturen som teoretisk er mulig å oppnå i Kelvin er 0 K, noe som omtales som det absolutte nullpunktet. Dette korresponderer til  $-273^{\circ}\text{C}$ . Basert på dette kan sammenhengen mellom de to måleenhetene uttrykkes med ligningen

$$T_K = T_C + 273 \quad (\text{B.2})$$

der  $T_K$  og  $T_C$  er temperaturen i henholdsvis Kelvin og Celsius.

## Indre energi

Ved temperaturer over det absolutte nullpunktet, har molekylene i væsken et tilfeldig bevegelsesmønster. Dette er mer fremtredene i gasser på grunn av de svake intermolekylære kreftene. I en ideell gass finnes ingen potensiell energi i molekylene, noe som forklares med et fravær av intermolekylære krefter. Derfor har molekylene i en monoatomisk ideell gass en translasjonell kinetisk energi, noe som er grunnet det tilfeldige bevegelsesmønsteret. Den økte bevegelsen i polyatomgasser resulterer i vibrasjons og rotasjons kinetisk energi. Indre energi kan defineres som summen av alle disse mikroskopiske energi variantene. Dette er en omfattende egenskap av systemet, som avhenger av mengden masse. I tillegg er dette en funksjon av systemets tilstand. Årsaken er at det bare avhenger av den nåværende tilstanden, og er dermed uavhengig av hvilken rute som tas for å komme til den aktuelle tilstanden.

For enkle, komprimerbare systemer kan effekten av den magnetiske dipol bevegelsen neglisjeres. Ideelle gasser er approksimert ved hjelp av monoatomiske gasser. I slike systemer består den indre energien av kun den translasjonelle kinetiske energien til atomene. I henhold til kinetikteorien er den indre energien, til en ideell gass, en funksjon av temperaturen alene. Endringen knyttet til den indre energien for et slikt system kan derfor uttrykkes med ligningen

$$dU = C_v dT. \quad (\text{B.3})$$

Basert på termodynamikkens første lov, kan den indre energiendringen for et system være relatert til entropien og volumendringen. Dette er gitt med ligningen

$$dU = TdS - pdV. \quad (\text{B.4})$$

## Varme

Varme er en form for energi som oppstår ved endene til et system når det gjennomgår en tilstandsendring. For eksempel når en varm kropp holdes i kontakt med en kald kropp, vil varme strømme fra den varme kroppen til den kalde kroppen. I termodynamikken er total varme ikke definert for et system. I stedet beskriver det en varmeoverføring fra et system til omgivelsene. Varme er altså ikke en egenskap av et system, da den totale varmen ikke kan beregnes i en bestemt tilstand. I tillegg kan en tilsand av et system transformeres til en annen tilstand gjennom uendelig antall reisereuter. Varmeoverføringen vil variere i henhold til valgt reiserute, og dermed sørger for at varmen inneholder en rute avhengig variabel.

I utgangspunktet er det tre måter å overføre varme mellom systemer og omgivelsene. Ledningsevnen er dominerende i faste stoffer, hvor varme overføres som vibrasjonsenergi fra atom til atom i en tettpakket struktur. Konveksjon skjer hovedsakelig i væsker og gasser. Varmere væske har lavere tetthet og stiger derfor, noe som gir plass til den kjøligere væsken som har en høyere tetthet. Varme overføres ved hjelp av partikkelbevegelser. Til slutt er stråling, varmeoverføringen gjennom de elektromagnetiske bølgene, som blant annet infrarøde stråler.

I en prosess observeres hovedsakelig to typer varme. Følbar varme er mengden energi som forårsaker en temperaturendring. Dette er energien som beregnes med ligningen

$$Q = mc_p\Delta T \quad (\text{B.5})$$

der  $m$  er masse,  $c_p$  er spesifikk varmekapasitet og  $\Delta T$  er temperaturendringen. Når et faststoff, en væske eller en gass gjennomgår en faseendring, absorberes latent varme. Når et stoff smelter ved  $0^\circ\text{C}$ , absorberes det en mengde varme der temperaturendringen ikke registreres. Denne varmen anvendes ikke til å øke temperaturen, men til å bryte atomobligasjonene for å konvertere det til en væske. Denne latente varmen beregnes for et materiale med masse  $m$  og spesifikk latent varme  $L$ . Dermed ender vi opp med ligningen

$$Q = mL. \quad (\text{B.6})$$

## Arbeid

I likhet med varme, er ikke arbeid en egenskap. I tråd med termodynamikken sies det at arbeid skal strømme inn eller ut over randen før og etter en tilstandsendring har oppstått. I mekanikken defineres arbeid som et produkt av kraft og forskyvning av et objekt der kraft påføres. I henhold til denne definisjonen kan arbeid være et randarbeid der randen til systemet beveger seg på grunn av eksterne faktorer som blant annet trykket.

I adiabatisk prosesser (ingen varmeoverføring over randen) vil arbeidet som overføres til systemet øke dens indre energi. La oss betrakte en ideell gass som er lagret i et stempel-sylinderarrangement. Stempelet blir utsatt for trykkstyrken til gassen fra den ene siden, og

den atmosfæriske eller en ekstern trykkraft på den andre siden. Når stempelet tillattes å bevege seg mot det eksterne trykket, kan arbeidet som utføres av omgivelsene på gassen formuleres med ligningen

$$W = - \int_{V_i}^{V_f} p dV \quad (\text{B.7})$$

der  $V_i$  er innledningsvolumet,  $V_f$  er sluttvolumet og  $p$  er trykket.

I en kontinuerlig volumprosess vil volumet holdes uforandret. Derfor vil det ikke oppstå strømning av arbeid over randen. I en isobarisk prosess (konstant trykk) kan ligning (B.7) forenkles til  $W = -p\Delta V$ . I en isotermisk prosess holdes temperaturen i systemet konstant, mens trykket og/eller volumet er fritt til å endre seg. I denne prosessen kan strømningen av arbeid forenkles til  $W = -nRT \ln(V_f/V_i)$ . Disse ligningene betrakter kun randbevegelsene. Andre former for arbeid kan blant annet omfatte elektrisk arbeid og kjemisk arbeid.

## Varmekapasitet

Varmekapasitet beskriver forholdet mellom varmestrømningen over randen og temperaturendringen i systemet. Matematisk uttrykkes dette med ligningen

$$Q = C\Delta T. \quad (\text{B.8})$$

Dette kvantifiseres som mengden varme som tilføres/fjernes fra systemet ved å øke/reducere temperaturen med 1°C eller 1 K. Varmekapasitet er en egenskap som avhenger av mengden materia i systemet. I en fysisk forstand, betyr dette at oversettelse, rotasjon og vibrasjon av atomene eller molekylene i systemet bidrar til varmekapasiteten. Når et system nærmer seg det absolutte nullpunktet, blir alle bevegelser av partiklene teoretisert for å opphøre. Derfor ved det absolutte nullpunkt, er varmekapasitet av et materiale ikke-eksisterende.

I termodynamikken er to typer varmekapasitet definert for et system. Varmekapasitet ved konstant volum ( $C_v$ ) påføres et system der temperaturendringen oppstår ved konstant volum. Basert på termodynamikkens første lov, beregnes denne mengden med ligningen

$$C_v = \left( \frac{\partial U}{\partial T} \right)_v. \quad (\text{B.9})$$

Varmekapasitet ved konstant trykk defineres med ligningen

$$C_p = C_v + \left[ P + \left( \frac{\partial U}{\partial V} \right)_T \right] \left( \frac{\partial V}{\partial T} \right)_P. \quad (\text{B.10})$$

Her representerer leddet  $P\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P$  det ekstra arbeidet som må utføres mot atmosfæren når det utvides under et konstant trykk. Leddet  $\left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_T\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P$  representerer det interne arbeidet som foretas for å overvinne de intermolekylære kreftene. I ideelle gasser er denne mengden

null. For et system som inneholder en ideell gass, er varmekapasiteten ved konstant trykk gitt med  $C_p = C_v + nR$ .

Spesifikk og molar varmekapasitet beregnes i henhold til varmekapasitet som systemets intensive egenskaper. Spesifikk varmekapasitet er varmekapasitet til enhetens masse i systemet. Molar varmekapasitet er varmekapasitet til enheten av en ren substans (1 mol).

## B.2 Termodynamikkens to lover

### Termodynamikkens første lov

Termodynamikkens første lov innebærer bevaring av energi i systemer knyttet til varme og arbeid. Dermed kan energi kun transformeres fra en type til en annen. Dette er noe som ikke er mulig å bevise matematisk, men har blitt bevist ved hjelp av eksperimentelle observasjoner i naturen. Loven kan formuleres på følgende måte:

*For enhver prosess der varme tilføres og arbeid utføres på et system, vil den totale tilførte energien være lik økningen av systemets indre energi.*

Det er også mulig å beskrive dette matematisk. Beregning for endring av indre energi  $\Delta U$  foretas ved å undersøke differansen mellom den tilførte varmemengden  $Q$  og arbeidet som utføres av systemet på omgivelsene  $W$ . Ved å anta at det ikke forekommer endring i systemets potensielle og kinetiske energi ender vi opp med ligningen

$$\Delta U = Q - W. \tag{B.11}$$

### Termodynamikkens andre lov

Termodynamikkens andre lov er basert på entropien til et system, som i fysisk forstand er molekylær uorden. Loven sier at endringen av den totale entropien av systemet og dens omgivelser er null for en reversibel prosess og alltid positiv for en virkelig prosess. Dermed vil alltid entropien øke i et system, i den virkelige verden. Basert på egenskapen til entropien, kan loven uttrykkes ved hjelp av ulike formuleringer. Blant annet er formuleringen til Clausius følgende:

*Ingen prosess er mulig hvis eneste resultat er at varmemengden avgis fra ett varmereservoar og absorberes av et varmere varmereservoar.*

Denne formuleringen er svært relevant for grunne geotermiske systemer der en varmepumpekomponent må inkluderes for å heve kildesidens temperatur til et ønsket nivå. I henhold til at slike varmepumper er elektrisk drevet, blir arbeid utført. En prosess som derimot er mulig er varmeoverføringen mellom et varmere reservoar og et kjøligere borehull. I dette tilfelle kreves ingen arbeid, men kun varmeledningsevne i berggrunnen. Det skal også nevnes at om all varmeenergi overføres til arbeid ville det ha eksistert supervarmepumper, noe som ikke er tilfelle.

# Tillegg C

## Naturlig konveksjon og Newtons avkjølingslov

Denne delen følger fremstillingen gitt i [1].

Naturlig konveksjon defineres som varmetransport i væsker og gasser. Når temperaturen til en væske varierer, vil også tettheten påvirkes. Denne tetthetsvariasjonen resulterer i at det vil oppstå bevegelser i væsken. Et eksempel på dette er varmetransporten mellom en radiatorovn og det omliggende rommet. Ved sammenstøt mellom den nevnte gassen og radiatorovnens overflate vil molekylene spres, og dermed vil temperaturen i det omliggende rommet øke.

Denne varmeoverføringen avhenger av en rekke ulike faktorer. Blant annet avhenger den av egenskapene til væsken i radiatorovnen, strømningsraten og egenskapene til overflaten av radiatorovnen. Det er vanlig å definere varmeoverføringen med en koeffisient,  $\bar{h}$ . Denne koeffisienten representerer gjennomsnittet av alle faktorene som varmeoverføringen avhenger av. Det finnes flere forslag til hvordan denne koeffisienten kan beregnes. En av de mest vanlige måtene gjøres med ligningen

$$\bar{h} \propto (T_{rom} - T_{v\ddot{a}eske})^n \quad (\text{C.1})$$

der  $n$  ofte varierer mellom 0,25 og 0,35. Det skal legges til at ved kokende væske kan denne bli så høy som 2.

Ved hjelp av ligning (C.1) kan raten til varmeoverføringen  $q$  beregnes med ligningen

$$\frac{dq}{dt} = \bar{h}A(T_{rom} - T_{v\ddot{a}eske}) \quad (\text{C.2})$$

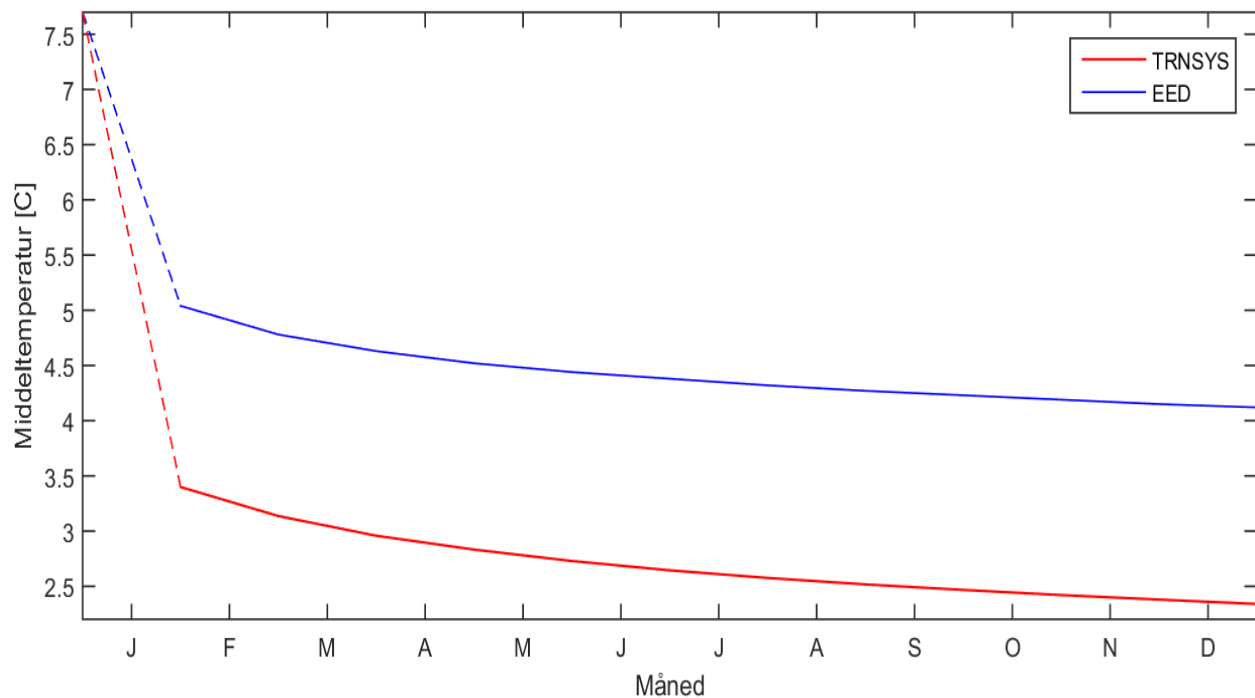


der  $A$  er arealet av overflaten til radiatorovnen,  $T_{rom}$  er temperaturen til gassen i rommet og  $T_{væske}$  er temperaturen til væsken i radiatorovnen. Ligning (C.2) betrakter varmeoverføringen mellom gassen i det omliggende rommet og væsken i radiatorovnen.

# Tillegg D

## Utfordringer knyttet til basistilfelle

I avsnitt 4.3 ble en sammenligning av EED og TRNSYS beskrevet. Målet med dette avsnittet var å sammenligne de to modelleringsverktøyene i henhold til et fiktivt basistilfelle. Systemmodellen i TRNSYS ble tilpasset EED, noe som skulle sørge for at avviket av middeltemperaturene ikke skulle bli nevneverdig stor. I simuleringsresultatet fremkom det at avviket var lite og stabilt over en periode på ti år. Selv om dette er et tilfredsstillende resultat har det dukket opp ulike utfordringer underveis i prosessen. I denne delen er det derfor ønskelig å presentere noen av utfordringene knyttet til utformingen av basistilfelle.



Figur D.1: Middeltemperaturen av den sirkulerende væsken i borehullet over et år. Dette avviket oppstod tidlig i prosessen.

Som det fremkommer i figur D.1 var avviket betydelig tidlig i denne prosessen. Årsaken til dette avviket var i hovedsak at middeltemperaturen i TRNSYS falt med en høyere rate enn hva middeltemperaturen i EED gjorde. Det ble derfor foretatt feilsøking av ulike verdier for å undersøke om det var mulig å minke dette avviket.

Først ble den geotermiske varmekraften  $q$  og gradient  $\Delta T$  tilpasset ettersom de er definert forskjellig i sine respektive modelleringsverktøy. Dette reduserte avviket noe, men fortsatt ikke tilstrekkelig. Som kjent er steglengden i EED fastsatt til en måned, mens i TRNSYS er denne brukerdefinert. I EED V.4 er det mulig å simulere med en time som steglengde. Dette ble prøvd ut, men det ble ikke observert en nevneverdig bedring i avviket. Videre ble utetemperaturer i TRNSYS betraktet. Dette er en verdi som ofte defineres ved hjelp av en værkomponent, noe som ble utelatt i denne modellen. I tråd med informasjon knyttet til EED gitt i [10] er denne gitt som middeltemperaturen ved overflaten. Denne endringen sørget for at avviket ble betydelige forbedret. Til slutt ble den termiske resistansen undersøkt. I TRNSYS må denne verdien defineres med enheten  $(m.K)/(KJ/hr)$ . Dette kommer ikke tydelig frem i [13], og skapte derfor unødvendige utfordringer. I tillegg beregnes denne verdien ulikt i EED og TRNSYS, og ved å definere denne med samme verdi vil andre viktige termiske egenskaper påvirkes. Det ble foretatt testing ved hjelp av flere ulike simuleringer, der det til slutt viste at et avvik på 4,5% mellom de termiske resistansene resulterte i den mest nøyaktige løsningen. Resultatet knyttet til basistilfelle finnes i underavsnitt 4.3.5.

# Tillegg E

## Parameterverdier - Komplet Arena

Formålet med denne delen er å gi en oversikt over hvilke komponenter og deres parameterverdier som anvendes i modelleringen av Komplet Arena. Valgte parameterverdier er gitt i de påfølgende tabellene. Når det er nødvendig vil det bli gitt en beskrivelse av hvordan den tilhørende beregningen av parameterverdien er utført. Informasjon knyttet til de aktuelle komponentene er i tråd med beskrivelser gitt i [25] og [13]. Beregningene som blir foretatt i denne delen følger fremgangsmåten i [51].

### E.1 Borehull (type 557a)

Nr.	Parameter	Symbol	Verdi	Enhet
1	Reservoarvolum	$V_{res}$	85 000	m <sup>3</sup>
2	Borehullsdybde	$d_b$	200	m
3	Dybde til toppen av borehullet		1	m
4	Antall borehull	$N_b$	10	stk
5	Borehullsradius	$r_b$	0,057	m
6	Antall borehull i seriekobling		1	-
7	Antall radielle regioner		3	-
8	Antall vertikale regioner		35	-
9	Reservoarets varmeledningsevne		2,3	W/(m.K)
10	Reservoarets spesifikke varmekapasitet		2700	kJ/m <sup>3</sup> /K
12	Ytre rørradius		0,023	m
13	Indre rørradius		0,02	m
14	Halv senteravstand mellom U-rør		0,035	m
15	Fyllmassens varmeledningsevne		0,9	W/(m.K)
16	Rørvegges varmeledningsevne		0,7	W/(m.K)
17	Mellomrommets varmeledningsevne		1,4	W/(m.K)
18	Tykkelse på mellomrom mellom rør og fyllmasse		0,0	m
19	Referansestrømningsrate per borehull		0,65	l/s
20	Referansetemperatur borehull		8	°C
21	Varmetransport mellom rør		-1	-

22	Spesifikk varmekapasitet sirk.væske	3,56	kJ/kg.K
23	Tetthet sirk.væske	1068	kg/m <sup>3</sup>
24	Isolasjonsindikator	0	-
29	Maks innstrømstemp. sirk.væske	50	°C
30	Starttemperatur topp reservoar	8	°C
31	Reservoarets startverdi for termisk gradient	0,0	-
32	Antall år med oppvarming før oppstart	0	-
39	Antall vertikale jordlag utenfor reservoar	1	stk
40	Jordlagets varmeledningsevne	2,3	W/(m.K)
41	Jordlagets spesifikke varmekapasitet	2700	kJ/m <sup>3</sup> /K
42	Tykkelse av jordlag	1000	m

Tabell E.1: Parameterverdier brukt i brønnkomponenten.

## Beskrivelse

- *Reservoarvolum ( $V_{res}$ )*  
Beregnes med ligningen

$$V_{res} = \pi N_b d_b (0,525 \cdot a_b)^2 \quad (\text{E.1})$$

der  $N_b$  er antall borehull,  $d_b$  er dybden per borehull og  $a_b$  er avstand mellom borehullene. Ved å bruke verdiene gitt i tabell E.1 samt å anta at avstanden mellom borehullene er syv meter, ender vi opp med det omtrentlige reservoarvolumet 85 000 m<sup>3</sup>. Denne vil endres basert på den valgte dimensjoneringen i modellene som blir betraktet.

- *Antall radielle og vertikale regioner*  
Antall radielle og vertikale regioner settes til henholdsvis tre og trettifem. Testing av ulike kombinasjoner har blitt utført. For å sikre nøyaktige simuleringresultater har vi kommet frem til at disse valgte regionene er tilfredsstillende.
- *Fyllmassens varmeledningsevne*  
Basert på det som ble loggført fra boringen i nærheten av Komplet Arena, vet vi at grunnvannsnivået er på omtrent 27 meter i området. I samsvar med antagelser gjort i [51] setter vi varmeledningsevnen til 2 W/(m.K) for de nevnte øvre meterne. Varmeledningsevnen til grunnvannet settes til 0,6 W/(m.K). Med utgangspunkt i disse verdiene beregnes den gjennomsnittlige varmeledningsevnen til 0,8 W/(m.K).
- *Isolasjon*  
Vi antar ingen isolasjon mellom pipene. Vi setter derfor *varmetransport mellom pipene* til -1, noe som indikerer at varme overføres mellom pipene. Vi antar også ingen isolasjon i reservoarets randsoner, og setter derfor *isolasjonsindikatoren* for randsonene til 0.
- *Jordlag*  
Dette kan beskrives som de termiske egenskapene utenfor reservoaret. Antar at det ikke er nevneverdig skille mellom reservoar og det omliggende området. Basert på dette velges verdiene slik at det omliggende området har tilnærmet like termiske egenskaper som reservoaret. Berggrunnen ved Komplet Arena antas å være homogen, og derfor

settes *antall vertikale jordlag* lik 1. Dette betyr at det omliggende området også er homogent. Dermed velges varmeledningsevnen og den spesifikke varmekapasiteten i tråd med de valgte verdiene for reservoaret.

- *Snittemperatur topp reservoar*

Basert på målinger hentet fra [27] beregnes den gjennomsnittlige utetemperaturen til å være omtrent 8°C i perioden 2000-2017. I samsvar med resonnementet foretatt i [12] kan vi sette *snittemperatur topp reservoar* lik den gjennomsnittlige utetemperaturen. Dermed velges denne parameterverdien til å være 8°C.

- *Referansetemperatur borehull*

Den prosjekterende brønnparken er fortsatt i en tidlig planleggingsfase. Derfor har det ikke blitt foretatt termisk responstest eller fiberoptisk måling av et eventuelt testborehull. Det er derfor utfordrene å ha kjennskap til en nøyaktig referansetemperatur i det prosjekterende borehullet. Derfor er det nødvendig med en antagelse. Vi velger å sette denne lik *Starttemperatur topp reservoar*.

## E.2 Solfanger (type 73)

Nr.	Parameter	Symbol	Verdi	Enhet
1	Antall solfangere i seriekobling		1	stk
2	Solfangerareal	A	7140	m <sup>2</sup>
3	Sirkulasjonsvæskens spesifikke varmekapasitet		3,56	kJ/kg.K
4	Finneeffektivitetesfaktoren	F	0,7	-
5	Bunnflatens varmetapskoeffisient	$U_b$	1	W/(m <sup>2</sup> .k)
6	Absorpsjonsflatens utstrålingskoeffisient	$\alpha$	0,9	-
7	Absorpsjonsflatens absorpsjonskoeffisient		0,9	-
8	Antall lag med overdekning på absorpsjonsflaten		1	stk
9	Lagets brytningsindeks		1	-
10	Produkt av utsettelseskoeffisient og lagets tykkelse		0	-

Tabell E.2: Parameterverdier brukt i solfangerkomponenten.

### Beskrivelse

- *Finneeffektivitetesfaktoren (F)*

Basert på beskrivelsen gitt i [21] er det mulig å beregne denne parameterverdien med ligningen

$$F = \frac{\tanh(s(w-d)/2)}{s(w-d)/2}, \quad s = \sqrt{\frac{U_L}{k\delta}} \quad (\text{E.2})$$

der  $w$  er senter-senter avstanden mellom nærliggende rør (250mm) og  $d$  er rørdiameteren (25mm). Videre defineres  $\delta$  som tykkelsen (300mm) og  $k$  som varmeledningsevnen til absorpsjonsflaten (1,5 W/(m.K)), noe som er gressmatten i dette tilfellet. Til slutt har vi  $U_L$  som er den totale varmetapskoeffisienten. Ved å summere varmetapet i solfangerens sideflater, bunnflater og toppflater ender vi opp med en verdi for  $U_L$ . Ifølge [4] blir denne parameterverdien ofte bestemt ved hjelp av empiriske undersøkelser. Ingen slike undersøkelser har blitt utført på Komplet Arena og av den grunn velges verdien basert på hva som anbefales i [4]. Dermed settes  $U_L$  til 6 W/(m<sup>2</sup>.K).

- *Bunnflatens varmetapskoeffisient ( $U_b$ )*

Som nevnt er  $U_L$  definert som den totale varmetapskoeffisienten. Dette gir ligningen

$$U_L = U_b + U_s + U_t \quad (\text{E.3})$$

der indeksene  $b$ ,  $s$  og  $t$  er bunnflate, sideflate og toppflate, respektivt. Verdien av toppflatens tapskoeffisient  $U_t$  finnes ved hjelp av empiriske studier. En slik studie er gitt i [4] der en anbefalt verdi er omtrent 5 W/(m<sup>2</sup>.k). Videre kan sideflatens tapskoeffisient  $U_s$  neglisjeres. Dette kan begrunnes med at arealet av sideflatene er såpass mye mindre enn bunnflatens areal. Dermed ender vi opp med ligningen

$$U_b = U_L - U_t. \quad (\text{E.4})$$

Ved å sette inn de aktuelle verdiene for  $U_L$  og  $U_t$  ender vi opp med verdien 1 W/(m<sup>2</sup>.k) for  $U_b$ .

- *Absorpsjonsflaten utstrålings- ( $\alpha$ ) og absorpsjonskoeffisient*

Disse to koeffisientene måles eksperimentelt. De eksperimentelle målingene varierer ut ifra forskjellige rapporter. Det er heller ikke foretatt målinger av dette ved Komplet Arena. Basert på sprikende verdier gitt i ulike rapporter, samt ingen målinger på Komplet Arena velger vi å anvende de samme verdiene som er valgt i [51]. Verdiene av disse er gitt i tabell E.2.

- *Overdekningen på absorpsjonsflaten*

Solfangeren ved Komplet Arena er konstruert uten en overdekning på selve absorpsjonsflaten. Problemet i TRNSYS er at *antall lag overdekning* har en minsteverdi på 1. Egenskapene til denne beregnes ved hjelp av *overdekningens brytningsevne* og *forsinkelseeffekt*. For å fjerne effekten fra overdekningen settes *brytningsindeksen* til 1<sup>1</sup> og *forsinkelsen forårsaket av overdekningen* til 0.

---

<sup>1</sup>Ved å sette brytningsindeksen lik 1 vil laget ikke gi noe lysbrytning

### E.3 Fjernvarme (type 6)

Nr.	Parameter	Symbol	Verdi	Enhet
1	Varmeeffekt	$\dot{Q}_{eff}$	300	kW
2	Sirkulasjonsvæskens spesifikke varmekapasitet	$c_p$	4,19	kJ/(kg.K)
3	Varmetapskoeffisient		0	W/kg.K
4	Borbrenningseffektivitet		1	-

Tabell E.3: Parameterverdier brukt i fjernvarmekomponenten.

### Beskrivelse

- *Varmeeffekt ( $\dot{Q}_{eff}$ )*

Den nåværende gassgeneratoren på Komplet Arena har en varmeeffekt  $\dot{Q}_{eff}$  på omtrent 300 kW. Det forventes at et fremtidig fjernvarmesystem vil ha samme varmeeffekt.

- *Varmetapskoeffisient*

For å unngå overkomplisering av den eksterne energikilden settes varmetapskoeffisienten til 0. I virkeligheten vil denne energikilden tape en viss mengde varme, men siden ingen målinger er gjort ved Komplet Arena kan vi neglisjere dette mulige varmetapet i modelleringen.

### E.4 Bygning - Enkel-sone struktur (type 12c)

Nr.	Parameter	Symbol	Verdi	Enhet
2	Bygningsmassens tapskoeffisient	$Y$	2800	W/K
3	Bygningsmassens varmekapasitet	$C_b$	320	MJ/K
4	Inneluftens starttemperatur		20	°C
5	Radiatorvæskens spesifikke varmekapasitet		4,19	kJ/(kg.K)
6	Radiatorenes varmeoverføringskoeffisient	$R$	2800	W/K

Tabell E.4: Parameterverdier brukt i bygningskomponenten for en enkel-sone struktur.



## Beskrivelse

- *Bygningsmassens tapskoeffisient ( $Y$ )*  
Beregnes med ligningen

$$Y = \frac{\dot{Q}_{ytt}}{(T_{inne} - T_{ute})} \quad (\text{E.5})$$

der  $\dot{Q}_{ytt}$  er energitapet gjennom bygget ytterflater,  $T_{inne}$  er innnetemperaturen og  $T_{ute}$  er utetemperaturen. Basert på energidata, gitt i underavsnitt 5.1.1, er det kjent at mengden energi som gikk til oppvarming av næringsbygg var omtrent 325 MWh i 2016. Siden det ikke er energimålere på Komplet Arena er det utfordrende å beregne det gjennomsnittlige effektforbruket. Det vi vet er at den gjennomsnittlige utetemperaturen var 10,6°C i 2016 [27], samt at snittemperaturen inne i næringsbygget var omtrent 20°C. Hovedfokuset for modelleringen av Komplet Arena er å finne passende dimensjonerer av det geotermiske systemet. Ved testing av ulike verdier for  $Y$  kan vi konkludere med at 2800 W/K er tilfredsstillende. Det er ønskelig at levert mengde energi til næringsbygget i modelleringen skal samsvare virkelige energidata fra 2016. Ved anvendelse av den nevnte parameterverdien blir denne mengden samsvarende med virkelig energidata.

- *Bygningsmassens varmekapasitet ( $C_b$ )*  
Bestemmes gjennom antagelsen om at all energiutveksling mellom bygget og dens omgivelser skjer gjennom ytterflatene. Om  $T_{ute} = 0^\circ\text{C}$  og  $T_{inne} = 20^\circ\text{C}$ , vil innnetemperaturen synke til 10°C i løpet av 24 timer. Ved å integrere med grensebetingelsene nevnt ovenfor, og anvende verdiene i tabell E.4 ender vi opp med  $C_b = 320 \text{ MJ/K}$ .
- *Radiatorernes varmeoverføringskoeffisient ( $R$ )*  
Beregnes med ligningen

$$R = \frac{\dot{Q}_{rad}}{(T_{rad} - T_{inne})} \quad (\text{E.6})$$

der  $\dot{Q}_{rad}$  er energi som tilføres bygningen gjennom radiatorene,  $T_{rad}$  er væsketemperaturen til den innkommende væsken til radiatorene og  $T_{inne}$  er innnetemperaturen. Denne koeffisienten bestemmes gjennom følgende antagelser:  $T_{rad} - T_{inne}$  tilsvarer  $T_{inne} - T_{ute}$  og  $\dot{Q}_{rad}$  tilsvarer  $\dot{Q}_{ytt}$ . Dette fører til at  $R = Y$ , og dermed er radiatorernes varmeoverføringskoeffisient 2800 W/K.

## E.5 Varmepumpe (type 927)

Nr.	Parameter	Symbol	Verdi	Enhet
1	Sirkulasjonsvæskens spesifikke varmekapasitet, kildeside		3,56	kJ/kg.K
2	Sirkulasjonsvæskens spesifikke varmekapasitet, lastside		4,19	kJ/kg.K
3	Sirkulasjonsvæskens massetetthet, kildeside		1068	kg/m <sup>3</sup>
4	Sirkulasjonsvæskens massetetthet, lastside		1000	kg/m <sup>3</sup>
13	Levert kjøleeffekt per varmepumpe		8,33	kW
14	Elektrisk kjøleeffekt per varmepumpe		1,67	kW
15	Levert varmeeffekt per varmepumpe	$\dot{q}_{lev}$	8,33	kW
16	Elektrisk varmeeffekt per varmepumpe	$\dot{q}_{el}$	1,67	kW
17	Strømningsrate per varmepumpe, kildeside	$\dot{m}_{kilde}$	0,8	l/s
18	Strømningsrate per varmepumpe, lastside	$\dot{m}_{last}$	0,25	l/s
19	Antall identiske varmepumper	$N_{vp}$	12	stk

Tabell E.5: Parameterverdier brukt i varmepumpekomponenten.

### Beskrivelse

- *Kjøleeffekt*  
Kjøling av Komplette Arena blir ikke betraktet i denne oppgaven. Dermed har *levert kjøleeffekt* og *elektrisk kjøleeffekt* ingen innvirkning på modelleringen av energisystemet.
- *Varmeeffekt* ( $\dot{q}_{lev}$  og  $\dot{q}_{el}$ )  
*Levert varme-*  $\dot{q}_{lev}$  og *elektrisk varmeeffekt*  $\dot{q}_{el}$  som er gitt i tabell E.5 er gjeldene per varmepumpe. Verdiene som er gitt er standardverdier fra TRNSYS og tilsvarer dimensjoneringen av en varmepumpeløsning som anvendes i ordinære norske boliger.
- *Antall identiske varmepumper* ( $N_{vp}$ )  
I TRNSYS blir det anbefalt at varmepumpekomponenten skal bestå av flere mindre varmepumper. Dette antallet vil variere ut ifra energibehovet, men settes som et utgangspunkt til tolv stykker.
- *Strømningsrate* ( $\dot{m}_{kilde}$  og  $\dot{m}_{last}$ )  
For at varmepumpen skal operere med de strømningsratene den er konstruert for er det nødvendig at de normaliserte verdiene for strømningsraten er i nærheten av 1. Ifølge [53] beregnes disse verdiene med ligningene

$$\rho_{kilde} = \frac{\dot{M}_{kilde}}{\dot{m}_{kilde} \cdot N_{vp}} \quad (\text{E.7})$$

og

$$\rho_{last} = \frac{\dot{M}_{last}}{\dot{m}_{last} \cdot N_{vp}} \quad (\text{E.8})$$

der  $\dot{M}$  er de faktiske strømningsratene.

Strømningsrate for kilde- og lastside settes til 0,8 l/s og 0,25 l/s, respektivt. Dette samsvarer med parameterverdier gitt i [51], og sikrer at de normaliserte strømningsratene er tilnærmet 1.

## E.6 Akkumulatortank (type 4c)

Nr.	Parameter	Symbol	Verdi	Enhet
2	Tankens volum		2,4	m <sup>3</sup>
3	Væskens spesifikke varmekapasitet		4,19	kJ/kg.K
4	Væskens tetthet		1000	kg/m <sup>3</sup>
5	Tankens varmetapskoeffisient		0	W/(m <sup>2</sup> K)
6-15	Høyde per node		0,2	m
27	Kokepunkt		100	°C
Antall noder i tanken			10	stk

Tabell E.6: Parameterverdier brukt i akkumulatorkomponenten.

### Beskrivelse

- *Varmetapskoeffisient*

For å forenkle modellen velges tankens varmetap å neglisjeres. I virkeligheten vil en slik akkumulatortank tape en viss mengde energi. I denne analysen settes derfor *tankens varmetapskoeffisient* til 0.

## E.7 Pumpe (type 3d)

Nr.	Parameter	Symbol	Verdi	Enhet
1	Maksimum strømningsrate		4	l/s
2	Sirk.væskens spesifikke varmekapasitet		3,56	kJ/(kg K)
3	Pumpens elektriske effekt		5	kW

Tabell E.7: Parameterverdier brukt i pumpekomponenten.

## E.8 Ekstern varmeveksler (type 91b)

Nr.	Parameter	Symbol	Verdi	Enhet
1	Sirk.væskens spesifikke varmekapasitet, kildeside		3,56	kJ/(kg.K)
2	Sirk.væskens spesifikke varmekapasitet, lastside		3,56	kJ/(kg.K)

Tabell E.8: Parameterverdier brukt i varmevekslerkomponenten.

## E.9 Væsketermostater (type 2)

Nr.	Parameter	Symbol	Verdi	Enhet
1	Antall tillatte oscillasjoner per tidssteg		5	stk
2	Væsketemperaturens sikkerhetsgrense		100	°C

Tabell E.9: Parameterverdier brukt i væsketermostaten.

I de ulike væsketermostatene er det nødvendig å definere et settpunkt med tilhørende temperaturintervall. En mer utfyllende beskrivelse av dette er gitt i underavsnitt 3.6.1. De nevnte verdiene for de ulike væsketermostatene er gitt i tabell E.10.

Væsketermostat	$T_{\text{set}}$	$T_L$	$T_H$
$\alpha_1$	0°C	0°C	3°C
$\alpha_2$	10°C	7°C	20°C
$\alpha_3$	5°C	5°C	6°C
$\alpha_4$	55°C	50°C	60°C
$\alpha_5$	45°C	40°C	50°C

Tabell E.10: Oversikt over settpunktet samt det tilhørende temperaturintervallet for de ulike væsketermostatene.

### Beskrivelse

- *Tillate oscillasjoner per tidssteg*  
Denne velges til fem stykker som samsvarer med den anbefalte verdier i TRNSYS.
- *Væsketemperaturens sikkerhetsgrense*  
Defineres som den øvre temperaturgrensen for når kontrollsignalet tillates å være lik 1

(påskrudd). Ved å øke denne parameterverdien, vises ingen nevneverdig avvik. Derfor beholdes verdien gitt i tabell E.9.

## E.10 Lufttermostater (type 108)

Vi anvender to ulike lufttermostater i modellene av Komplette Arena, inne- og utetermostat. Parameterverdiene av disse to vises i tabell E.11 og E.12

Nr.	Parameter	Symbol	Verdi	Enhet
1	Antall tillatte oscillasjoner per tidssteg		5	stk
2	Signal for termostattrinn en når termostattrinn to er på		1	-
3	Temperaturintervall som må passeres før kontrollsignal endres		2	°C

Tabell E.11: Parameterverdier brukt i innetermostat.

Nr.	Parameter	Symbol	Verdi	Enhet
1	Antall tillatte oscillasjoner per tidssteg		5	stk
3	Temperaturintervall som må passeres før kontrollsignal endres		1	°C

Tabell E.12: Parameterverdier brukt i utetermostat.

## Beskrivelse

- *Tillatte oscillasjoner per tidssteg*  
Denne verdien fastsetter en øvre grense for antall ganger kontrollsignalet kan variere før det automatisk settes til den foreslåtte verdien gitt i TRNSYS.
- *Signal for termostattrinn en når termostattrinn to er på*  
Avgjør kontrollsignalet for termostattrinn en når termostattrinn to er påskrudd.
- *Temperaturintervall som må passeres før signal endres*  
For å forhindre at kontrollsignalet endres for ofte, velges en margin over eller under det aktuelle termostattrinnet.
- *Benyttede oppvarmingstrinn*  
Innetermostaten benytter to oppvarmingstrinn, dagstermostaten som settes til 21°C og nattermostaten som settes til 19°C. Utetermostaten benytter kun et oppvarmingstrinn. Dette trinnet settes til -9,5°C og anvendes for å forhindre fjernvarmekomponenten til å operere når utetemperaturen overstiger den nevnte lufttemperaturen.

## E.11 Forandringsfunksjoner (type 14h)

Vi anvender fem ulike forandringsfunksjoner i modellene av Komplette Arena. Alle disse er knyttet til tidsperioder, der tre av disse har en årlig syklus mens de resterende har en daglig syklus. Beskrivelse av hvordan denne komponenten fungerer er gitt i underavsnitt 3.6.1. Kontrollfunksjonene i ulike tidsperioder for de aktuelle forandringsfunksjonene er gitt i tabellene E.13-E.17.

Kontrollsignal	Tidsperiode [timer]
0	0-2880
1	2880-5832
0	5832-8760

Tabell E.13: Parameterverdier i forandringsfunksjonen sommer.

Kontrollsignal	Tidsperiode [timer]
0	0-1416
1	1416-2160
0	2160-8760

Tabell E.14: Parameterverdier i forandringsfunksjonen baneoppvarming.

Kontrollsignal	Tidsperiode [timer]
0	0-6
1	6-20
0	20-24

Tabell E.15: Parameterverdier i forandringsfunksjonen DHW periode.

Kontrollsignal	Tidsperiode [timer]
0	0-6
1	6-16
0	16-24

Tabell E.16: Parameterverdier i forandringsfunksjonen dag.

Kontrollsignal	Tidsperiode [timer]
1	0-2160
0	2160-7296
1	7296-8760

Tabell E.17: Parameterverdier i forandringsfunksjonen vinter.

## E.12 Værdata (type 15-3)

Værdatakomponenten som anvendes i denne oppgaven omtales som type 15-3 i TRNSYS. Denne har til hensikt å lese værdata med jevne tidsintervall. Værdataene blir lest fra en ekstern fil. Beregningene skjer ved interpolering av dataene for tidssteg mindre enn en time, og videreformidler dette til andre påvirkede komponenter i TRNSYS modellen. Modellen i værdatakomponenten beregner flere nyttige termer, som blant annet den effektive utetemperaturen samt den sesongbaserte oppvarmingen og kjølingen i forandringsfunksjonene.

Modellene av Komplette Arena, beskrevet i avsnitt 5.2, anvender denne komponenten der værdataene stammer fra en målestasjon som er lokalisert på Fornebu, Oslo. Den eksterne filen inneholder klimadata over en periode på tjueto år, der måleperioder er mellom 1992 og 2015. Tidssteget som brukes er en time.