

Henrik Halvorsen

# Analyse og optimalisering av CO2- varmepumpe i idrettsanlegg

Masteroppgave i Produktutvikling og produksjon

Veileder: Natasa Nord

Juni 2020



Henrik Halvorsen

# **Analyse og optimailsering av CO2- varmepumpe i idrettsanlegg**

Masteroppgave i Produktutvikling og produksjon  
Veileder: Natasa Nord  
Juni 2020

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet  
Fakultet for ingeniørvitenskap  
Institutt for energi- og prosessteknikk



Kunnskap for en bedre verden



# Forord

Denne masteroppgaven er skrevet våren 2020 ved Institutt for Energi- og prosessteknikk (EPT) ved Norges Teknisk-Naturvitenskapelige Universitet (NTNU). Oppgaven utgjør 30 studiepoeng ved studieprogrammet *Produktutvikling og produksjon* med spesialisering mot *Energiforsyning og klimatisering av bygg*. Oppgaven er knyttet til arbeidet til NTNU Senter for idrettsanlegg og teknologi (SIAT) ved Fyret Flerbrukshus.

Veileder fra EPT er Natasa Nord. Jeg vil takke henne for hjelp og rettleiding gjennom oppgaven. Bjørn Aas ved SIAT har vært medveileder. Han har vært behjelpelig med informasjon om bygget og kontaktinformasjon til involverte aktører. Ole Øiene Smedegård ved SIAT hjalp meg med datainnsamling fra SD-anlegget.

Jeg vil takke Yantong Li ved EPT som i stor grad har bidratt med rådgivning og samarbeid rundt oppgaven. Jørn Stene ved EPT har bidratt med forslag til relevant litteratur.

Winns AS med spesielt Kenneth Sjølstad og Per Alsvik har bidratt mye. Kenneth ga meg informasjon om komponentene i varmpumpen og satt av mye tid til å forklare styring og andre forhold rundt varmpumpen. Per Alsvik hjalp meg med informasjon om sensorene og oppretting av feilaktige måledata. Jeg vil takke dem begge for deres bidrag.

Til slutt vil jeg rette en stor takk til Jan Arne Løvås ved Fosnes Kommune. Han har besvart spørsmål om anlegget og satt av mye tid til å vise meg rundt i bygget.

## Sammendrag

Fyret Flerbrukshus gir innbyggerne på øya Jøa, nord i Trøndelag, et samlingspunkt med muligheter for mangfoldig bruk. Bygget stod ferdig i 2017 og bruker moderne løsninger innenfor alle tekniske fasiliteter. En CO<sub>2</sub>-varmepumpe brukes til oppvarming av tappevann og romoppvarming. Tappevannet varmes opp fra 10°C til 70°C. Energien fra varmepumpen som går til romoppvarming leverer varme til en nærliggende skole og en rekke formål innad i bygget. Skolen har et høytemperaturs oppvarmingssystem og bruker originalt en oljekjel som energikilde. For å levere varme til skolen må varmepumpen operere med 60°C som tur, mens returtemperaturen ligger på 32°C.

CO<sub>2</sub> egner seg spesielt som arbeidsmedium ved oppvarming av vann med høyt temperaturløft. Fordelene med CO<sub>2</sub> er at det har gode termodynamiske egenskaper, lav GWP-verdi sammenlignet med HFK-medier og er verken giftig eller brennbart. I varmepumper til oppvarming av tappevann benytter en CO<sub>2</sub>-varmepumpe seg av en transkritisk prosess. I gasskjøleren er CO<sub>2</sub> i superkritisk tilstand. Derfor avgir CO<sub>2</sub> varme ved synkende temperatur gjennom gasskjøleren hvilket gir god temperaturlpasning i gasskjøleren og gjør at CO<sub>2</sub> egner seg godt til oppvarming av tappevann.

For at CO<sub>2</sub> skal gi god effektfaktor (COP) som arbeidsmedium er det viktig at arbeidsmediet kjøles godt ned i gasskjøleren. Ved temperaturer over 30°C etter gasskjøleren faller COP betydelig. Andre viktige faktorer som spiller inn med tanke på COP er fordampningstemperatur, gasskjølertrykk og kompressorens isentropiske virkningsgrad. Gasskjølertrykket er også viktig med tanke på temperaturlpasningen i gasskjølerne.

Varmekildene til varmepumpen i Fyret Flerbrukshus er geotermiske brønner og parkeringsplassen utenfor bygget. Parkeringsplassen leverer varme som solfanger om sommeren og ved kjøling av skøytebanen som dekker parkeringsplassen om vinteren. Systemet er designet for å dumpe varme i de geotermiske brønnene ved energioverskudd fra solfangerne. Dette er nødvendig for å opprettholde energibalanse i de geotermiske brønnene over tid. På grunn av tekniske problemer er ikke systemet med parkeringsplassen i bruk.

Varmepumpen bruker et design som er lite utprøvd i denne skalaen. Den har 3 gasskjølere i serie som skal kunne gi god COP ved samtidig oppvarming av tappevann og vann til romoppvarming. I løpet av perioden 01.10.18 – 01.10.19 leverte varmepumpen 238 MWh til romoppvarming og 7 MWh til tappevann. Denne fordelingen er mye mindre varme til tappevann enn det som er anbefalt for denne typen gasskjølerkonfigurasjon. I tillegg til den lave andelen energi til tappevann stemmer temperaturnivåene for romoppvarming dårlig med forutsetningene lagt til grunn for dette designet i *Natural Refrigerant CO<sub>2</sub>, Module 5, Stene*.

Varmepumpen hadde en COP et sted mellom 2.55 og 3.17, mest sannsynlig rundt 2.68, men det er stor usikkerhet knyttet til disse verdiene. Siden kompressorens strømforbruk ikke blir målt er disse verdiene basert på temperaturmålinger fra anlegget som igjen er brukt til utregning av massestrøm og strømforbruk. Returtemperaturen på vannet fra romoppvarming må være lavest mulig for å oppnå høy COP. Den avhenger av forholdet mellom energi levert til skolen og energiforbruket i bygget. Spesielt energiforbruket til gulvvarme er viktig siden det opererer ved lave temperaturer. Av energien til rom-

oppvarming gikk 38.6 % til skolen. Ved å redusere energimengden levert til skolen vil varmpumpen få bedre arbeidsforhold, men dette må sees i sammenheng med de reduserte CO<sub>2</sub>-utslippene som følger av å redusere skolens behov for fyring med oljekjel.

Som en del av denne oppgaven er det utviklet en modell av anlegget for å simulere effekten av ulike tiltak for forbedring av COP. Modellen er basert på en kombinasjon av termodynamiske prinsipper og data fra produsenten av kompressoren. Den har spesielt to svakheter som påvirker resultatene. Det ene er at kompressormodellen er upresis ved høy temperatur før kompressoren. Dette er mest aktuelt i romoppvarmingsmodus. Den andre svakheten er antagelsen om mettet gass etter lavtrykksbeholderen. Dette er mest aktuelt ved kombinert drift eller kun tappevann. Likevel antyder resultatene noen slutninger som kan trekkes fra simuleringene.

- Både måledata og simuleringene viser at det er vanskelig å oppnå ønsket temperatur til både tappevann og romoppvarming ved kombinert drift for disse temperaturnivåene. Ved kombinert drift er temperaturen på vannet til romoppvarming typisk 45 til 50°C.
- Optimalt gasskjølertrykk er forskjellig for de tre driftsmodusene. For å oppnå høyest mulig årsvarmefaktor er det viktigst at romoppvarmingsmodus har optimalt gasskjølertrykk.
- Å bruke skøytebanen som varmekilde om vinteren vil gi en økning i COP siden varmen fra skøytebanen også regnes om nyttig, men i romoppvarmingsmodus er det fare for høye utløpstemperaturer fra kompressoren.

## Abstract

Fyret multi-sport facilities provide a meeting point for the inhabitants of the island Jøa, off the coast of central Norway. Completed in 2017, the building utilises modern technology and solutions within all aspects of the building. A CO<sub>2</sub> heat pump is the heart of the heating plant. It delivers heat to space heating with a temperature lift of 32 to 60 °C and tap water heating with a temperature lift of 10 to 70 °C. The space heating is distributed to multiple appliances in the building itself and the high temperature heating system of a nearby school which originally is heated by an oil-fired heater.

Having good thermodynamical properties, low GWP compared to HFC-fluids and being neither flammable nor poisonous, CO<sub>2</sub> is especially suitable as a working fluid in cases with a high temperature lift. This heat pump utilises a transcritical process where the CO<sub>2</sub> is in a supercritical state in the gas coolers. As a result of the supercritical state, the CO<sub>2</sub> will eject the heat with reducing temperature through the gas coolers, allowing a good temperature fit in the gas coolers.

Low temperature of the CO<sub>2</sub> after the gas coolers is important to achieve high COP with CO<sub>2</sub> as the working fluid. If this temperature rises above 30 °C, the COP will be reduced significantly. Other factors affecting the COP are the evaporator temperature, the isentropic efficiency of the compressor and the gas cooler pressure. The gas cooler pressure will also influence the temperature fit in the gas coolers.

The heat pump system is designed to use two heat sources, a geothermal well and the parking lot of the building. The parking lot serves two purposes. In the summer, it will act as a solar heat collector and in the winter, it is turned into an ice rink that is cooled by the evaporator side of the heat pump. In case of a surplus in heat from the solar heat collector, the extra heat will be used to charge the geothermal well. However, only the geothermal well is used due to technical problems with the other part of the system.

In the heat pump, three gas coolers are deployed in a serial configuration to achieve simultaneous heating of tap and space heating water. This a pilot design at this scale. During the period of 01.10.18 – 01.10.19 the heat pump delivered 238 MWh to space heating and 7 MWh to tap water. This amount of heat to tap water is well below the share recommended for this gas cooler configuration. The temperature lift for space heating is also a lot higher than the values discussed in *Natural Refrigerant CO<sub>2</sub>, Module 5, Stene*.

During the period of the collected data, the heat pump had a COP between 2.55 and 3.17, most likely around 2.68. However, this value is subject to great uncertainty. The return temperature of the water from space heating must be as low as possible to achieve high COP. This temperature is decided by the ratio between heat delivered to space heating of the school and the building. Operating at the lowest temperature of all the appliances, the floor heating in the building is especially important in order to reduce the return temperature. The school counted for 38.6 % of the space heating heat. Reducing this ratio will improve the working conditions of the heat pump, but this will increase the need for heating with the oil-fired heater in the school and therefore contribute to increased CO<sub>2</sub> emissions.

A model has been developed to investigate the consequences of measures which could



increase the COP of the heat pump. The results of the simulations suffer from two weaknesses in the model. For one, the accuracy of the compressor model is reduced at high temperatures before the compressor, which applies to most simulations of space heating. The assumption of saturated gas after the low-pressure receiver represents the second weakness. This mostly affects the results for combined and tap water operation. The results do still provide some guidelines.

- Both measurements and simulations show that it is hard to achieve the desired temperatures for both space heating and tap water heating in combined operation at these temperature levels.
- The optimal gas cooler pressure differs between the three operation modes. To achieve the highest possible seasonal coefficient of performance, maintaining the optimal gas cooler pressure for space heating mode will be the most important of the three modes.
- Using the ice rink as a heat source will increase the COP, as the heat from the ice rink also will be counted as useful. However, this might lead to high discharge temperatures from the compressor when in space heating mode.

# Innhold

## Forord

|  |            |
|--|------------|
| <b>Sammendrag</b>  | <b>i</b>   |
| <b>Abstract</b>  | <b>iii</b> |
| <b>1 Innledning</b>  | <b>1</b>   |
| 1.1 Bakgrunn . . . . .   | 1          |
| 1.1.1 Varmeanlegget . . . . .  | 1          |
| 1.2 Problembeskrivelse og mål for oppgaven . . . . .                                       | 1          |
| 1.3 Struktur og innhold . . . . .  | 2          |
| 1.4 Avgrensning . . . . .  | 3          |
| <b>2 Litteraturstudie</b>  | <b>4</b>   |
| 2.1 CO <sub>2</sub> som arbeidsmedium . . . . .  | 4          |
| 2.1.1 Historisk utvikling for CO <sub>2</sub> som arbeidsmedium i kjøleprosesser . . . . . | 4          |
| 2.1.2 CO <sub>2</sub> som arbeidsmedium i varmepumper . . . . .                            | 5          |
| 2.1.3 Modifisert Lorentzen-syklus . . . . .  | 6          |
| 2.1.4 Effektfaktor for varmepumpeprosesser med CO <sub>2</sub> . . . . .                   | 8          |
| 2.2 Temperaturtilpasning i gasskjøler . . . . .  | 10         |
| 2.3 CO <sub>2</sub> -varmepumper til kombinert drift . . . . .                             | 14         |
| 2.3.1 Tredelt gasskjøler . . . . .   | 16         |
| 2.4 Modellering av CO <sub>2</sub> -varmepumper . . . . .                                  | 17         |
| 2.5 NTU-metoden for varmevekslere . . . . .  | 19         |
| <b>3 Fyret Flerbrukshus</b>  | <b>21</b>  |
| 3.1 Beskrivelse av bygget . . . . .  | 21         |
| 3.2 Beskrivelse av varmeanlegget . . . . .   | 22         |
| 3.2.1 Varmekilder . . . . .  | 22         |
| 3.2.2 Oppvarmingskrets . . . . .   | 22         |
| 3.3 Varmepumpen . . . . .  | 23         |
| 3.3.1 Komponenter . . . . .  | 26         |
| 3.3.2 Styring av varmepumpen . . . . .   | 26         |
| <b>4 Analyse av nåværende drift</b>  | <b>29</b>  |
| 4.1 Programvare . . . . .  | 29         |
| 4.2 Innsamling av data . . . . .   | 29         |
| 4.3 Konvertering av temperaturer etter kompressoren . . . . .                              | 29         |
| 4.4 Befaring og samtaler med involverte aktører . . . . .                                  | 30         |
| 4.5 Analyse av drift . . . . .   | 30         |
| 4.6 Begrensninger . . . . .  | 32         |
| <b>5 Modellering av varmepumpen</b>  | <b>34</b>  |
| 5.1 Metoder for å finne komponentenes egenskaper . . . . .                                 | 34         |
| 5.1.1 Beregning av U-verdier i varmevekslerne . . . . .                                    | 34         |

|          |  |            |
|----------|--|------------|
| 5.1.2    | Polynom for kompressorens massestrøm og virkningsgrad . . . . .    | 37         |
| 5.2      | Modellering av komponenter . . . . .                               | 39         |
| 5.2.1    | Kompressor . . . . .   | 40         |
| 5.2.2    | Gasskjølere og sugegassvarmeveksler . . . . .                      | 44         |
| 5.2.3    | Fordamper . . . . .  | 45         |
| 5.2.4    | Andre komponenter . . . . .  | 46         |
| 5.2.5    | Oppbygning av modellen . . . . .                                   | 47         |
| 5.2.6    | Begrensninger . . . . .  | 48         |
| 5.3      | Beskrivelse av gjennomførte simuleringer . . . . .                 | 48         |
| 5.3.1    | Verifisere U-verdier for varmevekslerne mot data fra produsenten . | 48         |
| 5.3.2    | Verifisering av modellen . . . . .                                 | 49         |
| 5.3.3    | Simulering av nå-tilstand . . . . .                                | 49         |
| 5.3.4    | Endre gasskjølertrykk . . . . .                                    | 50         |
| 5.3.5    | Ulike varmekilder . . . . .  | 50         |
| 5.3.6    | Endre returtemperatur romoppvarming . . . . .                      | 50         |
| 5.3.7    | Øke temperaturen på vannet fra de geotermiske brønnene . . . . .   | 51         |
| 5.3.8    | Endre arealet av gasskjøler GK <sub>3</sub> . . . . .              | 51         |
| 5.3.9    | Endring av massestrømmen for frostvæske . . . . .                  | 52         |
| <b>6</b> | <b>Resultater</b>  | <b>53</b>  |
| 6.1      | Resultater av analyse av driftsdata . . . . .                      | 53         |
| 6.2      | Resultat av simuleringer . . . . .                                 | 64         |
| 6.2.1    | Verifisering av U-verdi varmevekslere . . . . .                    | 64         |
| 6.2.2    | Verifisering av varmepumpemodell . . . . .                         | 65         |
| 6.2.3    | Simulering av nå-tilstand . . . . .                                | 71         |
| 6.2.4    | Tiltak for å forbedre varmepumpens drift . . . . .                 | 73         |
| <b>7</b> | <b>Diskusjon</b>   | <b>86</b>  |
| 7.1      | Analyse av drift . . . . .   | 86         |
| 7.2      | Modellering av varmepumpen . . . . .                               | 89         |
| <b>8</b> | <b>Konklusjon</b>  | <b>94</b>  |
| 8.1      | Videre arbeid . . . . .  | 95         |
| <b>A</b> | <b>Plantegninger</b>   | <b>I</b>   |
| <b>B</b> | <b>Skjermbilder fra SD-anlegget</b>                                | <b>V</b>   |
| <b>C</b> | <b>Resultater - appendiks</b>                                      | <b>VII</b> |
| C.1      | Ekstra figurer fra verifisering av modell . . . . .                | VII        |
| C.1.1    | Verifisering av modell for romoppvarming . . . . .                 | VII        |
| C.1.2    | Verifisering av modell for kombinert drift . . . . .               | IX         |
| C.2      | Ekstra figurer fra simuleringene . . . . .                         | XII        |

## Figurer

|    |   |    |
|----|---|----|
| 1  | Prinsipiell skisse av hele anlegget slik det er bygd . . . . .  | 1  |
| 2  | Ts- og ph-diagram for transkritisk varmepumpeprosess med CO <sub>2</sub> som arbeidsmedium . . . . .  | 6  |
| 3  | Sammenligning av tilpasning av temperaturkurver ved oppvarming av vann med stor temperaturstigning for vannet (1 og 2) og liten temperaturstigning for vannet (3 og 4) for varmepumpeprosesser med CO <sub>2</sub> (1 og 3) og andre konvensjonelle arbeidsmedier med subkritisk prosess (2 og 4) . . . | 6  |
| 4  | Modifisert Lorentzen-syklus [4] . . . . .   | 7  |
| 5  | COP av temperaturen på CO <sub>2</sub> ved utløpet av gasskjøleren [4] . . . . .  | 8  |
| 6  | COP for en transkritisk CO <sub>2</sub> -varmepumpe ved forskjellige fordampningstemperaturer [4] . . . . .   | 9  |
| 7  | COP for en transkritisk CO <sub>2</sub> -varmepumpe ved varierende isentropisk virkningsgrad [4] . . . . .  | 10 |
| 8  | Spesifikk varmekapasitet for CO <sub>2</sub> ved forskjellige trykk og temperaturer .   | 11 |
| 9  | Pinch-punkt i en gasskjøler der CO <sub>2</sub> kjøles ned og vann varmes opp . . .   | 12 |
| 10 | Isobarer for CO <sub>2</sub> i et Th-diagram . . . . .  | 13 |
| 11 | Målinger av COP for en CO <sub>2</sub> -varmepumpe som funksjon av gasskjølertrykk [5] . . . . .  | 14 |
| 12 | Eksempler på optimalt gasskjølertrykk for en CO <sub>2</sub> -varmepumpe [5] . . .  | 14 |
| 13 | Konfigurasjoner av gasskjølere for kombinert drift undersøkt i Natural Refrigerant CO <sub>2</sub> . [5] . . . . .  | 15 |
| 14 | Eksempler på integrerte varmtvannstanker undersøkt i Natural Refrigerant CO <sub>2</sub> [5]. . . . .   | 15 |
| 15 | Th-diagram for tredelt gasskjøler ved ulike driftssituasjoner [5] . . . . .   | 16 |
| 16 | Fyret Flerbrukshus . . . . .  | 21 |
| 17 | Prinsipiell skisse av kretsen til vannbåren oppvarming av basseng, ventilasjon og rom . . . . .   | 23 |
| 18 | Prinsipiell skisse av varmepumpen slik den er i bruk med tilkobling til tappevannstanker og varmtvannstank til varmeanlegget . . . . .  | 24 |
| 19 | Utklipp fra produktdatablad for temperatursensorene brukt i varmepumpen [14] . . . . .  | 26 |
| 20 | Bilde av instillingene for varmepumpen fra PLS . . . . .  | 27 |
| 21 | Daglig energimengde tappevann levert av varmepumpen basert på data fra måler V2 . . . . .   | 28 |
| 22 | Ytelseseksempler for gasskjølere fra Kaori [18] . . . . .   | 34 |
| 23 | Spesifikasjoner for Kaoris C-serie loddede platevarmevekslere [18] . . . .  | 35 |
| 24 | Ytelseseksempler for sugegassvarmevekslere fra Kaori [18] . . . . .   | 35 |
| 25 | Temperaturer for fordamperen i gitt intervall av måledata . . . . .   | 36 |
| 26 | U-verdi for fordamperen i gitt intervall av måledata . . . . .  | 37 |
| 27 | Skjerm bilde fra Dorin Software 19.10 . . . . .   | 38 |
| 28 | Systemskisse av varmepumpen slik den er modellert . . . . .   | 40 |
| 29 | Sammenligning av kompressorens strømforbruk ved ulike metoder . . . . .   | 43 |
| 30 | Sammenligning av kompressorens massestrøm ved ulike metoder . . . . .   | 43 |
| 31 | Sammenligning av kompressorens utløpstemperatur ved ulike metoder . .   | 44 |

|    |   |    |
|----|---|----|
| 32 | Oppbygning av modellen . . . . .  | 47 |
| 33 | Oppbygning av gasskjølermodell . . . . .  | 48 |
| 34 | Utvilking av $COP_{LZ}$ ved synkende og stigende temperaturer der null endring tilsvarer temperaturene gitt i tabell (14) . . . . . | 55 |
| 35 | Temperaturen i V1 og V2 ved alle serier med tappevannsproduksjon fra 15.03.19 . . . . .   | 56 |
| 36 | Fordampningstemperatur 15.03.19 . . . . .   | 56 |
| 37 | Fordampningstemperatur 24.09.19 og G1 gjennom året . . . . .  | 57 |
| 38 | Problem med måling av kompressorens hastighet og omregning til frekvens   | 58 |
| 39 | Tre normale sykluser for kompressoren . . . . .   | 59 |
| 40 | Sammenligning av massestrøm $CO_2$ beregnet på tre forskjellige måter . .   | 60 |
| 41 | Effekt kompressor og oppvarming av vann . . . . .   | 62 |
| 42 | Temperaturer og effekt levert fra varmpumpen ved tappevannsproduksjon   | 63 |
| 43 | Verifiseringen av $T_1$ fra modellen ved romoppvarming . . . . .  | 65 |
| 44 | Verifiseringen av $T_2$ fra modellen ved romoppvarming . . . . .  | 66 |
| 45 | Verifiseringen av $T_5$ fra modellen ved romoppvarming . . . . .  | 66 |
| 46 | Verifiseringen av $T_7$ fra modellen ved romoppvarming . . . . .  | 67 |
| 47 | Verifiseringen av $T_1$ fra modellen ved kombinert drift . . . . .  | 67 |
| 48 | Verifiseringen av $T_2$ fra modellen ved kombinert drift . . . . .  | 68 |
| 49 | Verifiseringen av $T_5$ fra modellen ved kombinert drift . . . . .  | 68 |
| 50 | Verifiseringen av $T_7$ fra modellen ved kombinert drift . . . . .  | 69 |
| 51 | Verifiseringen av $T_{R2}$ fra modellen ved kombinert drift . . . . .   | 69 |
| 52 | Verifisering av strømforbruk i kompressormodellen ved endring i $T_1$ . . .   | 70 |
| 53 | Verifisering av energi overført til $CO_2$ i kompressormodellen ved endring i $T_1$ . . . . .                                       | 70 |
| 54 | Verifisering av massestrøm $CO_2$ i kompressormodellen ved endring i $T_1$ .  | 71 |
| 55 | Verifisering av $T_2$ i kompressormodellen ved endring i $T_1$ . . . . .  | 71 |
| 56 | COP for kun romoppvarming ved simulering av nå-tilstand . . . . .   | 72 |
| 57 | COP for kombinert drift ved simulering av nå-tilstand . . . . .   | 72 |
| 58 | COP for kun tappevann ved simulering av nå-tilstand . . . . .   | 73 |
| 59 | COP for de tre driftsstrategiene ved endring i gasskjølertrykk . . . . .  | 74 |
| 60 | Endring i kompressorens årlige strømforbruk ved endring i gasskjølertrykk   | 74 |
| 61 | COP med de to kompressormodellene for romoppvarming ved endring i gasskjølertrykk . . . . .   | 75 |
| 62 | Temperaturer i gasskjølerne ved romoppvarming og gasskjølertrykk på 9.6 MPa . . . . .   | 75 |
| 63 | Temperaturer i gasskjølerne ved kombinert drift og gasskjølertrykk på 8.3 MPa . . . . .   | 76 |
| 64 | Temperaturer i gasskjølerne ved tappevannsproduksjon og gasskjølertrykk på 8.7 MPa . . . . .  | 76 |
| 65 | COP for kun romoppvarming ved bruk av skøytebanen som varmekilde .  | 77 |
| 66 | COP for kombinert drift ved bruk av skøytebanen som varmekilde . . . .  | 78 |
| 67 | COP for kun tappevann ved bruk av skøytebanen som varmekilde . . . .  | 78 |
| 68 | $T_1$ ved kun romoppvarming og bruk av skøytebanen som varmekilde . . .   | 79 |
| 69 | $T_1$ ved kombinert drift og bruk av skøytebanen som varmekilde . . . . .   | 79 |
| 70 | $T_1$ ved tappevann og bruk av skøytebanen som varmekilde . . . . .   | 80 |

|    |  |      |
|----|--|------|
| 71 | Endring i $T_7$ ved endring i massestrøm frostvæske . . . . .  | 81   |
| 72 | COP ved kombinert drift og romoppvarming ved endring av $T_{R1}$ . . . . .                                     | 82   |
| 73 | $T_{R2}$ og $T_{V3}$ ved tre ulike $T_{R1}$ . . . . .  | 82   |
| 74 | $T_{R2}$ og $T_{V3}$ endring i arealet til gasskjøler $GK_3$ . . . . .   | 83   |
| 75 | $\dot{Q}_{GK3}$ ved endring i arealet til gasskjøler $GK_3$ . . . . .  | 83   |
| 76 | Temperaturer i gasskjølerne ved tilfelle nr 1 fra Tabell 10 . . . . .  | 84   |
| 77 | Endring i fordampningstemperatur ved endring i massestrømmen til frostvæske i de geotermiske brønnen . . . . . | 85   |
| 78 | COP for kombinert drift ved simulering av nå-tilstand ved varierende $p_2$ og $T_7$ . . . . .                  | 85   |
| 79 | Temperaturer i gasskjølerne ved designtemperaturer . . . . .   | 88   |
| 80 | Skjermbilde av varmepumpen fra SD-anlegget . . . . .   | V    |
| 81 | Skjermbilde av varmeanlegget fra SD-anlegget . . . . .   | VI   |
| 82 | COP for kun romoppvarming ved simulering av nå-tilstand ved varierende $p_2$ og $T_7$ . . . . .                | XII  |
| 83 | COP for kun tappevann ved simulering av nå-tilstand ved varierende $p_2$ og $T_7$ . . . . .                    | XII  |
| 84 | Temperaturer i gasskjølerne ved tilfelle nr 1 fra Tabell 9 . . . . .   | XIII |
| 85 | Temperaturer i gasskjølerne ved tilfelle nr 7 fra Tabell 9 . . . . .   | XIII |

## Tabeller

|    |   |    |
|----|---|----|
| 1  | Termodynamiske egenskaper for forskjellige arbeidsmedier brukt i varmepumper [3] . . . . .  | 5  |
| 2  | Fordeling av areal i bygget . . . . .   | 22 |
| 3  | Oversikt over punkter brukt i analyse og måle-instrumenter tilknyttet disse punktene . . . . .                                    | 25 |
| 4  | Oversikt over komponenter i varmepumpen. Nummerering etter figur (3)  | 26 |
| 5  | Tidsintervallene det er hentet data fra. Datapunkter henviser til antall datapunkter pr måler for det gitte intervallet . . . . . | 29 |
| 6  | Data til beregning av koeffisienter til polynomer . . . . .   | 39 |
| 7  | Koeffisienter til polynomet fra Dorin . . . . .   | 41 |
| 8  | Koeffisienter til polynomene for massestrøm og virkningsgrad . . . . .  | 42 |
| 9  | Massestrøm vann brukt i simuleringer med endring i $T_{R1}$ . . . . .   | 51 |
| 10 | Massestrøm vann brukt i simuleringer med endring i arealet til $GK_3$ . . . . .   | 51 |
| 11 | Varme levert til bygget og skolen i løpet av året med måldata . . . . .   | 53 |
| 12 | Varme produsert av varmepumpen og elektrokjel til oppvarming av bygget og skolen i løpet av året med måldata . . . . .            | 53 |
| 13 | Varme levert fra varmepumpen til tappevann og oppvarming . . . . .  | 54 |
| 14 | $COP_{LZ}$ for oppvarming av vann til romoppvarming og tappevannsproduksjon ved driftsforholdene i Fyret Flerbrukshus . . . . .   | 54 |
| 15 | Endring i $COP_{LZ}$ ved en grad økning av de forskjellige temperaturene . . . . .  | 55 |
| 16 | $COP$ med bakgrunn i forskjellige utregninger . . . . .   | 61 |
| 17 | Verifiseringen av modellen til gasskjølerne, grå felt er fra simulering . . . . .   | 64 |
| 18 | Verifiseringen av modellen til sugegassvarmeveksleren, grå felt er fra simulering . . . . .                                       | 64 |
| 19 | Gjennomsnittlig endring i $COP$ ved økning av $T_{G1}$ ved drift når de geotermiske brønnen er varmekilden . . . . .              | 73 |
| 20 | Gjennomsnittlig endring i $COP$ ved økning av $T_{S1}$ ved drift når skøytebanen er varmekilden . . . . .                         | 80 |
| 21 | Endring i $COP$ og fordampningstemperatur ved endring i massestrømmen til pumpen . . . . .  | 84 |

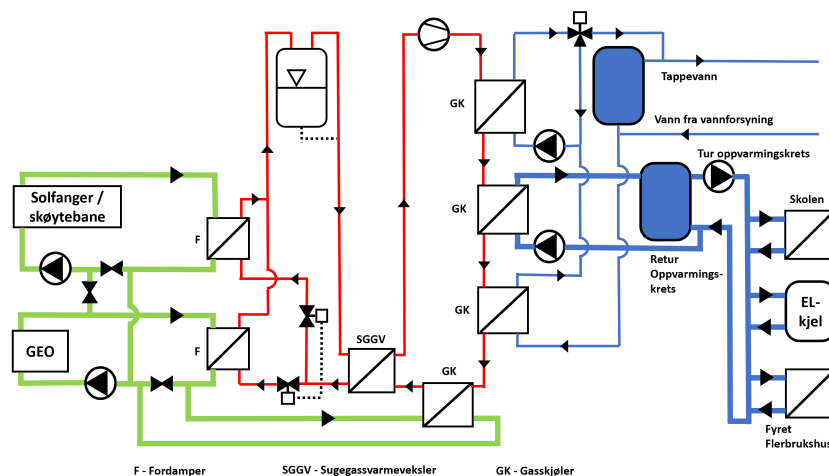
# 1 Innledning

## 1.1 Bakgrunn

Fyret Flerbrukshus ligger på øya Jøa, nord i Trøndelag. Bygget ble tatt i bruk i 2017 og er daglig i bruk av innbyggerne på Jøa til alt fra gymtimer for skolen til fritidsaktiviteter som skyting, korps og konserter. Under anskaffelsen av bygget var det stort fokus på å redusere energibruket. Bygget er oppført etter kravene i passivhusstandard NS3701 [1]. Flere av løsningene brukt i bygget er moderne og spesielt varmepumpen bruker et design som er lite utprøvd i tidligere. I den sammenhengen har bygget vært et prøveprosjekt for flere av løsningene. Det har gjort at prosjekteringen og leveringen av anlegget har støtt på nye og ukjente problemer, men også gitt nyttig informasjon om denne type anlegg.

### 1.1.1 Varmeanlegget

Med varmeanlegget siktes det her til det vannbårne varmeanlegget som er tilknyttet CO<sub>2</sub>-varmepumpen og elektrokjelen. Figur 1 viser en prinsipiell skisse av varmeanlegget slik det er bygd. Her er mange detaljer utelatt for å gi en overordnet oversikt over sammenhengene i systemet. I senter av anlegget er en varmepumpe med CO<sub>2</sub> som arbeidsmedium og borehull og utendørs isbane/solfanger som energikilder. Varmepumpen benytter seg av et design med tre gasskjølere i serie for å kunne gi samtidig oppvarming av tappevann og vann til romoppvarming. Siden denne typen anlegg er lite utprøvd i denne skalaen er det av interesse å undersøke om designet fungerer slik det er tiltenkt og om driften eventuelt kan forbedres. En nærliggende skole med høytemperatur oppvarmingssystem henter også varme fra varmepumpen for å redusere bruken av olje til oppvarming. Et annet tema av interesse er hvilken driftsstrategi som kan gi størst reduksjon i samlet CO<sub>2</sub>-utslipp fra bygget og skolen.



Figur 1: Prinsipiell skisse av hele anlegget slik det er bygd

## 1.2 Problembeskrivelse og mål for oppgaven

Målet med oppgaven er å dokumentere og analysere driftsforholdene til anlegget. Videre er målet å identifisere forbedringsmuligheter for økt COP og redusert CO<sub>2</sub>-utslipp og



deretter undersøke effekten av disse tiltakene gjennom en modell av anlegget. Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Litteraturstudie innen CO<sub>2</sub>-varmepumpeteknologi og anvendelse av den, samt optimalisering og styring. Litteraturstudiet skal se på data og erfaring fra produsenter for CO<sub>2</sub>-varmpeumpeteknologi.
2. Samle data om anlegget og presentere det på en oversiktlig måte. Tekniske skisser og data om energisystemet skal samles og organiseres. Oversikt over mulige driftsdata skal presenteres.
3. Verifisere at sensorene gir presise målinger gjennom termodynamiske modeller.
4. Utvikle modeller for analyse av anlegget. Modellene skal baseres på grunnleggende termodynamiske modeller, eventuelt statistiske eller hybride modeller dersom det er vanskelig å etablere termodynamiske modeller.
5. Undersøke effekten av ulike tiltak for forbedring av effektfaktor og reduksjon av CO<sub>2</sub>-utslipp.
6. Presentere resultater for anleggets driftsdata og effekten av tiltakene.

## **1.3 Struktur og innhold**

### **Kapittel 1 Innledning**

Presenterer bakgrunn, målsetning, struktur og avgrensning for oppgaven.

### **Kapittel 2 Litteraturstudie**

Tar for seg litteratur som er relevant for oppgaven. Litteraturstudiet ser på bruken av CO<sub>2</sub> som arbeidsmedium i varmepumper, studier av tredelt gasskjølerdesign og metoder brukt til modellering av lignende anlegg.

### **Kapittel 3 Fyret Flerbrukshus**

Kapittelet presenterer bygget og varmeanlegget som undersøkes i denne oppgaven. Oppbygningen av varmepumpen og hvordan den styres beskrives også mer detaljert.

### **Kapittel 4 Analyse av nåværende drift**

Her beskrives metodene som er brukt til innsamling av data og analyse av disse dataene.

### **Kapittel 5 Modellering av varmepumpen**

Dette kapittelet tar først for seg komponentene som har krevd spesielle metoder i modelleringen. Deretter beskrives modelleringen av varmepumpen og hvordan simuleringene er gjennomført for å undersøke de ulike tiltakene for forbedring av driften.

### **Kapittel 6 Resultater**

Kapittelet presenter resultatene fra analysen av data fra anlegget etterfulgt av resultatene fra simuleringene av varmepumpen.

## **Kapittel 7 Diskusjon**

Her diskuteres resultatene, mulige feilkilder og validiteten til resultatene, først for analysen og deretter for simuleringene.

## **Kapittel 8 Konklusjon**

Konklusjonen oppsummerer diskusjonen og de viktigste funnene fra analysen og simuleringene. Til slutt presenteres forslag til videre arbeid.

### **1.4 Avgrensning**

Hovedfokuset i analysen og modelleringen presentert i denne oppgaven er rettet mot varmpumpen. Analysen ser på varmpumpens ytelsesdata ved nåværende driftsforhold og hensikten med modelleringen er å se på effekten av endring i disse forholdene. Oppgaven isolerer varmpumpen og ser derfor ikke på andre deler av anlegget

## 2 Litteraturstudie

### 2.1 CO<sub>2</sub> som arbeidsmedium

Arbeidsmediet brukt i en varmepumpe har stor innvirkning på driften av varmepumpen. CO<sub>2</sub> har egenskaper som skiller seg fra andre vanlige arbeidsmedier i varme- og kjøleanlegg. Det er derfor viktig å forstå hvordan CO<sub>2</sub> oppfører seg for å forstå varmepumpeprosessen som undersøkes i denne oppgaven.

#### 2.1.1 Historisk utvikling for CO<sub>2</sub> som arbeidsmedium i kjøleprosesser

Å bruke CO<sub>2</sub> som arbeidsmedium i kjøleprosesser ble foreslått allerede i 1850. Utover de første tiårene av 1900-tallet var CO<sub>2</sub> mye brukt, spesielt til kjøling i marine applikasjoner. Med utviklingen av kunstige arbeidsmedier som varianter av KFK og HKFK ble CO<sub>2</sub> gradvis faset ut i løpet av 1950- og 60-tallet [2]. Etter hvert som miljømessige konsekvenser fikk større fokus gjennom Montreal-protokollen (1987, rettet mot ozon-nedbrytende egenskaper) og Kyoto-protokollen (1997, rettet mot drivhusgasser) har naturlige arbeidsmedier igjen blitt mer aktuelle [3].

Gjenoppdagelsen av CO<sub>2</sub> som arbeidsmedium kom mot slutten av 1980-tallet gjennom arbeidet til Lorentzen og Pettersen [4]. Som varme-/kjølemedium har CO<sub>2</sub> gode termodynamiske egenskaper og er verken brennbart, giftig eller miljøskadelig. Likevel ble gjenintroduksjonen møtt med tvil i det vitenskapelige miljøet på grunn av høye trykknivå, lav teoretisk virkningsgrad og behov for utvikling av komponenter. Ved hjelp av tilpassing av systemet og nye komponenter kan man nå unngå disse utfordringene. De høye trykknivåene kan nå bli sett på som en fordel fordi det gir høyere volumetrisk kapasitet, hvilket igjen gir mer kompakte komponenter og systemer [2]. Tabll 1 viser termodynamiske egenskaper for typiske arbeidsmedium brukti varmepumper. R407C, R410A og R134A er HFK-varianter, R717 ammoniakk, R290 Propan og R744 CO<sub>2</sub>.

|   | R407C   | R410A           | R134a   | HFO                 | R717               | R290                | R744 (CO <sub>2</sub> ) |
|---|---------|-----------------|---------|---------------------|--------------------|---------------------|-------------------------|
| Molvekt [g/mol]                         | 86.2    | 72.6            | 102.0   | 114                 | 17.03              | 44.10               | 44.01                   |
| Kokepunkt, 0.1 MPa [°C]                 | -43.8   | -51.4           | -26.1   | -19.0               | -33.3              | -42.1               | -78.03                  |
| Kritisk temperatur [°C]                 | 86.0    | 72.5            | 101.1   | 109.4               | 132.3              | 96.8                | 31.1                    |
| Kritisk trykk [MPa]                     | 4.63    | 4.90            | 4.07    | 3.64                | 11.33              | 4.25                | 7.38                    |
| Fordampnings-trykk 0°C [MPa]            | 0.57    | 0.8             | 0.29    | *                   | 0.43               | 0.48                | 3.49                    |
| Fordampnings-entalpi 0°C [kJ/kg]        | 209     | 221             | 199     | *                   | 1262               | 375                 | 231                     |
| Tetthet, væske 0°C [kg/m <sup>3</sup> ] | 1237    | 1171            | 1295    | *                   | 693                | 493                 | 928                     |
| Tetthet, gass 0°C [kg/m <sup>3</sup> ]  | 20      | 31              | 14      | *                   | 4                  | 10                  | 98                      |
| Kondenserings-temperatur 2.5 MPa [°C]   | 60      | 53 <sup>1</sup> | 77      | *                   | 58                 | 68                  | -12                     |
| GWP [-]                                 | 1770    | 2090            | 1430    | 6                   | 0                  | 4                   | 0 (1)                   |
| Giftig/Brennbar                         | Nei/Nei | Nei/Nei         | Nei/Nei | Nei/Ja <sup>2</sup> | Ja/Ja <sup>3</sup> | Nei/Ja <sup>4</sup> | Nei/Nei                 |

1)  $t_k$  ved 3.5 MPa 2) A2L 3) B2L 4) A3

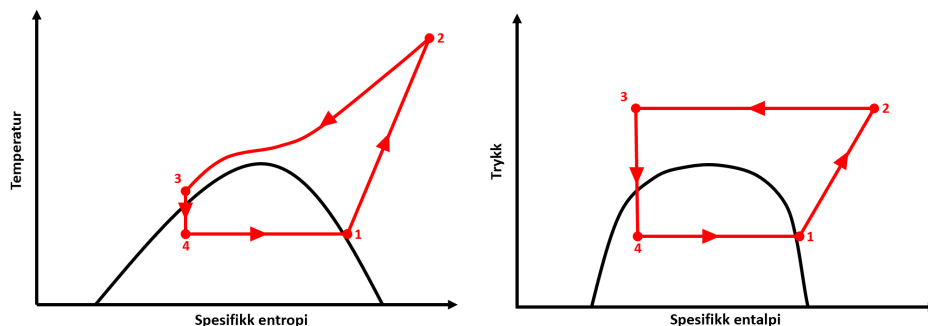
Tabell 1: Termodynamiske egenskaper for forskjellige arbeidsmedier brukt i varmepumper [3]

### 2.1.2 CO<sub>2</sub> som arbeidsmedium i varmepumper

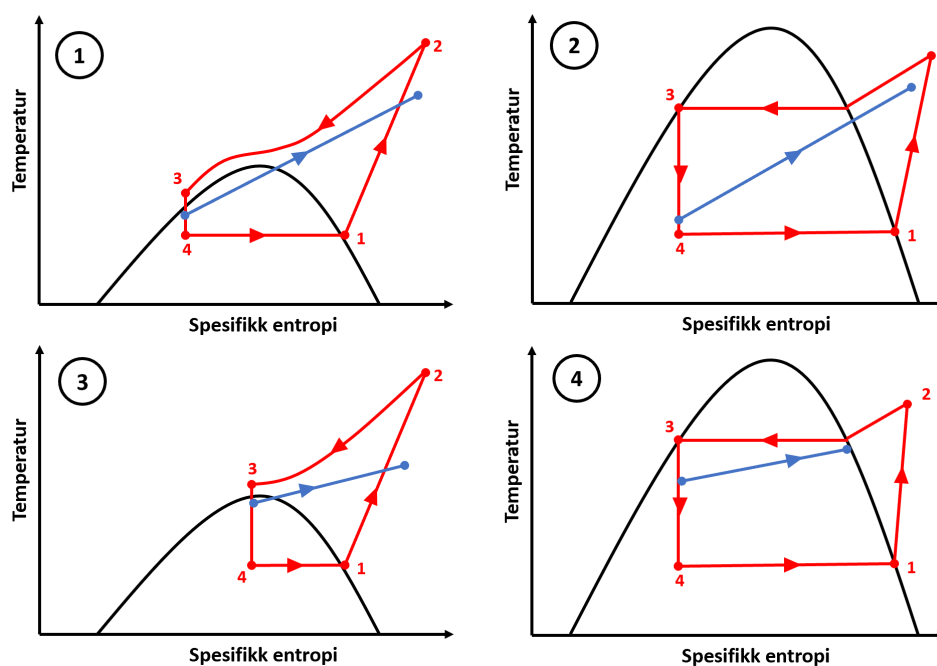
Med kritisk punkt ved 31,1 °C og 73,8 bar skiller CO<sub>2</sub> seg fra andre konvensjonelle arbeidsmedier ved at varmepumper designet for oppvarming av rom eller varmtvann benytter seg av en transkritisk prosess. Figur 2 viser en typisk transkritisk varmepumpeprosess med CO<sub>2</sub> som arbeidsmedium i henholdsvis Ts- og ph-diagram. I fasen for varmeavgivning er mediet i superkritisk tilstand, hvilket betyr at varmeoverføringen gjøres i en gasskjøler, ikke kondensatorer som i subkritiske prosesser. Et viktig aspekt ved den superkritiske tilstanden er at varmen avgis ved synkende temperatur gjennom gasskjøleren. Dette kan gi en bedre temperaturtilpasning når varmemottakeren gjennomgår en betydelig temperaturstigning, for eksempel ved oppvarming av tappevann [4]. I Japan, der CO<sub>2</sub>-varmepumper til denne applikasjonen er mye brukt, har man sett en årsvarmefaktor (SCOP) på over 4 [2]. Figur 3 demonstrerer forskjellene i temperaturtilpasning mellom en varmepumpe-syklus med CO<sub>2</sub> og en annen subkritisk prosess ved stort og lite temperaturløft for mediet som varmes opp.

Som nevnt opererer kjøleprosesser med CO<sub>2</sub> ved høye trykk, gjerne i område 3-12 MPa. Dette er gjerne forbundet med økt fare, men på grunn av kompakte systemer er den lag-

rede eksplosjonsenergien i et  $\text{CO}_2$ -system av samme størrelse som for andre arbeidsmedier [2]. De høye trykknivåene gir også en fordel ved at trykkforholdet blir lavere sammenlignet med andre arbeidsmedier [3]. Dette øker kompressorens isentropiske og volumetriske virkningsgrad.



Figur 2: Ts- og ph-diagram for transkritisk varmepumpeprosess med  $\text{CO}_2$  som arbeidsmedium



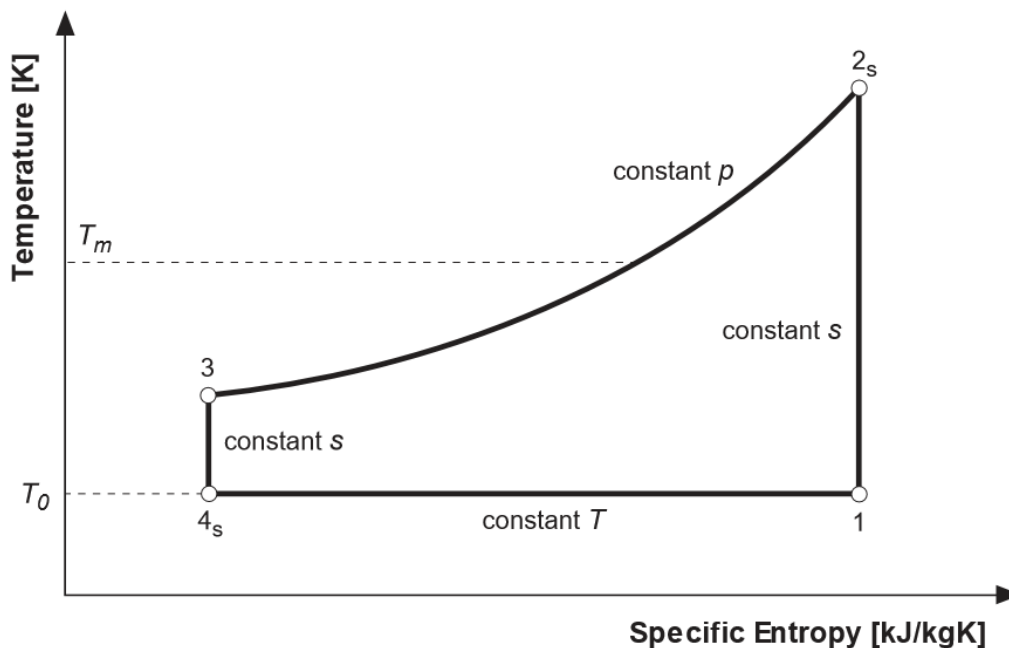
Figur 3: Sammenligning av tilpasning av temperaturkurver ved oppvarming av vann med stor temperaturstigning for vannet (1 og 2) og liten temperaturstigning for vannet (3 og 4) for varmepumpeprosesser med  $\text{CO}_2$  (1 og 3) og andre konvensjonelle arbeidsmedier med subkritisk prosess (2 og 4)

### 2.1.3 Modifisert Lorentzen-syklus

En teoretisk referanse for virkningsgraden er nyttig for å se undersøke potensialet i en varmepumpeprosess. På grunn av den glidende temperaturen blir den modifiserte

Lorentzen-syklusen brukt som teoretisk referanse i transkritiske varmepumper med CO<sub>2</sub>, i motsetning til reversert Carnot-syklus som benyttes for subkritiske varmepumper [4]. Syklusen, vist i Figur 4 består av følgende steg:

- 1 - 2<sub>s</sub> Isentropisk kompresjon
- 2<sub>s</sub> - 3 Isobarisk varmeavgivning ved synkende temperatur
- 3 - 4<sub>s</sub> Isentropisk ekspansjon
- 4<sub>s</sub> - 1 Isotermisk absorpsjon av varme



Figur 4: Modifisert Lorentzen-syklus [4]

Effektfaktor (COP) for en modifisert Lorentzen-syklus er definert ved [4]:

$$COP_{LZ} = \frac{T_m}{T_m - T_0} \quad (2.1.1)$$

$$T_m = \frac{T_{2s} - T_3}{\ln\left(\frac{T_{2s}}{T_3}\right)} \quad (2.1.2)$$

Der  $T_{2s}$  og  $T_3$  henviser til temperaturen til væsken som varmes opp og  $T_0$  er temperaturen til varmekilden. Dette gir:

$$COP_{LZ} = \frac{T_{2s} - T_3}{(T_{2s} - T_3) - T_0 \cdot \ln\left(\frac{T_{2s}}{T_3}\right)} \quad (2.1.3)$$

Lorentzen-virkningsgrad brukes som et mål på virkningsgrad for transkritiske CO<sub>2</sub>-sykluser. Den er definert ved [4]:

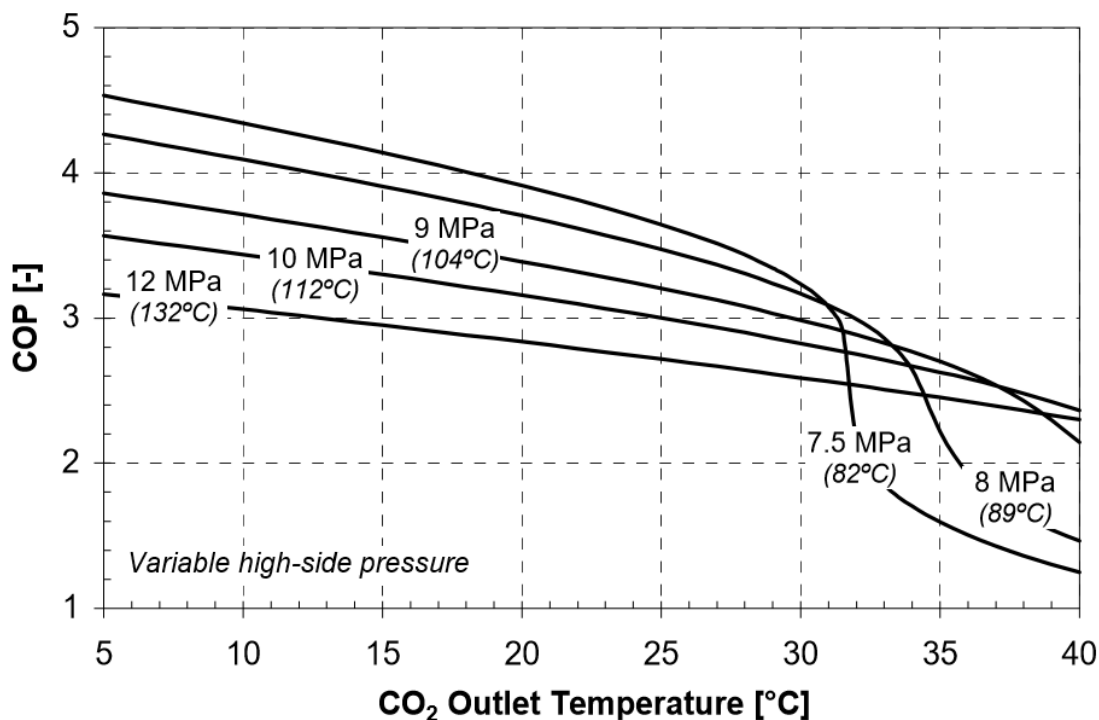
$$\eta_{LZ} = \frac{COP_{HP}}{COP_{LZ}} \quad (2.1.4)$$

#### 2.1.4 Effektfaktor for varmepumpeprosesser med CO<sub>2</sub>

COP til en CO<sub>2</sub>-varmepumpe er gitt ved ligning 2.1.5 der  $\dot{Q}_{GK}$  er energien overført i gasskjøleren og  $W_K$  er kompressorarbeidet.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{GK}}{W_K} \quad (2.1.5)$$

Figur 5 viser hvordan COP for en en-steps transkritisk CO<sub>2</sub>-varmepumpe utvikler seg ved forskjellige trykk på høytrykkssiden ut ifra utløpstemperaturen til CO<sub>2</sub> etter gasskjøleren. Her er det antatt en fordampningstemperatur på -5 °C, 5 K overheting av sugegassen, 60 % isentropisk virkningsgrad for kompressoren og 10 % varmetap i kompressoren [4]. Temperaturen til CO<sub>2</sub> ved innløpet til gasskjøleren er oppgitt i parentes.

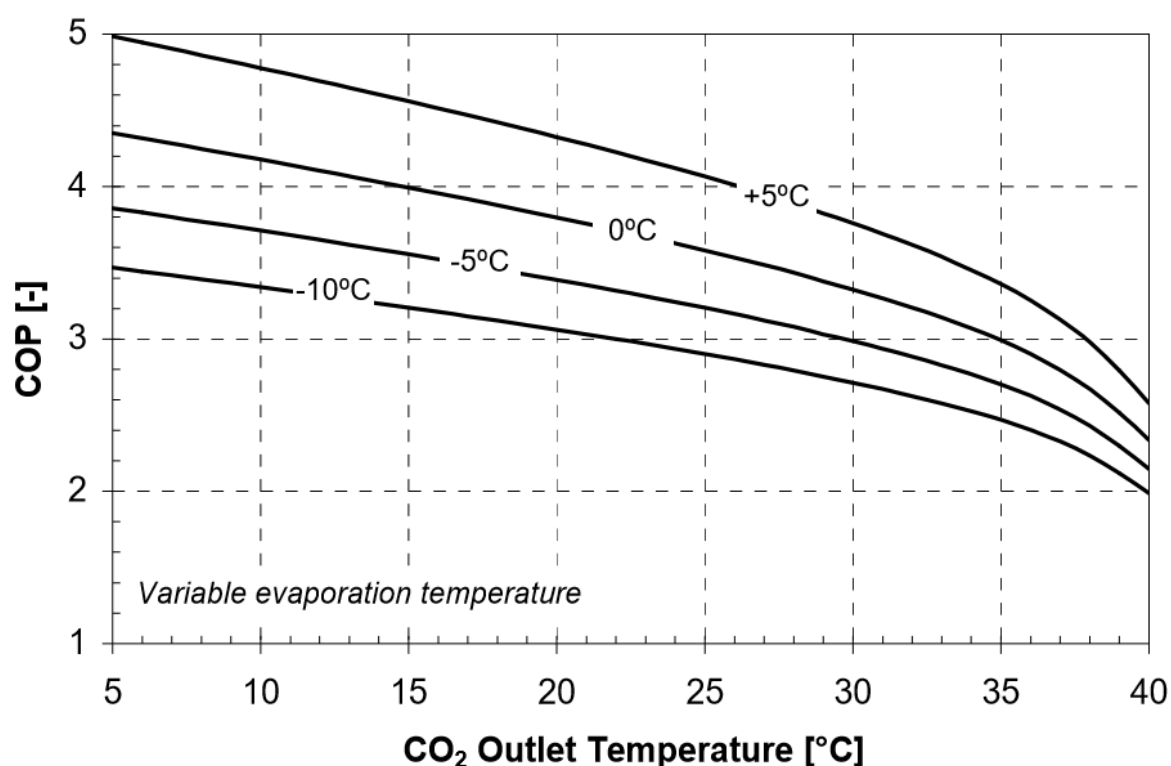


Figur 5: COP av temperaturen på CO<sub>2</sub> ved utløpet av gasskjøleren [4]

Ut ifra Figur 5 kan man se følgende [4]:

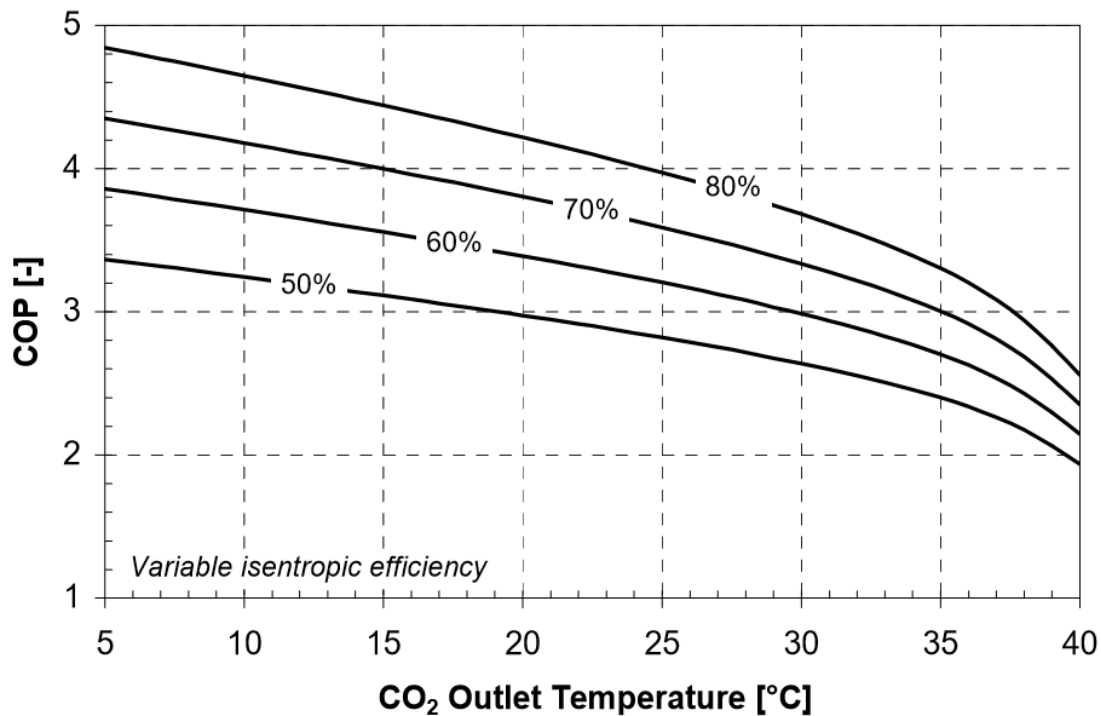
- Relativt lavt trykk på høytrykkssiden, relativt lav temperatur på CO<sub>2</sub> ut ifra gasskjøleren, og varmeavgivning over et bredt temperaturspekter er viktig for å oppnå høy COP.
- Ved temperaturer og trykk på høytrykkssiden nær kritisk trykk og temperatur er COP-kurvene bratte. Dette gjør at små variasjoner i temperatur på CO<sub>2</sub> ut av gasskjøleren gir signifikante endringer i COP.
- COP-kurvene er tilnærmet lineære når utløpstemperaturen fra gasskjøleren for CO<sub>2</sub> er under 30 °C. I disse tilfellene øker COP med omtrent 1 % per Kelvin reduksjon av utløpstemperatur.
- Ved utløpstemperaturer for CO<sub>2</sub> under 30 °C øker COP med omtrent 1.5 til 3.5 % per 0.1 MPa reduksjon i trykk på høytrykkssiden.

I tillegg til utløpstemperatur for CO<sub>2</sub> og trykk på høytrykkssiden, er COP sterkt påvirket av fordampningstemperaturen og isentropisk virkningsgrad [4]. Dette illustreres i Figur 6 og (7. I begge figurene er trykket på høytrykkssiden 9 MPa, ellers er forholdene like som for Figur 5. Ved utløpstemperaturer for CO<sub>2</sub> fra gasskjøleren øker COP med omtrent 2.5 % per grad Kelvin økning i fordampningstemperatur, mens 1 % økning i isentropisk virkningsgrad for kompressoren gir 1.2 % økning i COP [4].



Figur 6: COP for en transkritisk CO<sub>2</sub>-varmepumpe ved forskjellige fordampningstemperaturer [4]



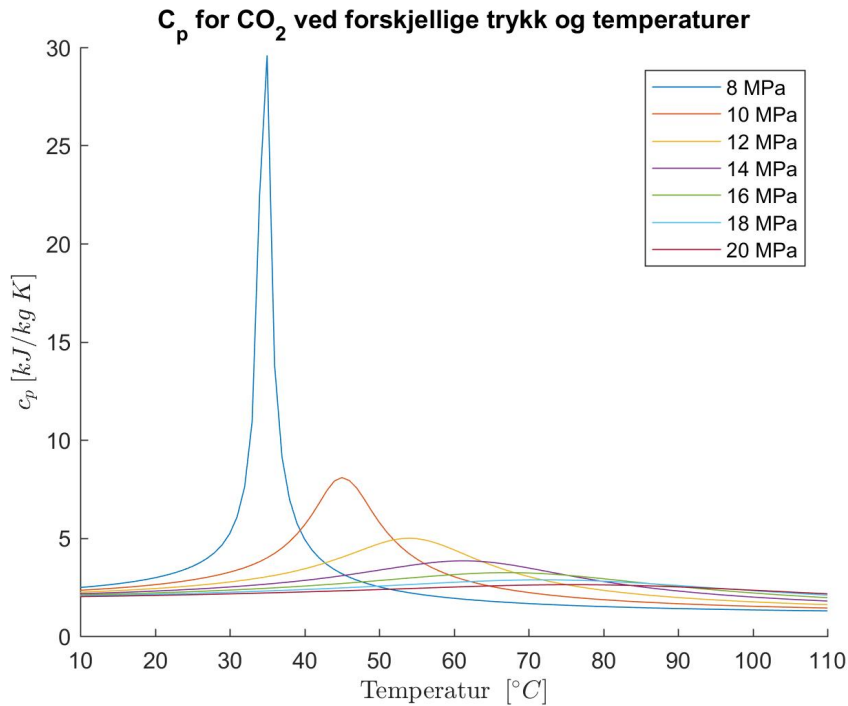


Figur 7: COP for en transkritisk CO<sub>2</sub>-varmepumpe ved varierende isentropisk virkningsgrad [4]

## 2.2 Temperaturtilpasning i gasskjøler

Med de spesielle egenskapene CO<sub>2</sub> har som arbeidsmedium er også varmeavgivningen annerledes sammenlignet med andre arbeidsmedier. Den synkende temperaturen, og dermed den varierende spesifikke varmekapasiteten, gir en varierende temperaturforskjell mellom CO<sub>2</sub> og vannet som varmes opp. Dette er avgjørende for temperaturen som kan oppnås for vannet ut av gasskjøleren og den totale energimengden som avgis. Av den grunnen er det nødvendig å se nærmere på temperaturtilpasning i gasskjølere.

Spesifikk varmekapasitet for superkritisk CO<sub>2</sub> varierer med trykk og temperatur som vist i Figur 8. Siden CO<sub>2</sub> avgir varme med synkende temperatur gjennom gasskjøleren vil altså varmekapasiteten til CO<sub>2</sub> variere gjennom gasskjøleren.

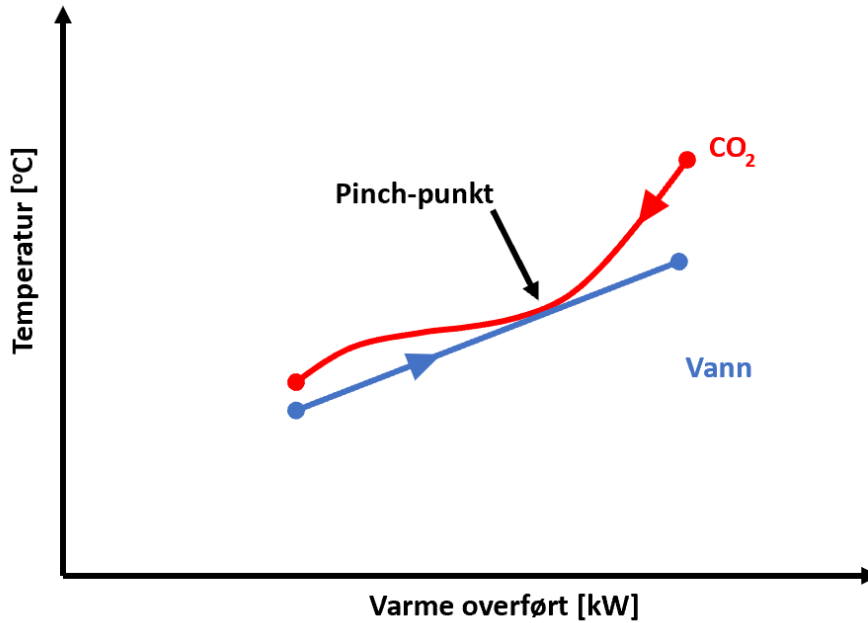


Figur 8: Spesifikk varmekapasitet for CO<sub>2</sub> ved forskjellige trykk og temperaturer

Stigningen til temperaturkurvene i et Th-diagram for gasskjøleren kan uttrykkes ved [5]:

$$\frac{\partial t}{\partial H} = \frac{1}{\dot{m} \cdot c_p} = \frac{1}{CP} \quad (2.2.1)$$

Her er  $\partial t$  endring i temperatur og  $\partial H$  endring i entalpi. Ved konstant massestrøm vil derfor økende  $c_p$  gjøre at det per grad endring i temperatur kreves overføring av mer varme. Spesifikk varmekapasitet for luft og vann er i motsetning til CO<sub>2</sub>, praktisk talt konstante innenfor det aktuelle temperaturområdet [5]. Denne kombinasjonen av konstant varmekapasitet for vann/luft og varierende varmekapasitet for CO<sub>2</sub> gjør at det kan oppstå pinch-punkt inne i gasskjøleren, vist i Figur 9. I pinch-punktet er  $CP_{\text{vann}} = CP_{\text{CO}_2}$ . Ved konstant massestrøm og  $C_p$  for vann vil derfor dette pinch-punktet begrense varmeoverføringen i hele gasskjøleren.

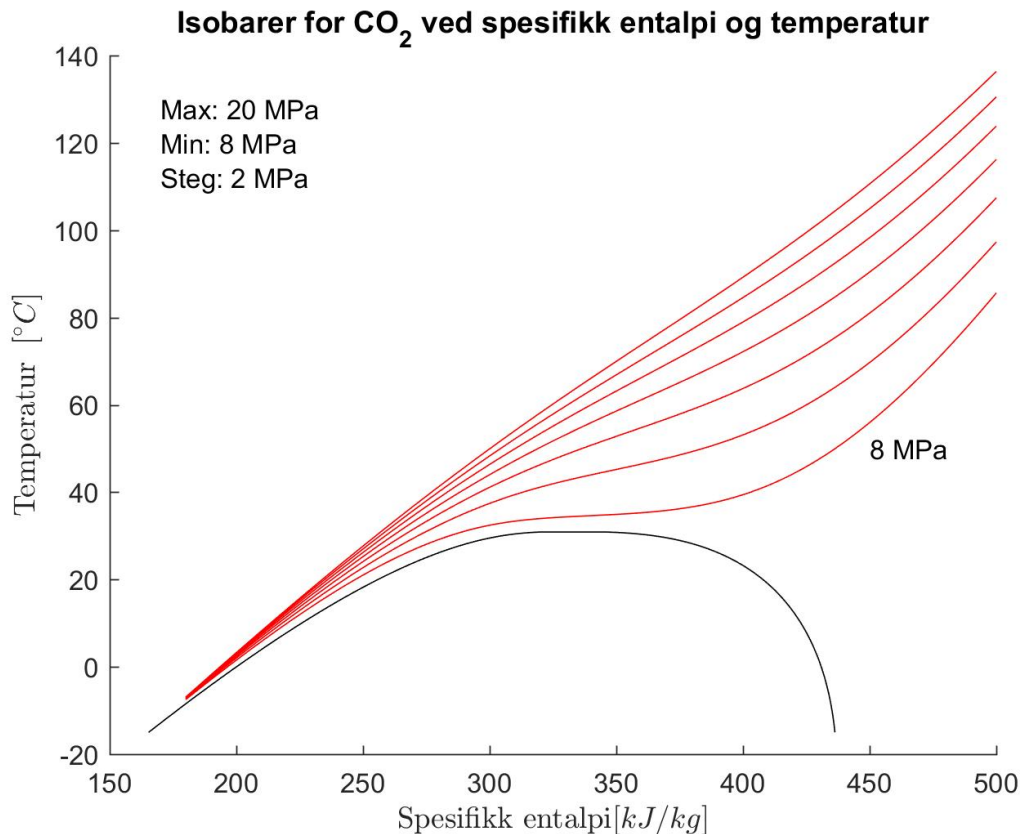


Figur 9: Pinch-punkt i en gasskjøler der CO<sub>2</sub> kjøles ned og vann varmes opp

Den totale varmeoverføringen fra eller til et fluid i en varmeveksler kan uttrykkes ved [5]:

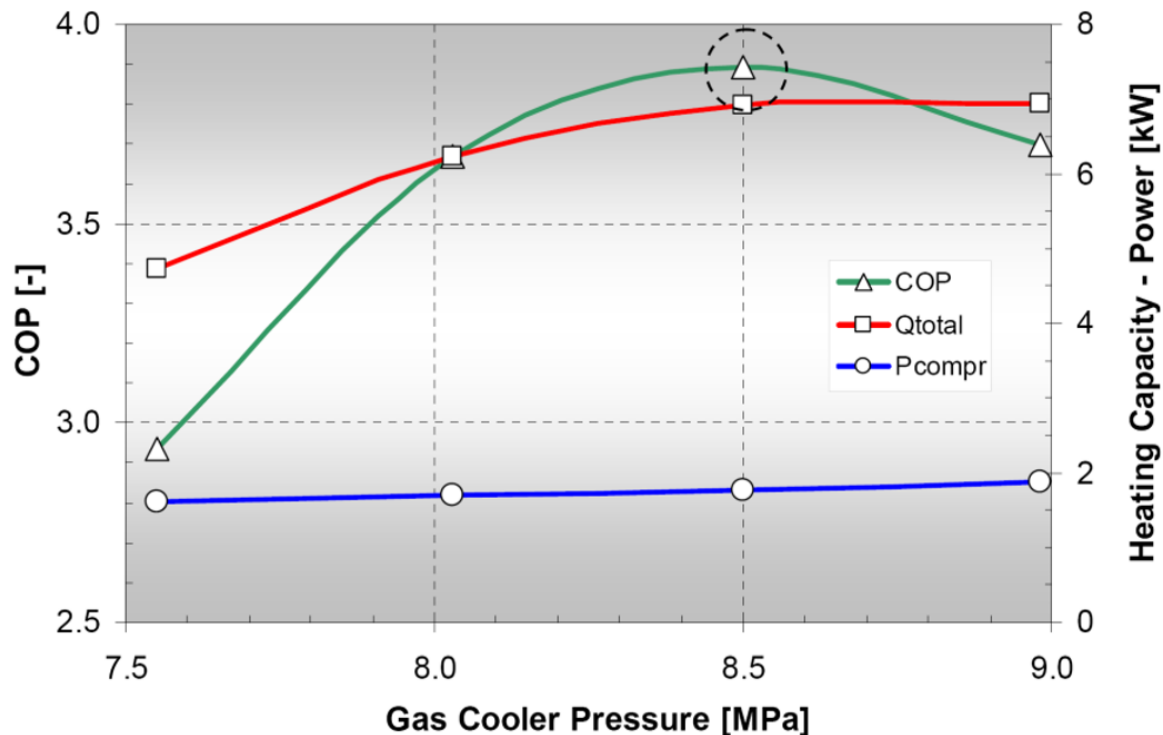
$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t \quad (2.2.2)$$

Der  $\dot{Q}$  [kW] er overført effekt,  $\dot{m}$  [kg/s] er massestrøm,  $c_p$  er spesifikk varmekapasitet og  $\Delta T$  [K] er temperatur forskjell inn og ut av varmeveksleren for fluidet. Ved for eksempel oppvarming av tappevann skal vannet generelt varmes opp fra en gitt innløpstemperatur til en sett-punkt-temperatur. Et tiltak for å unngå pinch kunne vært å øke massestrømmen for vannet. Ved den samme varmeoverføringen i varmeveksleren ville det resultert i en slakere kurve for vannet slik at man unngår pinch, men med konsekvensen av at vannet ikke når høy nok temperatur. Et annet alternativ for å tilpasse temperaturkurvene i gasskjøleren er å endre trykket for CO<sub>2</sub> [5]. Nedkjøling av CO<sub>2</sub> ved (tilnærmet) konstant trykk vil følge isobarene i Th-diagrammet til CO<sub>2</sub>, vist i Figur 10.



Figur 10: Isobarer for CO<sub>2</sub> i et Th-diagram

Brattheten på isobarene henger sammen med variasjonen av  $C_p$  for CO<sub>2</sub> som diskutert tidligere. Figur 10 viser at høyere trykk gir mer lineære isobarer. Altså vil man ved høyere gasskjølertrykk kunne oppnå bedre temperaturlpasning mot en lineær temperaturkurve for vann. Kostnaden for denne forbedringen i temperaturlpasning kommer med en økning i kompressorarbeid, for å oppnå høyere trykk. I *Natural Refrigerant CO<sub>2</sub>, Module 5, Stene* under avsnitt 5.3.3.3 *Optimum Gas Cooler Pressure* vises målinger gjort av COP ved forskjellige gasskjølertrykk for en 7 kW væske-til-vann CO<sub>2</sub>-varmepumpe for oppvarming av vann til romoppvarming og tappevann. Temperaturnivåene var 30/35 °C for romoppvarming og 5/60 °C for tappevann. Resultatet vises i Figur 11, optimalt gasskjølertrykk var omtrent 8.5 MPa. Det samme avsnittet beskriver også optimalt gasskjølertrykk for en CO<sub>2</sub>-varmepumpe for kombinert drift med romoppvarming og tappevann ved forskjellige sett-punkt-temperaturer. Disse resultatene er gjengitt i Figur 12.



Figur 11: Målinger av COP for en CO<sub>2</sub>-varmepumpe som funksjon av gasskjølertrykk [5]

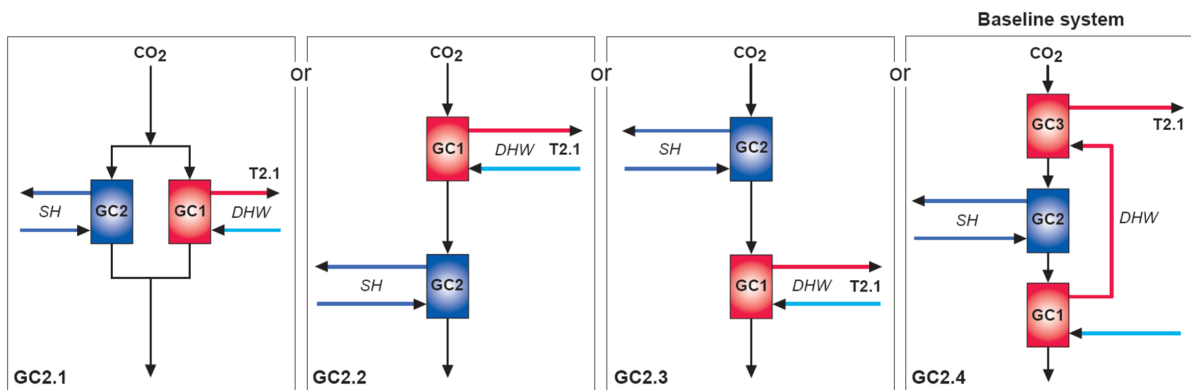
| Temperature level      | 33/28°C | 35/30°C | 45/40°C | 5/60°C | 5/70°C | 5/80°C |
|------------------------|---------|---------|---------|--------|--------|--------|
| p <sub>opt</sub> [bar] | 80      | 85      | 95      | 90     | 100    | 110    |

Figur 12: Eksempler på optimalt gasskjølertrykk for en CO<sub>2</sub>-varmepumpe [5]

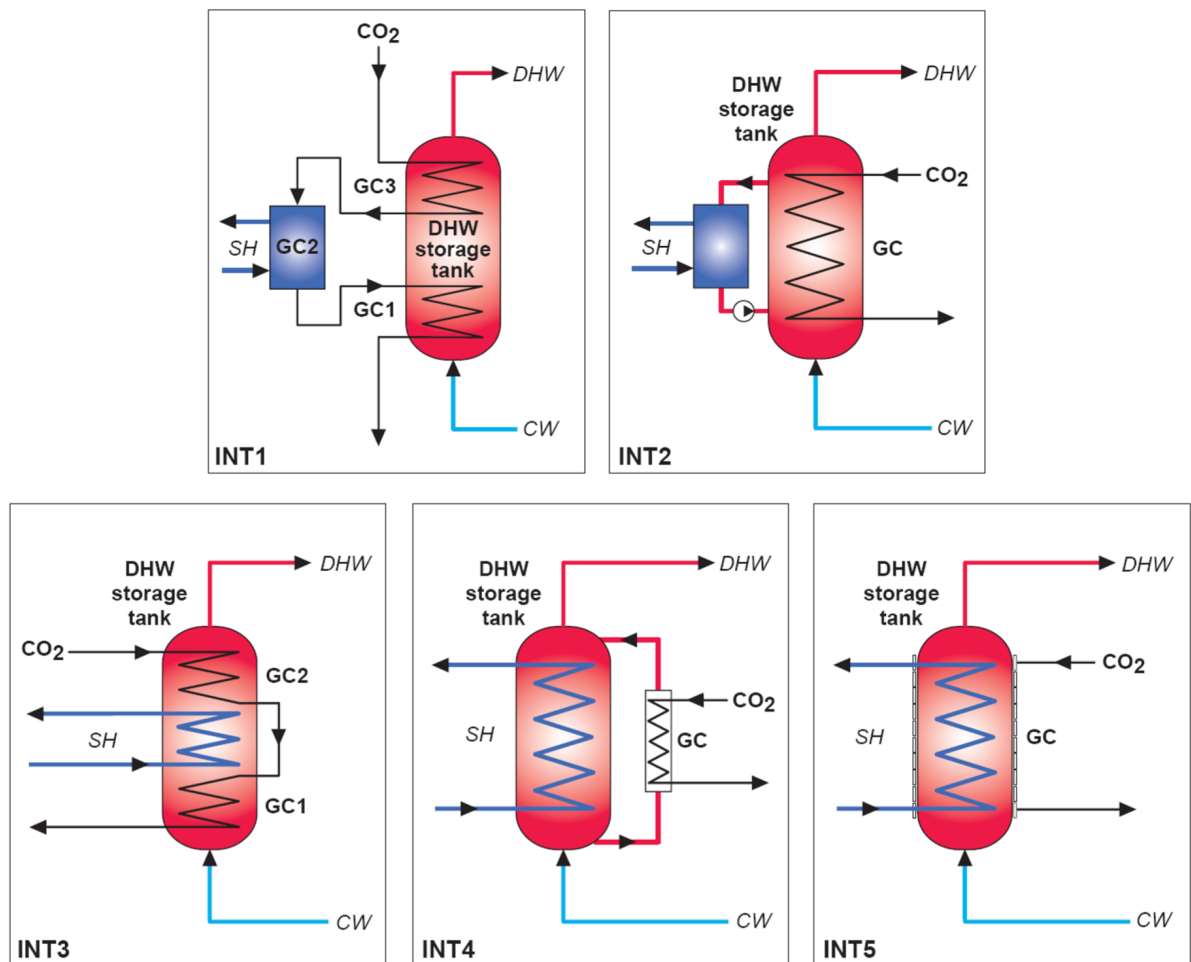
### 2.3 CO<sub>2</sub>-varmepumper til kombinert drift

Varmepumpen i Fyret Flerbrukshus er designet for å kunne drives med samtidig oppvarming av tappevann og vann til romoppvarming. Måten dette er løst på er et lite utprøvd design og er derfor viktig å forstå for å kunne se på forbedringsmuligheter. *Natural Refrigerant CO<sub>2</sub>, Module 5*, Stene [5] del 5.5 diskuterer flere konfigurasjoner av gasskjølere og integrerte varmtvannstanker som er aktuelle ved bruk av en CO<sub>2</sub>-varmepumpe til slik drift. Kort oppsummert trekkes en konfigurasjon med 3 gasskjølere i serie (Baseline system i Figur 13) fram som den løsningen med høyest COP. En annen måte å konfigurere varmevekslingen på er ved å integrere varmtvannstankene i varmepumpekretsen ved at arbeidsmediet går i rør inne i varmtvannstankene og dermed varmer opp tappevannet direkte. Oppsettene med integrerte varmtvannstanker som er inkludert i Figur 14 oppnår alle lavere COP sammenlignet med Baseline system, enten på grunn av mangel på motstrøms varmeveksling eller fordi arbeidsmediet ikke kjøles godt nok ned. Når det gjelder gasskjølere er alternativene to gasskjølere, enten i serie eller parallelt, eller tre gasskjølere

i serie. I denne figuren representerer SH romoppvarming, DHW tappevann og GC gasskjøler. Figur 15 viser Th-diagram for tredelt gasskjøler ved ulike driftssituasjoner [5]. Her er tur-/retur-temperatur 35/30 °C for romoppvarming og 70/6.5 °C for tappevann.

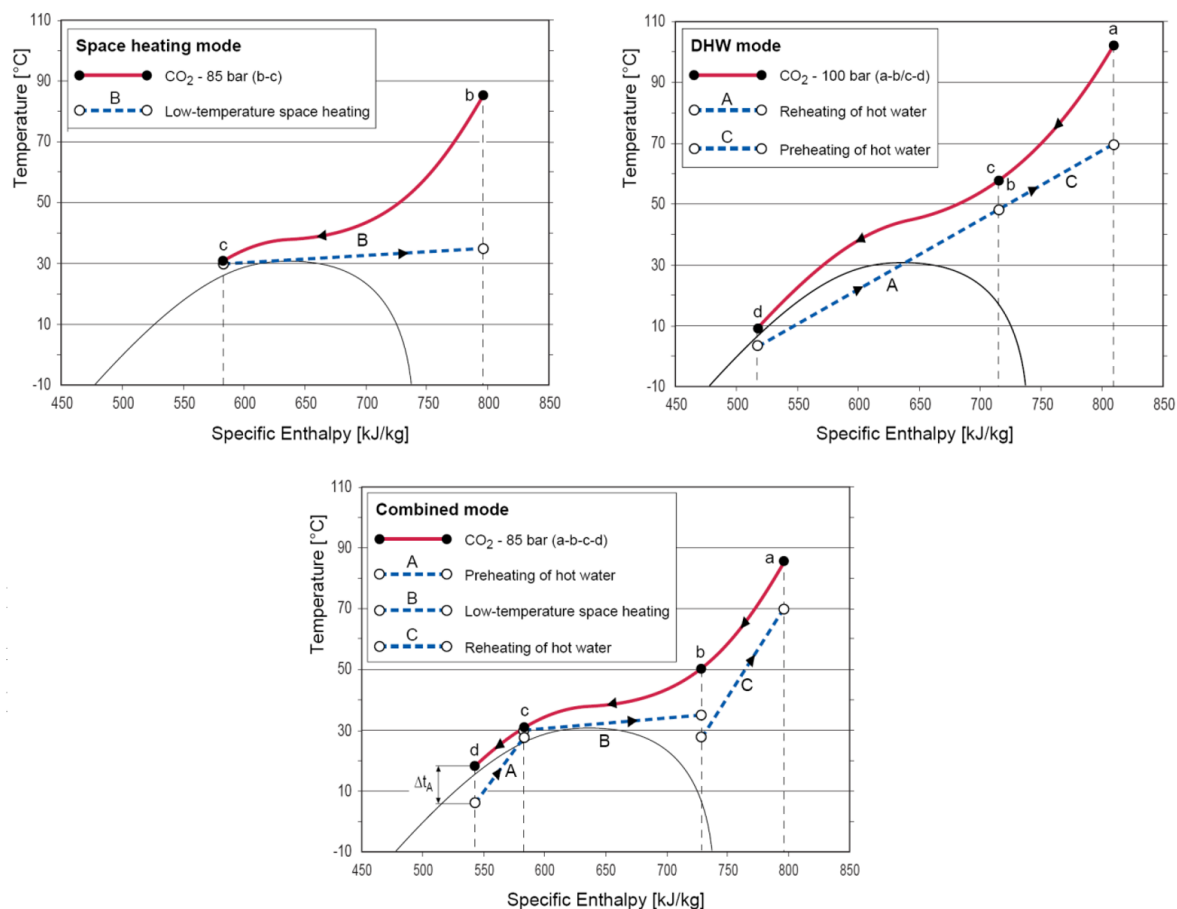


Figur 13: Konfigurasjoner av gasskjølere for kombinert drift undersøkt i Natural Refrigerant CO<sub>2</sub>. [5]



Figur 14: Eksempler på integrerte varmtvannstanker undersøkt i Natural Refrigerant CO<sub>2</sub> [5]

### 2.3.1 Tredelt gasskjøler



Figur 15: Th-diagram for tredelt gasskjøler ved ulike driftssituasjoner [5]

Varmepumpen i Fyret flerbrukshus tilsvarende designet i GC2.4 i Figur 13. Som nevnt tidligere er denne konfigurasjonen med tredelt gasskjøler den løsningen av de undersøkte som totalt sett oppnår høyest COP ved en kombinasjon av kombinert drift, kun tappevann og kun romoppvarming [4, 5]. Hensikten med denne konfigurasjonen, spesielt ved kombinert drift, er å utnytte den varierende varmekapasiteten til CO<sub>2</sub> gjennom gasskjøleren. Løsningen muliggjør god temperaturlpasning i gasskjøleren ved at tappevann forvarmes i GC1 og varmes til ønsket temperatur i GC3. GC2 brukes til å varme opp vann til romoppvarming. I tillegg til god temperaturlpasning gjør dette oppsettet at temperaturen på CO<sub>2</sub> etter gasskjøleren blir lav, et kriterium for å oppnå høy COP for en CO<sub>2</sub>-varmepumpe [4].

Det er i kombinert drift dette oppsettet gir høyest effektfaktor med COP omtrent lik 4 som høyeste verdi. I tappevanns-modus var COP omtrent 3.8 og i romoppvarmings-modus var COP omtrent 3.15. Den årlige varmefaktoren for systemet vil derfor avhenge av andelen energi levert til tappevann i forhold til total energimengde levert. I doktorgradsavhandlingen *Residential CO<sub>2</sub> Heat Pump System for Combined Space Heating and Hot Water Heating* av Jørn Stene oppsummerer konklusjonen med at et slikt system kan

oppnå lik eller høyere årlig energifaktor som konvensjonelle varmpumpeanlegg dersom:

- CO<sub>2</sub>-varmpumpen dekker hele behovet for oppvarming av tappevann og den totale energien levert til oppvarming av tappevann utgjør 25-30 % av total energi levert fra varmpumpen.
- CO<sub>2</sub>-varmpumpen kjører i kombinert drift når det er samtidig behov for romoppvarming og oppvarming av tappevann.
- Returtemperaturen for vannbasert romoppvarming er omtrent 30 °C eller lavere.
- Tappevannet som tilføres gasskjøleren er 10 °C eller lavere.
- De termodynamiske tapene i varmtvannstanken er små.

## 2.4 Modellering av CO<sub>2</sub>-varmpumper

En presis datamodell gjør det mulig å undersøke effekten av tiltak for å forbedre anleggets drift. Modellering av CO<sub>2</sub>-varmpumper skiller seg noe fra anlegg med andre arbeidsmedier på grunn av at arbeidsmediet er i superkritisk tilstand i deler av prosessen. Som vist tidligere varierer spesifikk varmekapasitet betydelig i denne tilstanden, spesielt rundt det kritiske punktet. Dette gjør at man ikke kan anta konstant spesifikk varmekapasitet, og dermed ikke kan benytte de tradisjonelle metodene for modellering av varmevekslere hvor denne antagelsen er sentral. Et eksempel på modellering av en CO<sub>2</sub>-varmpumpe er presentert i artikkelen *Experimental investigation on air-source transcritical CO<sub>2</sub> heat pump water heater system at a fixed water inlet temperature* av Shouguo Wang, Hanfei Tuo, Feng Cao, Ziwen Xing [6]. I dette tilfellet er det en luft-til-vann-varmpumpe med sugegassvarmeveksler som modelleres.

I modellen er kompressorens massestrøm ( $\dot{m}_{CO_2}$ ) og energiforbruk ( $W_K$ ) modellert ved følgende to ligninger:

$$\dot{m}_{CO_2} = \eta_V \dot{V}_K \rho_i \quad (2.4.1)$$

$$W_K = \frac{\dot{m}_{CO_2}(h_u - h_i)}{\eta_m} = \frac{\dot{m}_{CO_2}(h_{u,is} - h_i)}{\eta_m \eta_{is}} \quad (2.4.2)$$

Der  $\dot{V}_K$  er kompressorens fortrenningsvolum og  $\rho_i$  er tettheten til CO<sub>2</sub> ved innløpet til kompressoren.  $h_u$  er spesifikk entalpi ved utløpet fra kompressoren,  $h_{u,is}$  er spesifikk entalpi ved utløpet gitt isentropisk kompresjon og  $h_i$  er spesifikk entalpi ved innløpet til kompressoren.  $\eta_V$ ,  $\eta_m$  og  $\eta_{is}$  er henholdsvis kompressorens volumetriske, mekaniske og isentropiske effektivitet. Disse tre effektivitetene er normalt uttrykt som funksjoner av trykkforholdet kompressoren leverer. Gasskjøleren i denne modellen er en spiralvarmeveksler. Her er varmeoverføringen ( $\dot{Q}_{GK}$ ) modellert ved følgende ligninger:

$$\dot{Q}_{GK} = \alpha_{CO_2} A_{GK} (\bar{T}_{CO_2} - T_{vegg}) \quad (2.4.3)$$

$$\dot{Q}_{GK} = \alpha_{H_2O} A_{GK} (T_{vegg} - \bar{T}_{H_2O}) \quad (2.4.4)$$



Der  $\alpha_{CO_2}$  er varmeoverføringskoeffisienten for  $CO_2$  og  $A_{GK}$  er varmeoverføringsarealet i gasskjøleren, mens  $\bar{T}_{CO_2}$  og  $\bar{T}_{H_2O}$  er gjennomsnittstemperaturen til  $CO_2$  og vann og  $T_{vegg}$  er temperaturen til skilleveggen mellom fluidene. Friksjonskoeffisientene til fluidene er beregnet ved:

$$f_{CO_2,S} = f_{CO_2,R} \left[ Re_f \left( \frac{d_{i,i}}{D_S} \right)^{2-0.05} \right] \quad (2.4.5)$$

$$f_{CO_2,R} = [1.82 \log(Re_f) - 1.64]^{-2} \quad (2.4.6)$$

$$f_{H_2O,S} = \frac{64}{Re_{H_2O}} \left[ Re_{H_2O} \left( \frac{d_{o,i}}{D_S} \right)^{0.05} \right] \quad (2.4.7)$$

$f_{CO_2,S}$  og  $f_{H_2O,S}$  er friksjonskoeffisienten for  $CO_2$  og vann i spirallrør,  $f_{CO_2,R}$  er friksjonskoeffisienten for  $CO_2$  i rette rør. Innløpsverdiene for  $CO_2$  til gasskjølerene antas å være like utløpsverdiene fra kompressoren. Med fastsatt vanntemperaturen inn og ut av gasskjølerne, er utløpstemperatur for  $CO_2$  og massestrøm vann de ukjente variablene. Gasskjølernene deles opp i infinitesimale elementer og regnes gjennom fra innløpssiden for  $CO_2$ . Ved hjelp av energibalanse, ligningene for varmeoverføring (ligning 2.4.3 og 2.4.4) og antagelse om en gitt massestrøm for vann kan man finne temperaturen på vannet inn i elementet og  $CO_2$  ut av elementet. Disse verdiene brukes så som innløpstemperatur for  $CO_2$  og utløpstemperatur vann i det neste elementet. Slik regner man seg gjennom varmeveksleren og finner gasskjølerens utløpstemperatur  $CO_2$  og innløpstemperatur vann. Hvis forskjellen mellom den beregnede innløpstemperaturen for vann og den fastsatte verdien er for stor, endres massestrøm for vann og man regner seg gjennom gasskjøleren på nytt.

Fordamperen brukt i denne modellen er en kryssvarmeveksler med riflede plater. Varmeoverføringen i fordamperen bestemmes ved disse ligningene:

$$\dot{Q}_{ford} = \dot{m}_{CO_2}(h_{CO_2,ut} - h_{CO_2,in}) = \alpha_{CO_2} A_{ford}(T_{vegg} - T_{CO_2,gj}) \quad (2.4.8)$$

$$\dot{Q}_{ford} = \dot{m}_{luft} [(h_{luft,ut} - h_{luft,in}) - c_{p,H_2O} t_{vkt}(d_{luft,in} - d_{luft,ut})] \quad (2.4.9)$$

$$= \alpha_{luft} \xi A_{ford} (\bar{T}_{luft} - T_{vegg}) \quad (2.4.10)$$

Der  $c_{p,H_2O}$  er spesifikk varmekapasitet til vann,  $T_{vkt}$  er våtkuletemperaturen til luften,  $d_{i,luft}$  og  $d_{u,luft}$  er dampandelen for luften inn og ut av varmeveksleren.  $A_i$  er innvendig overflateareal, mens  $A_r$  er overflatearealet av riflene.  $\xi$  er fuktighetsabsorpsjonskoeffisienten.

Varmeoverføringskoeffisienten for  $CO_2$  i to-fase-tilstand beregnes etter metodene presentert i *New prediction methods for CO2 evaporation inside tubes* og trykktapet etter korrelasjonene presentert i *Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers* [7, 8, 9, 10].

I fordamperen er de kjente variablene innløpstemperatur, våtkuletemperatur (dampandel) og volumstrøm for luft og entalpien og massestrømmen for CO<sub>2</sub> ved innløpet. Ved å anta et fordampningstrykk for CO<sub>2</sub> blir utløpsverdiene beregnet. Dette blir så sammenlignet med verdiene fra sugegassvarmeveksleren (som regner seg bakover fra kompressorinnløpet). Ved for stor ulikhet i verdiene velges et nytt trykk og beregningene gjøres på nytt.

Når det gjelder sugegassvarmeveksleren settes utløpsverdiene på lavtrykkssiden lik innløpsverdiene til kompressoren og innløpsverdiene på høytrykkssiden settes lik utløpsverdiene fra gasskjølerne. Siden dette er en motstrøms varmeveksler, er nå de kjente tilstandene på samme side av varmeveksleren og man kan regne seg gjennom komponenten uten å måtte gjøre antakelsene som var nødvendig i gasskjøleren og fordamperen. Strupeventilen antas isentalpisk slik at:

$$h_{inn} = h_{ut} \quad (2.4.11)$$

## 2.5 NTU-metoden for varmevekslere

I utviklingen av en modell av varmpumpen er det viktig å oppnå gode modeller av varmevekslerne. Fremgangsmåten nevnt i avsnitt 2.4 tar utgangspunkt i fastsatt utløps-temperatur for vann. Varmepumpen som undersøkes i denne oppgaven har hatt problemer med å oppnå ønsket verdi på vannet til romoppvarming ved kombinert drift, derfor er ikke denne fremgangsmåten direkte anvendelig i dette tilfellet. LMDT-metoden er en annen metode som ofte brukes i beregninger med varmevekslere, men når det bare er innløps-temperaturene som er kjent krever denne metoden en tungvint iterativ prosess. Av den grunnen er (effectiveness)-NTU-metoden gjerne foretrukket i disse tilfellene [11].

For å forklare NTU-metoden må man begynne med å definere effektiviteten til en varmeveksler. Den er definert ut ifra den maksimale varmeoverføringen som er mulig for de innløps-temperaturene som er gitt:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad (2.5.1)$$

$$\varepsilon \equiv \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (2.5.2)$$

I ligning 2.5.1 er  $\dot{Q}_{max}$  den maksimale varmeoverføringen som er mulig for de gitte innløps-temperaturene  $T_{hi}$  og  $T_{ci}$  for henholdsvis det varme og kalde fluidet. Av varmekapasitetene til de to fluidene er  $C_{min}$  den som har lavest verdi. I ligning 2.5.2 er  $\varepsilon$  effektiviteten til varmeveksleren og  $\dot{Q}$  er faktisk overført varme. Metoden antar konstante verdier for spesifikk varmekapasitet. Forutsatt at ingen av fluidene gjennomgår faseovergang, er varmen overført gitt ved følgende ligning:

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{ph}(T_{hi} - T_{ho}) = \dot{m}_c c_{pc}(T_{co} - T_{ci}) \quad (2.5.3)$$

Dette gir at:

$$\varepsilon = \frac{C_h(T_{hi} - T_{ho})}{C_{min}(T_{hi} - T_{ci})} = \frac{C_c(T_{ci} - T_{co})}{C_{min}(T_{hi} - T_{ci})} \quad (2.5.4)$$

$$\dot{Q} = \varepsilon C_{min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad (2.5.5)$$

NTU (number of transfer units) er dimensjonsløs størrelse som er definert ved:

$$NTU \equiv \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.5.6)$$

Der U og A er varmevekslerens varmeoverføringskoeffisient og areal. For enhver varmeveksler kan det vises at [11]:

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad (2.5.7)$$

Denne sammenhengen er forskjellig for ulike typer varmevekslere. For motstrøms varmevekslere, som er den eneste typen varmeveksler som er brukt i varmepumpen, er dette forholdet gitt ved [11]:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (C_r < 1) \quad (2.5.8)$$

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (C_r = 1) \quad (2.5.9)$$

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.5.10)$$

### 3 Fyret Flerbrukshus



Figur 16: Fyret Flerbrukshus

#### 3.1 Beskrivelse av bygget

Fyret flerbrukshus ligger på øya Jøa i, nord i Trøndelag. Øya er en del av Fosnes kommune og hadde 490 innbyggere i 2017 [12]. Da det eksisterende svømmebassenget måtte stenge våren 2010 på grunn av tilstanden på det tekniske anlegget, ble det planlagt et nytt bygg med flere funksjoner i tillegg til svømmehall. En offentlig forsknings- og utviklingskontrakt ble inngått mellom Fosnes kommune, Grannes VVS og NTNU Senter for idrettsanlegg og teknologi (SIAT). Grannes VVS ble valgt for å øke regional kompetanse innen planlegging og gjennomføring av komplekse tekniske prosjekter, mens SIAT har bidratt med kompetanse om idrettsanlegg. Gjennom kontrakten sikret de seg tilgang til data fra anlegget for å drive forskning på effektivisering og energibruk [1]. Selve varmepumpen er utviklet av Cadio AS og levert av Winns AS, mens Guard AS stod for automasjon og systemintegrasjon.

Med BRA på 2765 m<sup>2</sup> fordelt på 2 etasjer har bygget svømmebasseng (12.5 m x 8.5 m), spinningssal, flerbrukshalls, garderober, skytebane, bibliotek og kjøkken med tilhørende foaje. I tillegg brukes parkeringsplassen som skøytebane på vinteren. Det er lagt opp til at parkeringsplassen skal fungere som solfanger på sommeren og energikilde gjennom aktiv kjøling av isflaten på vinteren, men denne funksjonen har ikke blitt tatt i bruk enda på grunn av tekniske problemer.

| Rom                | Areal [m <sup>2</sup> ] | Rom           | Areal [m <sup>2</sup> ] |
|--------------------|-------------------------|---------------|-------------------------|
| Gang/trapp         | 204.7                   | Teknisk rom   | 402                     |
| Møterom/kontorer   | 33                      | Flerbrukshall | 674.5                   |
| Toalett/Garderober | 259.7                   | Svømmehall    | 270                     |
| Oppholdsrom        | 174.7                   | Spinningsal   | 52.6                    |
| Lager              | 18.1                    | Kjøkken       | 68.1                    |
| Skytebane          | 201.4                   | Bibliotek     | 121.5                   |

Tabell 2: Fordeling av areal i bygget

Bruken av bygget har ifølge driftsansvarlig Jan Arne Løvås gått ut over forventningene. Skole og barnehage ligger i nær tilknytning og står for det meste av aktiviteten på dagtid. På kveldstid og i helger brukes foajeen blant annet til kafe, lokale for korps-øving og utleie til selskaper. Svømmehallen har offentlige åpningstider på tirsdag og torsdag kveld, men leies også ut til privatpersoner utenfor disse tidene. For å hindre fordamping når bassenget ikke er i bruk kan bunnen heves over vannoverflaten. Denne funksjonen gjør også at man kan tilpasse dybden etter de som bruker bassenget. På den måten kan til og med barnehagen benytte seg av bassenget. Flerbrukshallen fungerer som idrettshall og konsertlokale. Komplette plantegninger ligger vedlagt i appendiks A.

## 3.2 Beskrivelse av varmeanlegget

Med varmeanlegget siktes det her til det vannbårne varmeanlegget som er tilknyttet CO<sub>2</sub>-varmepumpen og elektrokjelen. Ut over de komponentene som nevnes i denne rapporten er det flere komponenter for oppvarming og gjenvinning av varme i ventilasjonsaggregatene, men disse er ikke en del av analysen av varmepumpen.

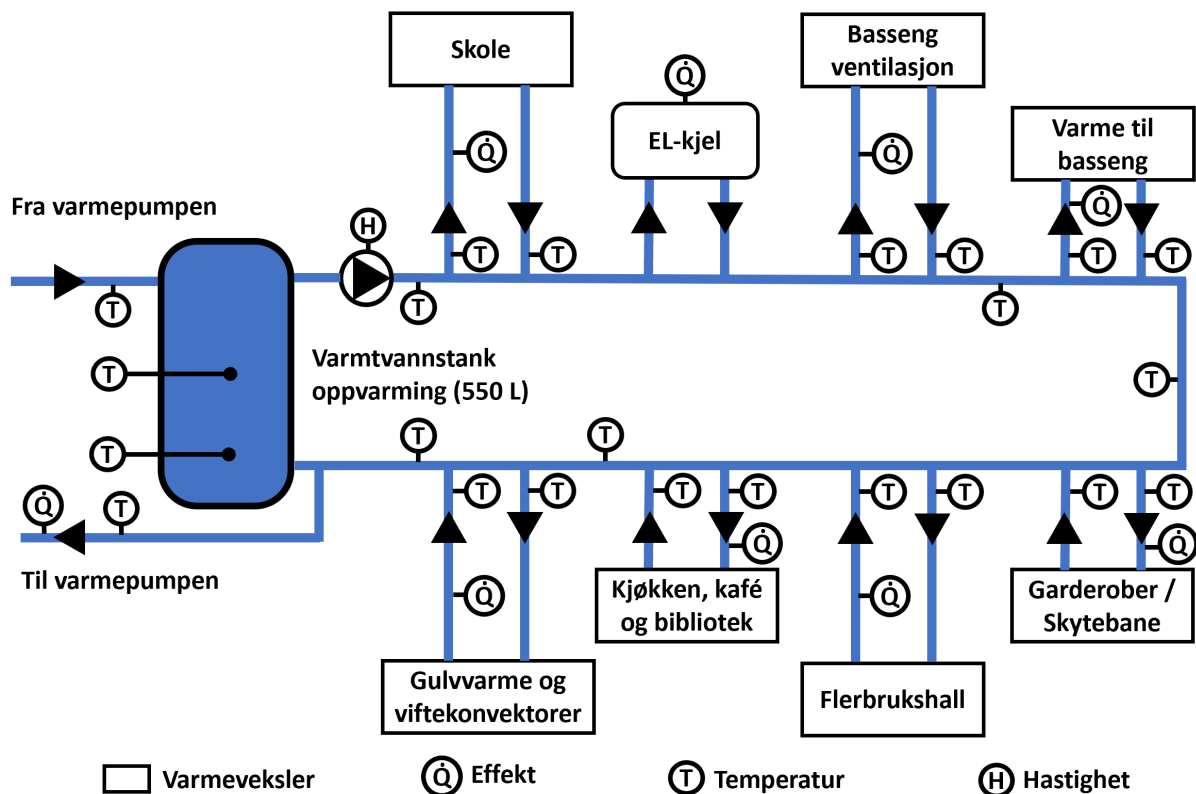
### 3.2.1 Varmekilder

Varmepumpen kan benytte seg av to varmekilder, geotermiske brønner og en skøytebane/solfanger. Utenfor skøytesesongen brukes skøytebanen som parkeringsplass og fungerer samtidig som solfanger. For å unngå temperatursenkning i brønnsystemet er det lagt opp til termisk ladning med overskuddsvarme både direkte fra solfangeren og fra varmepumpen. På grunn av mekaniske problemer har ikke tilkoblingen til skøytebanen/parkeringsplassen vært i bruk, verken sommer eller vinter. Systemet med de geotermiske brønnene fungerer, men har ikke blitt brukt til å dumpe varme om sommeren. En elektrisk kjel brukes til spisslast og back-up.

### 3.2.2 Oppvarmingskrets

Oppvarmingskretsen er en seriekoblet sløyfe som leverer varme til en rekke formål. Kretsen har en 550 L buffertank plassert mellom varmepumpen og selve kretsen. Den nærliggende skolen som originalt bruker et oljefyrt, høytemperatur oppvarmingssystem, er første mottaker av varme fra oppvarmingskretsen. Det neste elementet på kretsen er elektrokjelen. Grunnen til at den er plassert etter påkoblingen til skolen er at den kun skal gi varme til Fyret Flerbrukshus. Videre går vannet inn i selve kretsen som gir varme til bygget. Målerne og elementene som er koblet på sløyfen vises i Figur 17. Elementene er seriekoblet for å kunne redusere vanntemperaturen mest mulig og på den måten oppnå gode driftsforhold

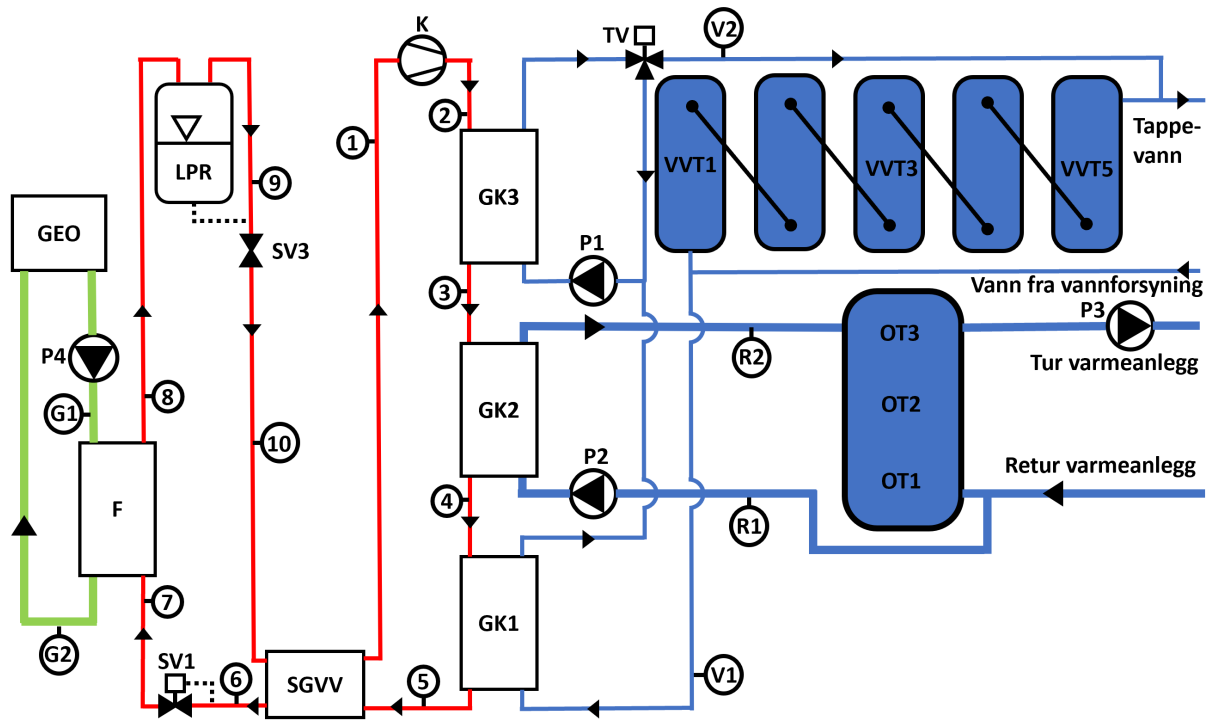
for varmepumpen. Fokuset på lav returtemperatur gjør også at energibehovet i bygget styrer hvor mye varme som kan avgis til skolen.



Figur 17: Prinsipiell skisse av kretsen til vannbåren oppvarming av basseng, ventilasjon og rom

### 3.3 Varmepumpen

Figur 18 illustrerer utformingen av varmepumpen slik den er i drift på nåværende tidspunkt og tilknytningen til varmtvannstanker for tappevann (5 stk. av 376 L) og romoppvarming (1 stk. av 550 L). VVT4 og VVT5 er varmtvannsberedere med 15 kW kapasitet. De nummererte punktene er markert for å brukes i videre analyse, alle punktene har ikke instrumenter. De tilgjengelige måle-instrumentene er listet i tabell 3. Typiske måleverdier ved drift av varmepumpen er inkludert i tabellen. Systemskisse hentet fra SD-anlegget er lagt ved i appendiks B. Her vises alle elementer som inngår i anlegget, men noen detaljer er utelatt. Merk at det er visse punkter i denne, spesielt med tanke på plassering av målere, som ikke stemmer overens med virkeligheten.



Figur 18: Prinsipiell skisse av varmepumpen slik den er i bruk med tilkobling til tappevannstanker og varmtvannstank til varmeanlegget

| Nummer | Måler               | Typisk verdi | Fungerer | Nr. i SD-anlegg     |
|--------|---------------------|--------------|----------|---------------------|
| 1      | t                   | 30°C         |          | TF11                |
| 2      | t                   | 110°C        |          | TF10                |
| 3      | -                   |              |          |                     |
| 4      | -                   |              |          |                     |
| 5      | t                   | 33°C         |          | TF09                |
| 6      | p                   | 8.8 MPa      |          | Utladningstrykk     |
| 7      | -                   |              |          |                     |
| 8      | t <sup>1)</sup> , p | -5°C         |          | Suction             |
| 9      | -                   |              |          |                     |
| 10     | -                   |              |          |                     |
| K      | v                   |              |          | LK001               |
| SV1    | pos                 |              |          | TEV1                |
| P1     | v                   |              |          | JP001               |
| V1     | t                   | 16°C         |          | TF01                |
| V2     | t, $\dot{Q}$        | 72°C         |          | TF02                |
| VVT1   | t                   | 25°C         |          | RT003 <sup>3)</sup> |
| VVT3   | t <sup>2)</sup>     | 35°C         |          | RT002 <sup>3)</sup> |
| VVT5   | t                   | 61°C         |          | RT001 <sup>3)</sup> |
| P2     | v                   |              |          | JP002               |
| R1     | t                   | 32°C         |          | TF03                |
| R2     | t, $\dot{Q}$        | 61°C         |          | TF04                |
| OT1    | t                   | 32°C         |          | RT003               |
| OT2    | t                   | 35°C         |          | RT002               |
| OT3    | t                   |              |          | RT001               |
| P3     | v                   | 36 %         |          | JP401 <sup>3)</sup> |
| P4     | v                   | 80 %         |          | JP402               |
| G1     | t                   | 4°C          |          | TF05                |
| G2     | t                   | 1            |          | TF06                |

Tabell 3: Oversikt over punkter brukt i analyse og måle-instrumenter tilknyttet disse punktene

#### Forklaring til tabell 3

Nr. i SD-anlegg viser til figur (80) i appendiks B bortsett fra de merket med <sup>3)</sup>.

t - temperatur, p - trykk, v - hastighet i prosent,  $\dot{Q}$  - effekt, pos - posisjon i prosent  
 Gul status - Temperaturene må konverteres pga. feil i signalbehandling, se avsnitt 4.6.

<sup>1)</sup> Fordampningstemperatur.

<sup>2)</sup> Data kun samlet inn for 15.03.19.

<sup>3)</sup> Fra figur (81) i appendiks B.



### 3.3.1 Komponenter

Komponentene som inngår i varmpumpen er oppgitt i tabell 4. Kompressoren er en semihermetisk stempelkompressor. Den drives av 400 V trefase-spennning og har ifølge produsenten et slagvolum på 26,45 m<sup>3</sup>/h ved 50 Hz og 31,74 m<sup>3</sup>/h ved 60 Hz. Regulering gjøres ved frekvensstyring og i dette tilfellet er den innstilt på å operere innenfor frekvensområdet 45 – 52 Hz. Det vil si at hastighetsmålingene som registreres i prosent tilsvarer prosentvis verdi av frekvensområde. Dette er utdypt i del 4. Varmevekslerne i CO<sub>2</sub>-kretsen, både fordamper, gasskjølere og sugegass-varmeveksleren er loddede platevarmevekslere. Maksimum arbeidstrykk er 7/3 MPa for fordamperen og 14/3 MPa for gasskjølerne og sugegassvarmeveksleren. Strupeventilen er elektronisk styrt.

| Nr.  | Funksjon                              | Antall | Merke | Modell              |
|------|---------------------------------------|--------|-------|---------------------|
| K    | Kompressor                            | 1      | Dorin | CD4000H             |
| GK1  | Gasskjøler, forvarme tappevann        | 1      | Kaori | C202P4 H120C S7P8   |
| GK2  | Gasskjøler, varme vann til oppvarming | 1      | Kaori | C202P2 H68C S7P12   |
| GK3  | Gasskjøler, varme tappevann           | 1      | Kaori | C097P2* 60 C-S7P8   |
| SGVV | Sugegassvarmeveksler                  | 1      | Kaori |                     |
| SV1  | Strupeventil                          | 1      | Carel | E <sup>3</sup> V-S  |
| F    | Fordamper                             | 1      | Kaori | C200 *H 160 C-S9P12 |
| LPR  | Lavtrykksbeholder                     | 4      |       |                     |
| SV3  | Strupeventil, sikre oljeretur         | 1      |       |                     |

Tabell 4: Oversikt over komponenter i varmpumpen. Nummerering etter figur (3)

Instrumentene som overvåker varmpumpen er alle fra Carel, både for trykk og temperatur. Trykkfølerne er modellen SPKT\*8C0. Den kan operere ved trykk fra 0 til 15 MPa og fluidtemperaturer fra -20°C til 100°C [13]. Usikkerheten i målingene er oppgitt til ±1% FS. Egenskapene til temperatursensorene vises i figur (19).

#### 2.5 Models NTC\*HT\*

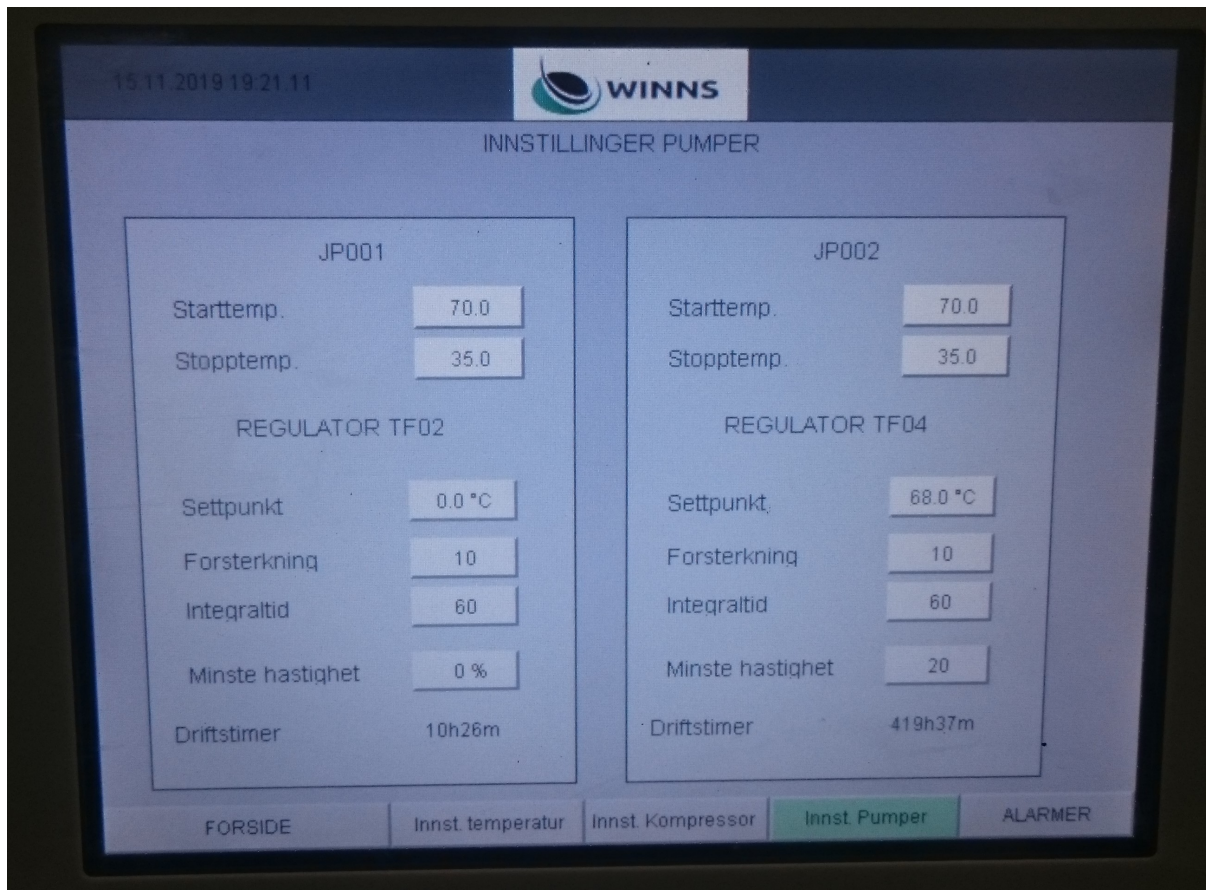
|                                     |   |
|-------------------------------------|---|
| Storage conditions                  | -0T150 °C   |
| Operating range                     | -0T150 °C in air  |
| Connections                         | Stripped ends, dimensions 6±1mm   |
| Sensor                              | R(25 °C)= 50 kOhm 1%; Beta (25/85)3977±1%   |
| Precision                           | +/- 0.5 °C; -10T50 °C<br>+/- 1.0 °C; -50T85 °C<br>+/- 1.6 °C; +85T120 °C<br>+/- 2.1 °C; +120T150 °C |
| Dissipation factor (in air)         | approx. 3 mW  |
| Thermal constant over time (in air) | approx. 30 s  |

Figur 19: Utklipp fra produktdatablad for temperatursensorene brukt i varmpumpen [14]

### 3.3.2 Styling av varmpumpen

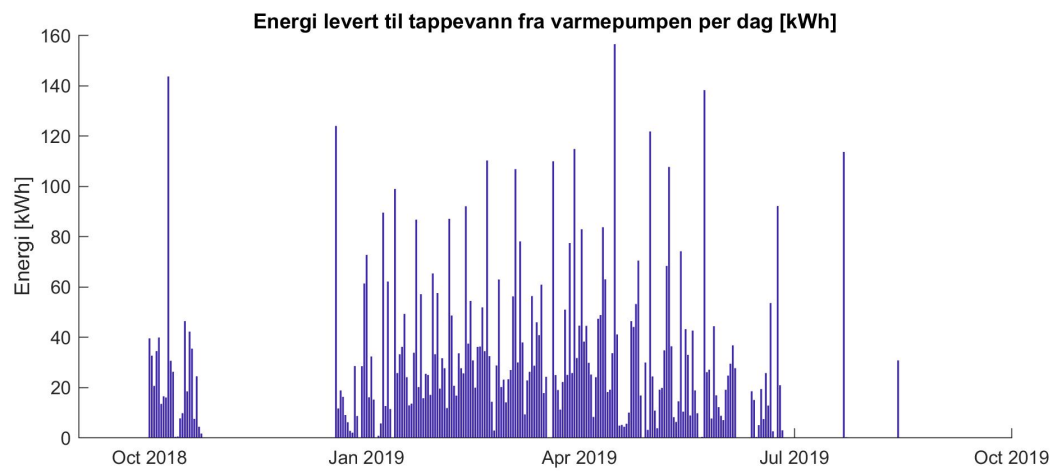
Figur (20) viser innstillingene i varmpumpen hentet fra PLS (Programmerbar logisk styling). Videre nummerering av instrumenter og komponenter etter figur (18). Varme-

pumpen er satt til å starte når temperaturen VVT5 eller OT2 er under 70°C. Da skal også den tilsvarende pumpen gå, henholdsvis P1 og P2. Når det ikke er tappevannsbehov reguleres treveisventilen TV til å sirkulere vann gjennom GK3. P1 vil da gå kontinuerlig på 20 % hastighet. Dette gjøres for å unngå forkalkning i varmeveksleren. For å unngå høy temperatur på vannet inn i gasskjølerne stopper varmpumpen når OT1 og VVT1 er 35°C. I tillegg stopper varmpumpen hvis G1 er under 0°C.



Figur 20: Bilde av instillingene for varmpumpen fra PLS

Strupeventilen SV1 styres av trykker som måles i punkt 6. Den er satt til å regulere trykket til 8.8 MPa. Hastigheten på kompressoren styres ut ifra tilgjengelig varme i fordamperen. Varmen tilgjengelig i fordamperen er avhengig av temperaturen og massestrøm i G1. Massestrømmen i G1 styres av P4, den går konstant på 80 % hastighet som tilsvarer en volumstrøm på 16,2 m<sup>3</sup>/h. Her oppstår det et problem siden dette ikke gir nok varme til kombinert drift ved ønsket fordampningstemperatur. Fordampningstemperaturen må derfor senkes for å få stor nok varmeoverføring i fordamperen. Et eksempel på dette vises i Figur 42. Hastigheten på P4 har ved flere anledninger blitt satt opp til 100 %, men den går automatisk tilbake til 80 % ved strømbrudd eller andre frakoblinger. I en periode i oktober 2018 og en periode sommeren og høsten 2019 leverte varmpumpen kun varme til oppvarming, ikke tappevann. Figur (21) viser den daglige energimengden fra varmpumpen til tappevann gjennom året med måledata.



Figur 21: Daglig energimengde tappevann levert av varmepumpen basert på data fra måler V2

## 4 Analyse av nåværende drift

Analysen av driften tar utgangspunkt i måledata hentet fra anlegget. Hensikten er å se på hvordan anlegget driftes nå og finne eventuelle områder som kan undersøkes for å forbedre driften.

### 4.1 Programvare

En rekke programmer og programmeringsspråk er brukt i arbeidet med denne oppgaven. I analysen ble Matlab benyttet til utregning og plotting av resultater, Refprop til å finne termodynamiske egenskaper, Excel til å lagre data og enkle utregninger, Pascal for å konvertere temperaturer med feil verdi og Dorin Software 19.10 for informasjon om kompressorens ytelse.

### 4.2 Innsamling av data

Data brukt i oppgaven er hentet fra SD-anlegget tilknyttet varmeanlegget. Ved hjelp av TeamViewer har det vært mulig å hente data via egen PC uten å fysisk være i bygget. Oversikt over målerne tilknyttet varmepumpen som det er hentet data fra, er listet i tabell (3). For oppvarmingskretsen er alle målepunkter inkludert i figur (17). Data er hentet for 1 år med 15 minutter intervall i tidsrommet 01.10.18 til 00:01.10.19 og 1 døgn med 10 sekunder intervaller for dagene 15.03.19 og 24.09.19. Disse to datoene ble valgt fordi 15.03 er i en periode der varmepumpen har benyttet kombinert drift, mens varmepumpen ble benyttet til kun romoppvarming på den 24.09. Ved innsamling av data var maks antall datapunkter 10 000 pr sett. Tidsintervallet velges til gitte lengder med 13 uker som lengste mulige intervall. Et år med data krevde derfor fire sett av 13 uker og ett sett med 1 døgn. Tabell (5) gir informasjon om de ulike datasettene. I dataene fra et år er det hentet informasjon om utetemperatur, oppvarmingskretsen og varmepumpen. Hensikten med å hente data fra et døgn var å bedre forstå driftsforholdene til varmepumpen, det er derfor kun hentet data fra målere tilknyttet varmepumpen i disse tilfellene.

| Lengde | Start             | Slutt             | Antall målere | Tidsintervall | Datapunkter |
|--------|-------------------|-------------------|---------------|---------------|-------------|
| 1 år   | 00:00:00 01.10.18 | 00:00:00 01.10.19 | 51            | 15 minutter   | 35040       |
| 1 døgn | 00:00:00 15.03.19 | 00:00:00 16.03.19 | 25            | 10 sekunder   | 8640        |
| 1 døgn | 00:00:00 24.09.19 | 00:00:00 25.09.19 | 25            | 10 sekunder   | 8640        |

Tabell 5: Tidsintervallene det er hentet data fra. Datapunkter henviser til antall datapunkter pr måler for det gitte intervallet

### 4.3 Konvertering av temperaturer etter kompressoren

Bakgrunnen for konverteringen er forklart i avsnitt 4.6. Per Alsvik i Winns AS stod for funksjonen som konverterer den lagrede temperaturen til korrekt temperatur. Den var skrevet i programmeringsspråket Pascal, derfor ble også filbehandling til dette formålet kodet i Pascal.

## 4.4 Befaring og samtaler med involverte aktører

Kenneth Sjølstad i Winns AS har gjennom to møter gitt informasjon om varmepumpen, hvordan den styres og prosessen rundt anskaffelsen. Jan Arne Løvås ved Fosnes kommune stod for omvisning på anlegget ved befaring. Han har også bidratt med generell informasjon om bygget og bruken av det. På grunn av opplysninger om unøyaktigheter i systemskissene i SD-anlegget var det å lage en korrekt systemskisse av varmepumpen et viktig fokusområde ved befaringsen. I tillegg har Roger Tellefsen (bygde varmepumpen) bidratt med informasjon.

## 4.5 Analyse av drift

Nummerering i ligningene er etter Figur 18.

Årlig varmebehov er beregnet ut ifra data fra energimålerne i oppvarmingskretsen etter ligning 4.5.1. Det inkluderer ikke tappevann da det ikke lagres data for dette. Dataene benyttet her fra et år med 15 minutters intervall, derfor ganges effekten med 0,25 timer.

$$Q_{tot} = \sum \dot{Q}_i \cdot 0,25 \quad (4.5.1)$$

Måledataene gir kompressorens hastighet i prosent. Verdien er prosent av frekvensområde den operer innenfor. Frekvensen er derfor gitt ved ligning 4.5.2:

$$f = f_{min} + \frac{f_{maks} - f_{min}}{100} \cdot v \quad (4.5.2)$$

Der  $f$  er frekvensen i Hz,  $f_{maks}$  og  $f_{min}$  er maksimum og minimum frekvens kompressoren er satt til å kjøre på og  $v$  er hastigheten til kompressoren i prosent som forklart over. Hvis hastigheten er 0 er frekvensen satt til 0, mens hastighet over 0 gir beregnet frekvens. Dette er gjort for å bevare informasjonen om når kompressoren er slått av.

Fortrengningsvolumet til kompressoren har tilnærmet lineær sammenheng med frekvensen [15]. Produsenten av kompressoren har oppgitt fortrengningsvolumet ved frekvensene 50 og 60 Hz. Denne informasjonen er brukt til å finne fortrengningsvolumet ved gitt frekvens ut ifra ligning 4.5.4 med fortrengningsvolum  $V_{disp}$  i  $m^3/h$  og endring i fortrengningsvolum pr Hz  $\Delta V_{disp}$ .

$$\Delta V_{disp} = \frac{V_{disp,60Hz} - V_{disp,50Hz}}{60 - 50} \quad (4.5.3)$$

$$V_{disp} = V_{disp,50Hz} + \Delta V_{disp} \cdot (f - 50) \quad (4.5.4)$$

Volumstrømmen levert fra kompressoren er beregnet ved ligning 4.5.5 der  $\dot{V}$  er volumstrøm og  $\eta_V$  er volumetrisk virkningsgrad. Både isentropisk og volumetrisk virkningsgrad gitt trykkforholdet  $\pi$  for kompressoren er basert på generelle tall for denne kompressortypen, mer om dette i avsnitt 4.6.  $p_{gk}$  er trykket i gasskjølerne, mens  $p_f$  er trykket i fordampere. Gjennom hele oppgaven er det antatt konstant trykk i gasskjølerne.

$$\dot{V} = V_{disp} \cdot \eta_V \quad (4.5.5)$$

$$\pi = \frac{p_{gk}}{p_f} \quad (4.5.6)$$

For å finne finne rett verdi er massestrømmen  $\dot{m}$  gjennom kompressoren er beregnet på tre forskjellige måter ved ligning 4.5.7, ligning 4.5.8 og ut ifra et polynom fra produsenten på formen til ligning 4.5.9.

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho \quad (4.5.7)$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{vann}}{h_2 - h_5} \quad (4.5.8)$$

$$y = C1 + C2 \cdot t_f + C3 \cdot p_{gk} + C4 \cdot t_f^2 + C5 \cdot t_f \cdot p_{gk} + C6 \cdot p_{gk}^2 + C7 \cdot t_f^3 + C8 \cdot p_{gk} \cdot t_f^2 + C9 \cdot t_f \cdot p_{gk}^2 + C10 \cdot p_{gk}^3 \quad (4.5.9)$$

$\rho$  er tettheten til CO<sub>2</sub> før kompressoren.  $\dot{Q}_{vann}$  er den totale effekten overført til vann i gasskjølerne,  $h_1$  og  $h_2$  er i dette tilfellet spesifikk entalpi til CO<sub>2</sub> henholdsvis før og etter gasskjølerne. I polynomet fra produsenten av kompressoren er  $t_f$  fordampningstemperaturen i fordamperen og  $p_{gk}$  trykket i gasskjølerne. Dette polynomet kan også brukes til å finne arbeidet til kompressoren, men da med andre koeffisienter. I begge tilfellene gjelder polynomet ved en frekvens på 50 Hz og standardforhold gitt i EN12900.

Ligning 4.5.8 kan utledes ved å forutsette energibalanse mellom de to fluidstrømmene i gasskjølerne som vist under.

$$\dot{Q}_{CO_2} = \dot{Q}_{vann} \quad (4.5.10)$$

$$\dot{m} \cdot (h_2 - h_5) = \dot{Q}_{vann} \quad (4.5.11)$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{vann}}{h_2 - h_5} \quad (4.5.12)$$

Kompressorens arbeid er regnet ut ved bruk av ligning 4.5.13.  $h$  er spesifikk entalpi til CO<sub>2</sub> henholdsvis før og etter kompressoren,  $\eta_{varmetap}$  varmetapet i kompressoren.  $\eta_{varmetap} = 0, 1$  basert på generelle verdier for denne kompressortypen.

$$W_c = \frac{\dot{m} \cdot (h_2 - h_1)}{1 - \eta_{varmetap}} \quad (4.5.13)$$

Ligning 4.5.14 er brukt til å regne ut effekten som er hentet ut av CO<sub>2</sub> gjennom gasskjølerne. Her er  $h_1$  og  $h_2$  spesifikk entalpi før og etter gasskjølerne.

$$\dot{Q}_{CO_2} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_5) \quad (4.5.14)$$

For å regne ut COP er flere metoder benyttet. Generelt er COP definert ved ligning 2.1.5. For å se på selve prosessen inne i varmepumpen, uten å ta hensyn til tap i kompressoren, kan ligning 4.5.17 benyttes.

$$COP = \frac{Q_{GK}}{W_K} \quad (4.5.15)$$

$$COP = \frac{\dot{m}_{CO_2}(h_5 - h_1)}{\dot{m}_{CO_2}(h_2 - h_1)} \quad (4.5.16)$$

$$COP = \frac{h_5 - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4.5.17)$$

De typiske verdiene til målerne ved typiske driftsforhold listet i tabell (3) er generelt gjennomsnittet av verdiene for måledataene fra et år. Temperaturene i V1 og V2 er gjennomsnittstemperaturene fra de tidspunktene der det er tappevannsproduksjon i løpet av dagen 15.03.19 hentet i fra måledata med 10 sekunders intervall. Kompressorens sammenhengende kjøretid er så kort og tappevannsproduksjonen så liten at data med 15 minutters intervall ikke kan brukes i denne sammenhengen. Trykket i punkt 6 og temperaturen i punkt 8 er settpunktene for gasskjølertrykk og fordampningstemperatur som varmepumpen bruker under drift.

## 4.6 Begrensninger

Som nevnt registreres ikke strømforbruket til kompressoren. Det kan leses av i SD-anlegget, men verdiene lagres ikke. Guard AS har blitt kontaktet for å løse opp i dette, men problemet har ikke blitt løst. Hastigheten som registreres er en prosentverdi av frekvensområdet 45 – 52 Hz. Her tilsvarer 0 % at kompressoren er av og verdier over 0 % at den kjører på 45 til 52 Hz der 52 Hz er 100 %. Dette gjør at dataene som er samlet for kompressorens hastighet med 15 minutter tidsintervall ikke kan brukes. Verdien for intervallet er en gjennomsnittsverdi av intervallet. Hvis kompressoren kjører 5 minutter på 60 % og står i ro i 10 minutter vil det gi omtrent samme verdi som om den kjørte på 45.1 Hz i de 10 minuttene. For datapunktene med 10 sekunders intervaller blir forskjellene så små at dataene kan brukes. Strømforbruket til varmtvannsberederne registreres heller ikke, dermed er det ikke mulig å se hvor stort tappevannsforbruket er og andel av tappevannet som faktisk varmes opp av varmepumpen.

Varmepumpen kjører som regel i 5 til 10 minutter hver gang den slår seg på. Siden måleverdiene er gjennomsnitt av 15 minutters intervaller vil ikke verdiene for temperaturer, trykk og hastighet til kompressoren kunne si noe om hvordan driftsforholdene til varmepumpen er mens den er kjører.

Isentropisk og volumetrisk virkningsgrad samt varmetap for kompressoren brukt i denne oppgaven er basert på generelle tall hentet fra [16, 17]. På tross av gjentatte henvendelser har ikke produsenten oppgitt dette.

Den originale temperatur-måleren i punkt 2 hadde maksimum temperatur på 110°C, hvilket er for lavt i dette tilfellet. Den ble derfor byttet ut med en ny måler, uten at koden i PLS ble oppdatert. Dette har ført til temperaturene som lagres for punktet er feil fordi PLS feiltolker signalet fra instrumentet. For å rette opp i feilen er de originale dataene konvertert til korrekt temperatur, dette er nærmere beskrevet i avsnitt 4.3. Det er fortsatt en del andre temperaturmålere som store deler av tiden ikke registrerer verdier. Bakgrunnen for dette antas å ligge databehandlingen, for eksempel ved at det ikke aksepteres verdier under 0 for visse målere. Dette gjelder spesielt måleren i punkt G1, G2 og 1. I datasettet er det også en god del målepunkter uten verdi, men grunnen for dette er ukjent og det utgjør generelt ikke et så stort problem som temperaturmålerne nevnt over.

Noen av innstillingene i varmpumpens PLS kan stilles manuelt. Det føres ingen logg over hvordan disse endres. Det gjør at betingelsene varmpumpen kan ha operert etter ikke er kjent. For øvrig har unøyaktigheter i SD-anlegget, både med tanke på plassering av komponenter og navngivning i forhold til navn i PLS, skapt usikkerhet rundt hva som faktisk måles og hvordan varmpumpen styres. Det er etter beste evne rettet opp i denne oppgaven.



## 5 Modellering av varmepumpen

Modellen er programmert i Matlab og Refprop er brukt til å finne termodynamiske egenskaper.

### 5.1 Metoder for å finne komponentenes egenskaper

#### 5.1.1 Beregning av U-verdier i varmevekslerne

Alle varmevekslerne i varmepumpen er loddede platevarmevekslere, men siden tilstanden til de involverte fluidene varierer stort mellom de forskjellige varmevekslerne vil også varmeoverføringskoeffisienten variere for de ulike varmevekslerne. Den forenklingen som er gjort er at det antas konstant varmeoverføringskoeffisient i hver del av varmepumpen. Det vil si at det antas at fordampere har en konstant U-verdi, sugegassvarmeveksleren har en verdi og alle gasskjølerne har samme verdi.

For å tilnærme en U-verdi for gasskjølerne ble det brukt data fra produsenten Kaori. Figur 22 viser eksempler av ytelsesdata for forskjellige gasskjølere fra Kaoris C-serie.

Model Selection Chart for Gas Cooler

| Model      | Capacity | Primary Side            |                             |                        |                  |                   | Secondary Side |                             |                 |                  |                   |
|------------|----------|-------------------------|-----------------------------|------------------------|------------------|-------------------|----------------|-----------------------------|-----------------|------------------|-------------------|
|            | kW       | Type                    | Max. Working Pressure (bar) | Working Pressure (bar) | Inlet Temp. (°C) | Outlet Temp. (°C) | Type           | Max. Working Pressure (bar) | Flow Rate (L/H) | Inlet Temp. (°C) | Outlet Temp. (°C) |
| C022HP3-28 | 5        | R744 (CO <sub>2</sub> ) | 140                         | 100                    | 90               | 25                | Water          | 70                          | 90              | 17               | 65                |
| C022HP3-40 | 10       |                         |                             |                        |                  |                   |                |                             | 179             |                  |                   |
| C022HP3-58 | 15       |                         |                             |                        |                  |                   |                |                             | 269             |                  |                   |
| C042P2-60  | 30       |                         |                             |                        |                  |                   |                |                             | 538             |                  |                   |
| C097P3-102 | 80       |                         |                             |                        |                  |                   |                |                             | 1433            |                  |                   |
| C202HP2-48 | 100      |                         |                             |                        |                  |                   |                |                             | 1792            |                  |                   |

Figur 22: Ytelseseksempler for gasskjølere fra Kaori [18]

Modell C202HP2-48 ble valgt som utgangspunkt. Ved å dele opp varmeveksleren i 100 elementer og å anta at det ble overført like mye varme i hvert element, ble temperaturkurvene i varmeveksleren tilpasset gjennom varmeveksleren. For vann ble dette gjort ved å anta lineær temperaturstiging fra innløpet til utløpet, mens det for CO<sub>2</sub> ble gjort ved regne seg gjennom varmeveksleren fra innløpet etter følgende formel:

$$T_{CO_2,x} = T_{CO_2,x-1} - \frac{d\dot{Q}}{\dot{m}_{CO_2} c_{p,CO_2,x-1}} \quad (5.1.1)$$

Der  $T_{CO_2,x}$  er temperaturen til CO<sub>2</sub> og  $\dot{Q}_x$  er varmen overført i elementet, mens  $T_{CO_2,x-1}$  temperaturen og  $c_{p,CO_2,x-1}$  er spesifikk varmekapasitet til CO<sub>2</sub> i elementet før. Massestrømmen for CO<sub>2</sub> ble regnet ut slik:

$$\dot{m}_{CO_2} = \frac{\dot{Q}}{h_{CO_2,i} - h_{CO_2,o}} \quad (5.1.2)$$

U-verdien i hvert element ble så funnet ved følgende formel:

$$U = \frac{d\dot{Q}}{dA (T_{CO_2} - T_{frostv.})} \quad (5.1.3)$$

$dA$  er elementenes areal. informasjon om dette kom fra tabellen presentert i Figur 23.

| Model | Thickness (mm) | Weight*(kg) Without Connection | Heat Transfer Area/ Plate (m <sup>2</sup> ) | Total Heat Transfer Area (m <sup>2</sup> ) | Volume/ Channel (liter) | Total Volume (liter) | Max. Working Pressure (bar) | Min. Test Pressure (bar) | Max. Working Temperature (°C) |
|-------|----------------|--------------------------------|---|--|-------------------------|----------------------|-----------------------------|--------------------------|-------------------------------|
| C020  | 9.5+1.10*N     | 1.12+0.042*N                   | 0.01109                                     | (N-2)*0.01109                              | 0.009                   | (N-1)*0.009          | 70/30                       | 100/43                   | 200                           |
| C021  | 9.5+1.10*N     | 1.14+0.042*N                   | 0.01109                                     | (N-2)*0.01109                              | 0.009                   | (N-1)*0.009          | 100/30                      | 143/43                   |                               |
| C022  | 9.5+1.10*N     | 1.126+0.042*N                  | 0.01109                                     | (N-6)*0.01109                              | 0.009                   | (N-5)*0.009          | 140/30                      | 200/43                   |                               |
| C040  | 13.0+2.00*N    | 1.74+0.145*N                   | 0.0193                                      | (N-2)*0.0193                               | 0.03                    | (N-1)*0.030          | 70/30                       | 100/43                   |                               |
| C041  | 13.0+2.00*N    | 1.83+0.145*N                   | 0.0193                                      | (N-2)*0.0193                               | 0.03                    | (N-1)*0.030          | 100/30                      | 143/43                   |                               |
| C042  | 13.0+2.00*N    | 1.75+0.152*N                   | 0.0193                                      | (N-2)*0.0193                               | 0.03                    | (N-1)*0.030          | 140/30                      | 200/43                   |                               |
| C095  | 13.2+2.16*N    | 5.52+0.320*N                   | 0.0475                                      | (N-2)*0.0475                               | 0.071                   | (N-1)*0.071          | 70/30                       | 100/43                   |                               |
| C096  | 13.2+2.16*N    | 5.68+0.320*N                   | 0.0475                                      | (N-2)*0.0475                               | 0.071                   | (N-1)*0.071          | 100/30                      | 143/43                   |                               |
| C097  | 13.2+2.16*N    | 5.90+0.346*N                   | 0.0475                                      | (N-2)*0.0475                               | 0.071                   | (N-1)*0.071          | 140/30                      | 200/43                   |                               |
| C200  | 14.0+2.15*N    | 12.39+0.603*N                  | 0.095                                       | (N-2)*0.0950                               | 0.156                   | (N-1)*0.156          | 70/30                       | 100/43                   |                               |
| C201  | 14.0+2.15*N    | 12.56+0.631*N                  | 0.095                                       | (N-2)*0.0950                               | 0.156                   | (N-1)*0.156          | 100/30                      | 143/43                   |                               |
| C202  | 14.0+2.15*N    | 12.41+0.755*N                  | 0.095                                       | (N-2)*0.0950                               | 0.156                   | (N-1)*0.156          | 140/30                      | 200/43                   |                               |

Figur 23: Spesifikasjoner for Kaoris C-serie loddede platevarmevekslere [18]

Gjennomsnittet av U-verdiene for alle varmevekslerne,  $2393.1W/m^2K$ , ble så brukt som U-verdi i gasskjølerne. Metoden brukt for å verifisere denne verdien er presentert i avsnitt 5.3.1 og resultatene av dette i avsnitt 6.2.1. For sugegassvarmeveksleren ble modellen av varmeveksleren, beskrevet i avsnitt 5.2.2, brukt til å teste forskjellige U-verdier frem til det stemte overens med ytelsesdataene for sugegassvarmevekslere presentert i Figur 24. Dette ga en U-verdi på  $237.6W/m^2K$ . Metode og resultater for verifisering av denne verdien er beskrevet i avsnitt 5.3.1 og avsnitt 6.2.1.

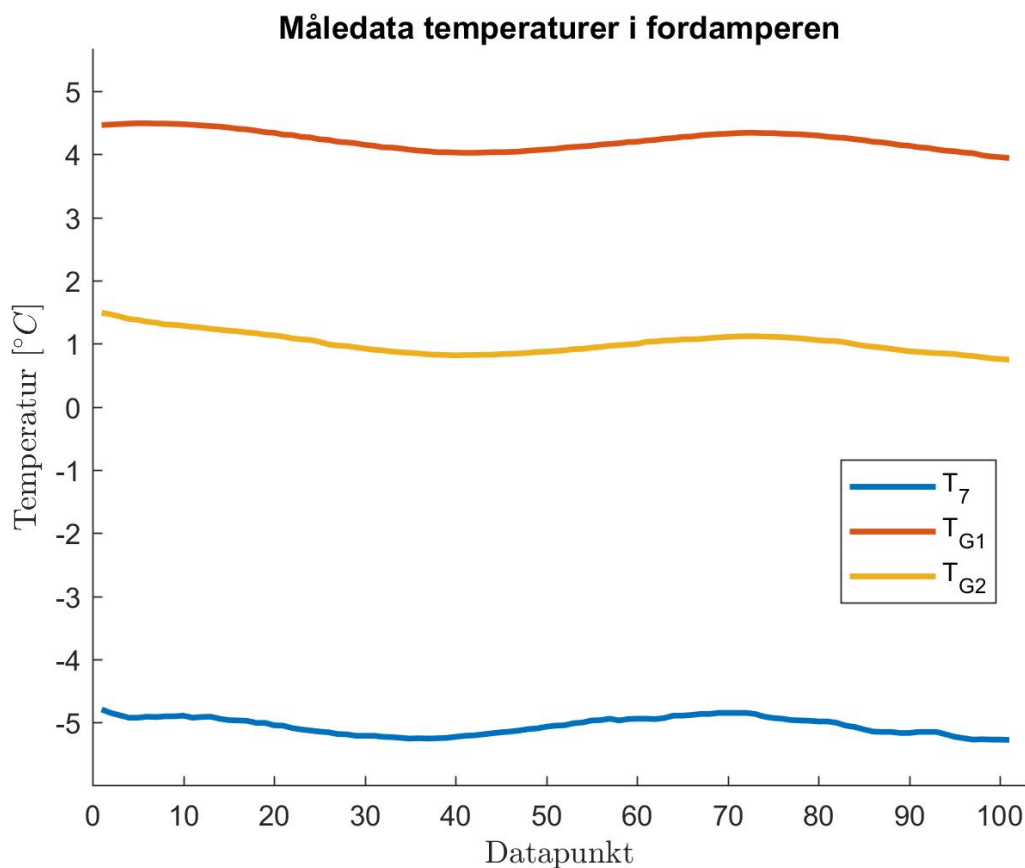
Model Selection Chart for Suction Line Heat Exchanger(SLHE)

| Model    | Capacity | Primary Side            |                             |                        |                  |                   | Secondary Side          |                             |                        |                  |                   |
|----------|----------|-------------------------|-----------------------------|------------------------|------------------|-------------------|-------------------------|-----------------------------|------------------------|------------------|-------------------|
|          | kW       | Type                    | Max. Working Pressure (bar) | Working Pressure (bar) | Inlet Temp. (°C) | Outlet Temp. (°C) | Type                    | Max. Working Pressure (bar) | Working Pressure (bar) | Inlet Temp. (°C) | Outlet Temp. (°C) |
| C022M-14 | 0.5      | R744 (CO <sub>2</sub> ) | 140                         | 100                    | 25               | 16                | R744 (CO <sub>2</sub> ) | 70                          | 19                     | -20              | 0                 |
| C022M-18 | 1        |                         |                             |                        |                  |                   |                         |                             |                        |                  |                   |
| C022M-22 | 1.5      |                         |                             |                        |                  |                   |                         |                             |                        |                  |                   |
| C022M-48 | 3        |                         |                             |                        |                  |                   |                         |                             |                        |                  |                   |
| C097-26  | 8        |                         |                             |                        |                  |                   |                         |                             |                        |                  |                   |
| C097-30  | 10       |                         |                             |                        |                  |                   |                         |                             |                        |                  |                   |

Figur 24: Ytelseseksempler for sugegassvarmevekslere fra Kaori [18]

Det er ikke den samme type ytelsesdata tilgjengelig for fordampere. Derfor ble data fra anlegget brukt ved beregning av U-verdien. Fordampereens varmeoverføringsareal, fordampningstemperaturen for CO<sub>2</sub>, temperaturen på frostvæsken inn og ut av fordampere og massestrømmen på frostvæsken (konstant som nevnt tidligere) er kjent. Siden dette er en fordampere kan varmekapasiteten til CO<sub>2</sub> settes lik uendelig [11]. Dermed trenger man ikke vite massestrømmen til CO<sub>2</sub> og kan finne U-verdien ved å bruke NTU-metoden

i revers. Varmepumpen jobber i relativt kort perioder med lite stabil drift. I tillegg er det er noe forsinkelse mellom målingene og det som faktisk foregår i varmpumpen på grunn av tiden det tar for fluidene å strømme fra komponentene til måleinstrumentene. Av den grunnen ble det valgt ut et tidsintervall der varmpumpen jobbet med like driftsforhold er tid for å beregne U-verdien. Figur 25 viser temperaturene tilknyttet fordampere ved dette tidsintervallet.



Figur 25: Temperaturer for fordampere i gitt intervall av måledata

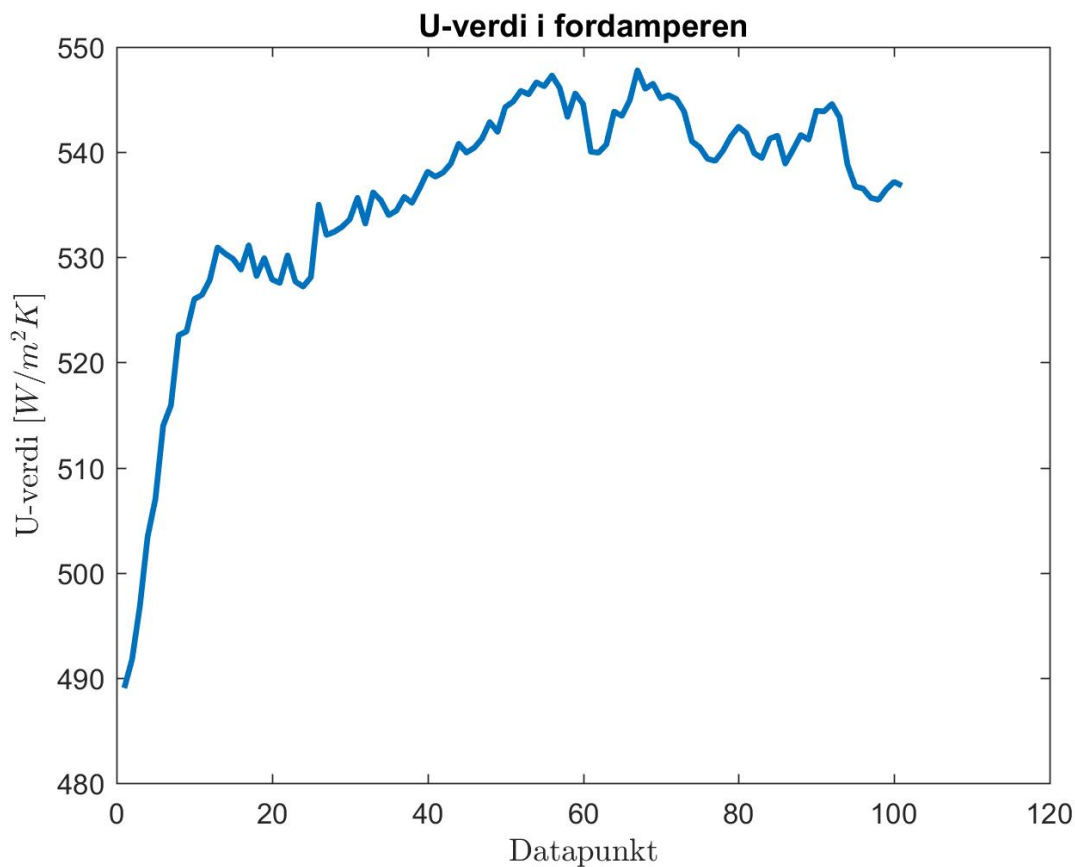
Siden NTU-metoden skal benyttes i revers starter fremgangsmåten med å finne effektiviteten til fordampere og *Number of transfer units*. I og med at varmekapasiteten til CO<sub>2</sub> er uendelig i fordampere kan effektiviteten beregnes ved forenkle ligning 2.5.4 til: Ligning eps Uendelig varmekapasitet for CO<sub>2</sub> gjør også at  $C_r$  kan settes lik null etter ligning 2.5.10. Dermed kan ligning 2.5.8 stokkes om til:

$$NTU = \ln \frac{1}{1 - eps} \tag{5.1.4}$$

U-verdien er da gitt ved:

$$U = \frac{NTU \cdot C_{min}}{A} \tag{5.1.5}$$

Der  $C_{min}$  i dette tilfellet er varmekapasiteten til frostvæsken og  $A$  er arealet til fordampere. Figur 26 viser U-verdiene for det gitte tidsintervallet. U-verdien i fordampere ble satt til gjennomsnittet av disse verdiene som er  $535.6W/m^2K$ .



Figur 26: U-verdi for fordampere i gitt intervall av måledata

### 5.1.2 Polynom for kompressorens massestrøm og virkningsgrad

For å modellere kompressoren ble flere metoder prøvd ut. Den ene innebar å bruke data fra Dorin Software (versjon 19.10) til å approksimere kompressorens massestrøm og virkningsgrad ved hjelp av polynomer som er funksjoner av fordampningstemperatur, gasskjølertrykk og kompressorens innløpstemperatur. Fremgangsmåten til å lage disse polynomene er beskrevet her.

Programvaren beregner en rekke egenskaper som vist i bildet under.

| HOME   OPTIONS   Calculation - CD |                          |
|-----------------------------------|--------------------------|
| Refrigerant                       | R744_CO2                 |
| Range                             | CD 400                   |
| Model                             | CD 4501H                 |
| Voltage / phases / frequency      | 380-420 V / 3 / 50 Hz    |
| Operating mode                    | Transcritical            |
| Standard conditions               | <input type="checkbox"/> |
| Evaporating temperature           | 0 °C                     |
| Condensing temperature            | °C (34.9 bar)            |
| Gas cooler pressure               | 93 bar [opt. 75 bar]     |
| Suction temperature               | 5 °C                     |
| Evaporator outlet temperature     | 1 °C                     |
| Gas cooler outlet temperature     | 30 °C                    |

|                                 |
|---------------------------------|
| CD 4501H - QE = 85120 W         |
| At evaporator                   |
| Cooling capacity = 85120 W      |
| Absorbed power = 34.11 kW       |
| Gas cooler capacity = 122.94 kW |
| COP = 2.50                      |
| Mass flow = 1939.8 kg/h         |
| Absorbed current = 58.5 A       |
| Discharge temperature = 91.1 °C |
| Max operating current = 80.0 A  |
| Locked rotor current = 323.0 A  |
| At compressor                   |

Figur 27: Skjerm bilde fra Dorin Software 19.10

Målet er å et polynom på følgende form for både massestrøm og virkningsgrad.

$$y = C_1 + C_2 T_7 + C_3 p_2 + C_4 T_1 + C_5 T_7^2 p_2 + C_6 T_7 p_2^2 + C_7 T_7 T_1 + C_8 T_7 T_1^2 + C_9 p_2 T_1 + C_{10} p_2^2 T_1 + C_{11} p_2 T_1^2 \quad (5.1.6)$$

Nummereringen følger Figur 28 der  $T_7$  fordampningstemperaturen,  $p_2$  er gasskjølertrykket og  $T_1$  er sugegasstemperaturen. Koeffisientene  $C_i$  ble funnet ved å løse et lineært ligningssett på formen:

$$Ax = B \quad (5.1.7)$$

Der  $x$  er en vector med koeffisientene til polynomet og  $A$  er en 11x11 matrise med verdiene av  $1, T_7, p_2, T_1, T_7^2 \cdot p_2, T_7 \cdot p_2^2, T_7 \cdot T_1, T_7 \cdot T_1^2, p_2 \cdot T_1, p_2^2 \cdot T_1, p_2 \cdot T_1^2$ .  $B$  er en vektor av verdiene fra Dorin Software for de respektive driftsforholdene. Programvaren gir massestrømmen direkte, mens virkningsgraden ble beregnet ved hjelp av data fra programvaren og utregninger gjort i Matlab. Den satte fordampningstemperaturen gir trykket før kompressoren og sammen med sugegasstemperaturen finner man spesifikk entalpi før kompressoren  $h_1(p_7, T_1)$ . Ved gitt gasskjølertrykk blir så spesifikk entalpi etter kompressoren  $h_2(p_2, T_2)$  der temperaturen etter kompressoren,  $T_2$ , hentes fra programvaren. Det samme gjør massestrømmen og kompressorens strømforbruk, henholdsvis  $\dot{m}_{CO_2}$  og  $W_K$ . Virkningsgraden regnes så ut ved:

$$\eta = \frac{(h_2 - h_1) \dot{m}_{CO_2}}{W_K} \quad (5.1.8)$$

Verdiene for fordampningstemperatur, gasskjølertrykk og sugegasstemperatur som ble brukt i beregningen av koeffisientene til polynomet, samt den samsvarende massestrømmen og virkningsgraden er listet i Tabell 6.

| $T_7$ [ $^{\circ}C$ ] | $p_2$ [MPa] | $T_1$ [ $^{\circ}C$ ] | $\dot{m}_{CO_2}$ [kg/s] | $\eta$ [-] |
|-----------------------|-------------|-----------------------|-------------------------|------------|
| -20                   | 8.3         | 1                     | 0.228416667             | 0.87306    |
| -17                   | 8.7         | 5                     | 0.253611111             | 0.87417    |
| -15                   | 9.3         | 3                     | 0.276527778             | 0.87639    |
| -13                   | 8.2         | 4                     | 0.313055556             | 0.88902    |
| -11                   | 8.8         | 8                     | 0.327027778             | 0.88493    |
| -10                   | 9.2         | 6                     | 0.342583333             | 0.88666    |
| -9                    | 9.8         | 9                     | 0.345277778             | 0.88181    |
| -8                    | 8.4         | 15                    | 0.360416667             | 0.88902    |
| -7                    | 8.9         | 18                    | 0.363361111             | 0.88503    |
| -6                    | 9.5         | 12                    | 0.388444444             | 0.88698    |
| -5                    | 9.9         | 14                    | 0.395833333             | 0.88566    |

Tabell 6: Data til beregning av koeffisienter til polynomer

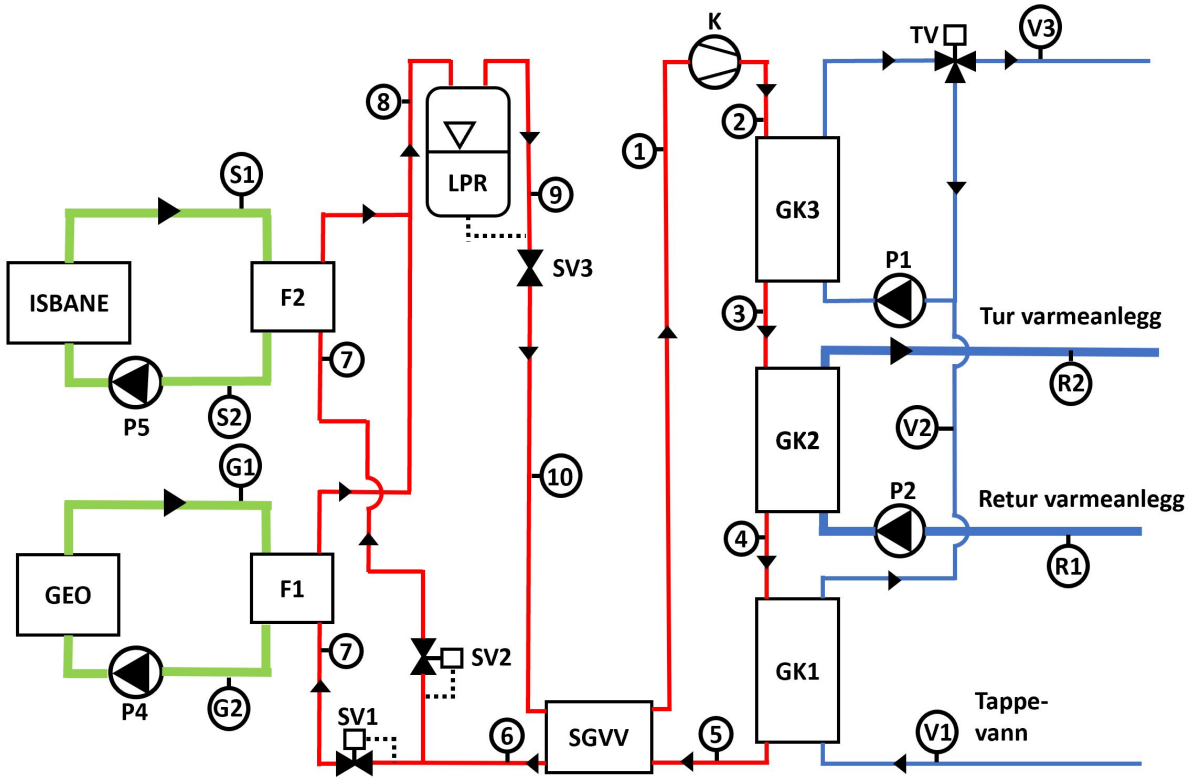
De resulterende koeffisientene er listet i Tabell 8 i avsnitt 5.2.1.

## 5.2 Modellering av komponenter

I avsnitt 2.4 beskrives en modell av en luft-til-vann-varmepumpe med CO<sub>2</sub> som arbeidsmedium. Flere av disse metodene er overført til modellen presentert under, men på grunn av ulikheter mellom anleggene er det valgt andre metoder der det har vist seg mer presist. Figur 28 er en systemskisse av anlegget slik det er modellert og viser nummereringen som er brukt i modellen. Det er ikke tatt hensyn til den kontinuerlige sirkuleringen av vann i kretsen i GK<sub>3</sub> ved romoppvarmingsmodus.

I alle beregningene er det antatt:

- Null trykktap i varmevekslerne.
- Null varmetap fra rør og komponenter.



Figur 28: Systemskisse av varmepumpen slik den er modellert

### 5.2.1 Kompressor

For denne modellen er massestrøm  $\text{CO}_2$  ( $m_{\text{CO}_2}$ ), strømforbruk ( $W_K$ ) og utløpsentalpi ( $h_2$ ) de interessante verdiene fra kompressoren. To fremgangsmåter er undersøkt for å finne den som gir mest relevante resultater.

Ligning 2.4.1 og 2.4.2 beskriver en metode for å beregne kompressorens massestrøm og strømforbruk, her referert til som metode 1. Disse ligningene krever at man har kjennskap til kompressorens mekaniske, isentropiske og volumetriske virkningsgrader. Det har ikke latt seg oppdrive, på tross av flere runder med kontakt med produsenten. Et forsøk er gjort med funksjoner som beskriver isentropisk og volumetrisk virkningsgrad for en annen modell fra samme produsent. Følgende ligninger beskriver volumetrisk og isentropisk virkningsgrad for en Dorin CDHP2500 [17]:

$$\eta_V = 0.0856 r_p + 1.0398 \quad (5.2.1)$$

$$\eta_{is} = 0.57 + 3.76 e^{-1.38 r_p} \quad (5.2.2)$$

Der  $r_p$  er trykkforholdet kompressoren leverer. CDHP2500 er en to-steps transkritisk kompressor med fire sylindere som leverer totalt  $11.68 \text{ m}^3/\text{h}$  ved  $50 \text{ Hz}$  [17]. Kilden oppgir ikke data for mekanisk virkningsgrad, så den antas å være 90 %. Når arbeidsmediets tilstand ved innløpet er kjent, ble tilstanden etter kompressoren beregnet på følgende måte ved hjelp av definisjonen til isentropisk virkningsgrad [19]:

$$h_{2,is} = h(s_1, p_2) \quad (5.2.3)$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2,is} - h_1}{\eta_{is}} \quad (5.2.4)$$

$$T_2 = T(h_2, p_2) \quad (5.2.5)$$

Dorin har programvare kalt Dorin Software tilgjengelig til valg av kompressorer. Programvaren gir muligheten til å hente ut polynomer for kompressorens strømforbruk og massestrøm. De er tilnærminger av reelle data med antagelse om 10 K overhetet gass ved innløpet til kompressoren. Polynomene er funksjoner av fordampningstemperatur ( $T_7$ ) og gasskjølertrykk ( $p_2$ ). For denne kompressor-modellen er de gitt ved følgende ligning:

$$y = C_1 + C_2 t_7 + C_3 p_2 + C_4 t_7^2 + C_5 t_7 p_2 + C_6 p_2^2 + C_7 t_7^3 + C_8 p_2 t_7^2 + C_9 t_7 p_2^2 + C_{10} p_2^3 \quad (5.2.6)$$

Koeffisientene til ligning 5.2.6 er gitt i følgende tabell:

| Variabel               | $C_1$        | $C_2$        | $C_3$        | $C_4$        | $C_5$                   |
|------------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|-------------------------|
| $\dot{m}_{CO_2}[kg/s]$ | 0.71456899   | 0.018880512  | -0.003137807 | 0.00016838   | $-1.7626 \cdot 10^{-5}$ |
| $W_K[W]$               | -32528.44222 | -1154.848558 | 1330.726524  | -10.83824425 | 17.87222442             |

| Variabel               | $C_6$                   | $C_7$        | $C_8$       | $C_9$        | $C_{10}$    |
|------------------------|-------------------------|--------------|-------------|--------------|-------------|
| $\dot{m}_{CO_2}[kg/s]$ | $1.03917 \cdot 10^{-5}$ | 0            | 0           | 0            | 0           |
| $W_K[W]$               | -9.163723553            | -0.005282259 | 0.041145321 | -0.048056031 | 0.027516434 |

Tabell 7: Koeffisienter til polynomet fra Dorin

Ifølge data hentet direkte fra programvaren (ikke polynomene) er strømforbruket hovedsakelig avhengig av fordampningstemperatur og gasskjølertrykk, mens massestrømmen også er avhengig av innløpstemperaturen til kompressoren. Siden polynomene oppgitt av Dorin antar 10 K overhetet gass ved innløpet til kompressoren, blir derfor polynomet for massestrøm noe upresist til bruk i modellering av det aktuelle anlegget. Derfor er det utviklet et polynom for massestrømmen ved hjelp av data fra programmet. Metoden brukt i til å finne dette polynomet og et polynom som gir virkningsgraden til kompressoren er beskrevet i avsnitt 5.1.2. Polynomet for massestrøm og virkningsgrad er angitt her:

$$y = C_1 + C_2 T_7 + C_3 p_2 + C_4 T_1 + C_5 T_7^2 p_2 + C_6 T_7 p_2^2 + C_7 T_7 T_1 + C_8 T_7 T_1^2 + C_9 p_2 T_1 + C_{10} p_2^2 T_1 + C_{11} p_2 T_1^2 \quad (5.2.7)$$

Koeffisientene til ligning 5.2.7 er gitt i følgende tabell:



| Variabel               | $C_1$             | $C_2$                          | $C_3$                         |
|------------------------|-------------------|--------------------------------|-------------------------------|
| $\dot{m}_{CO_2}[kg/s]$ | 0.742098175871356 | 0.024279677153399              | -0.001851426487252            |
| $\eta[-]$              | 0.904015987312719 | $-5.13408457786 \cdot 10^{-4}$ | $1.54400115647 \cdot 10^{-4}$ |

| $C_4$              | $C_5$                       | $C_6$                      | $C_7$                          |
|--------------------|-----------------------------|----------------------------|--------------------------------|
| -0.001446387263179 | $4.110334637 \cdot 10^{-6}$ | $6.1034323 \cdot 10^{-8}$  | $-1.60894499192 \cdot 10^{-4}$ |
| 0.010728107080312  | $-4.49579475 \cdot 10^{-7}$ | $2.79314652 \cdot 10^{-7}$ | $-6.2050156145 \cdot 10^{-5}$  |

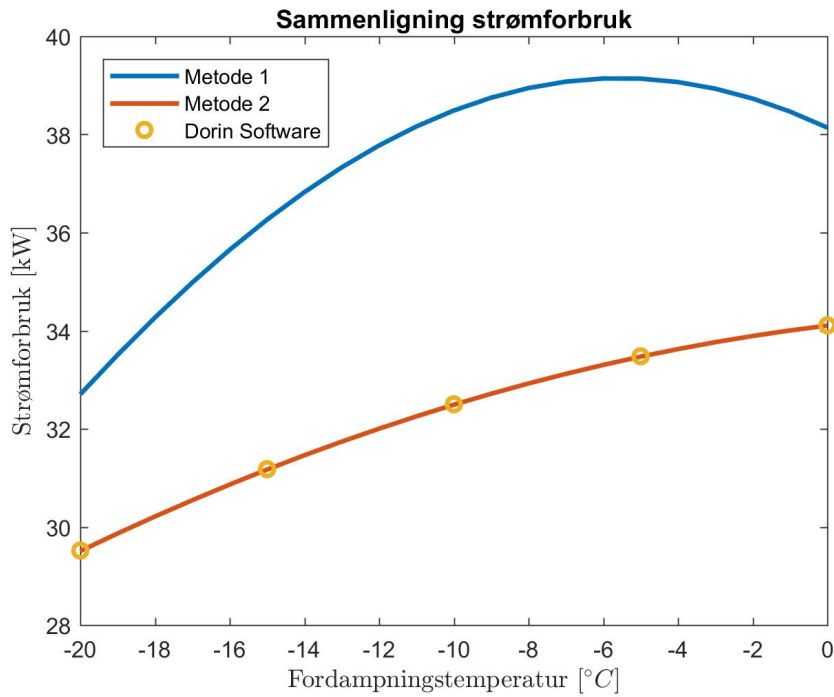
| $C_8$                         | $C_9$                          | $C_{10}$                    | $C_{11}$                    |
|-------------------------------|--------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| $-1.2150884662 \cdot 10^{-5}$ | $-1.54144347587 \cdot 10^{-4}$ | $1.208061308 \cdot 10^{-6}$ | $-1.95693907 \cdot 10^{-7}$ |
| $2.032342426 \cdot 10^{-6}$   | $-2.45080526172 \cdot 10^{-4}$ | $1.122641749 \cdot 10^{-6}$ | $6.02247605 \cdot 10^{-7}$  |

Tabell 8: Koeffisienter til polynomene for massestrøm og virkningsgrad

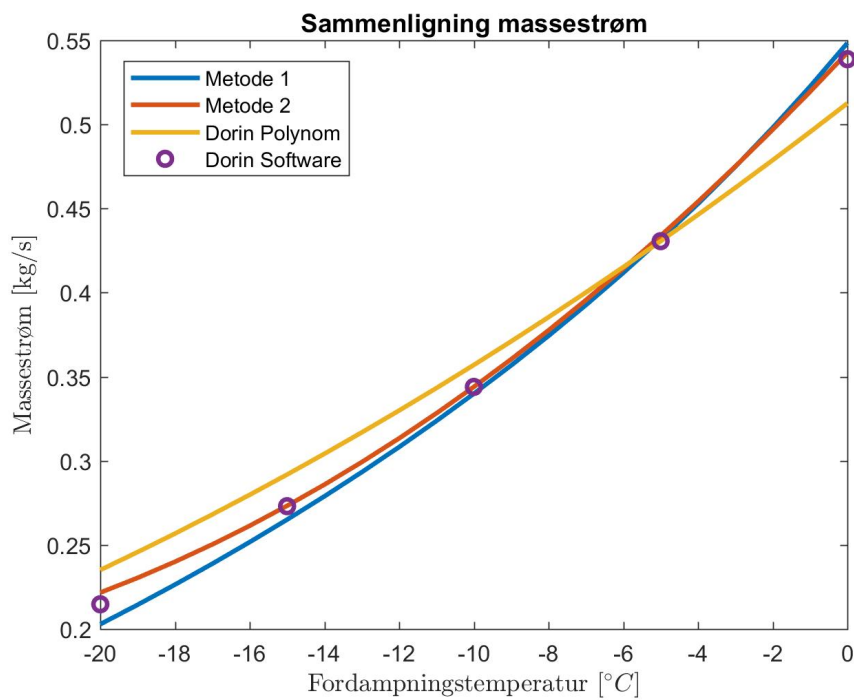
I metode 2 blir kompressorens strømforbruk funnet ved hjelp av ligning 5.2.6 og koeffisientene i Tabell 7, mens massestrøm og vikringsgrad beregnes ved ligning 5.2.7 og koeffisientene i Tabell 8. Virkningsgraden som nevnes her er en kombinasjon av isentropisk og mekanisk virkningsgrad. Den angir hvor mye av energiforbruket til kompressoren som overføres til arbeidsmediet. Spesifikk entalpi etter kompressoren er da gitt ved ligning 5.2.8, mens temperaturen blir bestemt på samme måte som i ligning 5.2.5.

$$h_2 = h_1 + \frac{W_K \eta}{\dot{m}_{CO_2}} \quad (5.2.8)$$

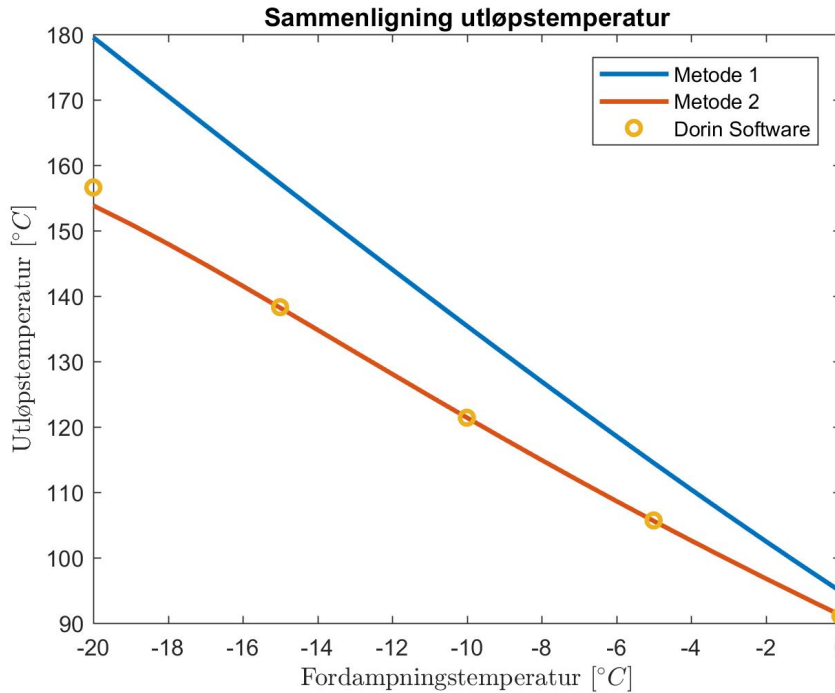
Siden det ikke er noen målinger på strømforbruket til kompressoren fra det faktiske anlegget, brukes data fra Dorin Software for å avgjøre hvilken av de to metodene som er mest presis. I de tre følgende figurene sammenlignes resultatene fra de to metodene med data fra beregninger i Dorin Software. Simuleringene er gjort med et gasskjølertrykk på  $9.3MPa$  og sugegasstemperatur på  $5^\circ C$ . Fordampningstemperaturen gikk fra  $-20$  til  $0^\circ C$  med  $1K$  steg for de to metodene. For beregningene fra Dorin Software ble det samme intervallet brukt, men steget var på  $5K$  siden disse beregningene må gjøres manuelt en og en. I figuren som sammenligner massestrøm er også polynomet som antar  $10K$  overhetet gass (ligning 5.2.6) tatt med for å vise forskjellene mellom dette polynomet og data fra programvaren.



Figur 29: Sammenligning av kompressorens strømforbruk ved ulike metoder



Figur 30: Sammenligning av kompressorens massestrøm ved ulike metoder



Figur 31: Sammenligning av kompressorens utløpstemperatur ved ulike metoder

Fra Figur 29 kommer det tydelig frem at Metode 1 gir høyere verdier for strømforbruk enn det Dorin Software angir. Når det gjelder massestrøm er forskjellene små, som vist i Figur 30. Til slutt viser Figur 31 at Metode 1 gir høyere verdier for utløpstemperatur enn programvaren, denne forskjellen øker når fordampningstemperaturen synker. Metode 2 fraviker også noe fra data fra Dorin Software, hovedsakelig når fordampningstemperaturen blir lav. Ut ifra disse sammenligningene ble metode 2 valgt som modell av kompressoren.

### 5.2.2 Gasskjølere og sugegassvarmeveksler

Gasskjølerne og sugegassvarmevekslerne er modellert ved bruk av prinsippene fra NTU-metoden, beskrevet i avsnitt 2.5. Her nevnes det at metoden antar konstante verdier for spesifikk varmekapasitet for de to fluidene. Dette er ikke tilfellet for superkritisk CO<sub>2</sub>, som vist i Figur 8. Varmervekslerne er derfor delt opp i elementer, hvor det antas konstant spesifikk varmekapasitet innenfor hvert element. Alle gasskjølerne og sugegassvarmevekslerne er motstrøms varmevekslere.

De kjente variablene er spesifikk entalpi ved innløpene og massestrøm for både CO<sub>2</sub> og vann. Først tilnærmes innløpsentalpiene i hvert element i varmeveksleren basert på innløpsverdiene til varmeveksleren. Modellen starter så med det første elementet ved innløpet til det varme fluidet og jobber seg gjennom varmeveksleren, element for element. Spesifikk entalpi ved innløpene til elementet og trykket gir temperaturene og varmekapasiteten til de to fluidstrømmene. Deretter regnes *Number of transfer units* og elementets varmeoverføringsvirkningsgrad ut ved hjelp av ligning 2.5.6 og 2.5.8. Dette gir så overført energimengde i elementet ved ligning 2.5.5. Videre regnes spesifikk entalpi ved utløpene i hvert element ved hjelp av følgende ligning:

$$h_{ho} = h_{hi} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{CO_2}} \quad (5.2.9)$$

$$h_{co} = h_{ci} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{CO_2}} \quad (5.2.10)$$

Resultatet overføres til elementet før og etter på følgende måte:

$$h_{hi,x+1} = h_{ho,x} \quad (5.2.11)$$

$$h_{ci,x-1} = h_{co,x} \quad (5.2.12)$$

Der  $h_{hi,x+1}$  er spesifikk entalpi ved innløpet til det neste elementet og  $h_{ho,x}$  er spesifikk entalpi ved utløpet av elementet for det varme fluidet, mens  $h_{ci,x-1}$  er spesifikk entalpi ved innløpet til det forrige elementet og  $h_{co,x}$  er spesifikk entalpi ved utløpet av elementet for det kalde fluidet. Slik jobber modellen seg gjennom varmeveksleren. Siden modellen starter med å tilnærme spesifikk entalpi gjennom varmeveksleren, må den regne seg gjennom varmeveksleren flere ganger for at temperaturene skal stabilisere seg. Ved simulering av kombinert drift jobber modellen seg gjennom gasskjølerne i strømningsretningen til CO<sub>2</sub>. Det gjør at innløpstemperaturen for vannet i GK<sub>3</sub> må settes til en antatt verdi. Videre regner modellen seg gjennom de tre gasskjølerne i flere runder for å riktige temperaturer mellom gasskjølerne.

### 5.2.3 Fordamper

Variabelen som er av interesse fra fordamperen er fordampingstemperaturen, som også gir fordampningstrykket. Et problem med anlegget er at pumpen som pumper frostvæsken gjennom de geotermiske brønnene er låst på 80 % kapasitet som tilsvarer en volumstrøm på 16.2 m<sup>3</sup>/h. Dette gjør at fordampingstemperaturen ikke kan styres slik man ønsker, den blir heller bestemt ut ifra varmebehovet som kreves av fordamperen og temperaturen på frostvæsken fra de geotermiske brønnene. Varmebehovet fra fordamperen er gitt ved følgende ligning basert på energibalanse for varmepumpen:

$$\dot{Q}_{ford} = \dot{Q}_{GK} + W_{CO_2} \quad (5.2.13)$$

Der  $\dot{Q}_{ford}$  og  $\dot{Q}_{GK}$  er varmeoverføringen i fordamperen og gasskjølerne, mens  $W_{CO_2}$  er energien som overføres til arbeidsmediet i kompressoren. textit«Number of transfer units» i fordamperen beregnes ut ifra ligning 2.5.6. Siden dette er en fordamper kan varmekapasiteten til arbeidsmediet her settes til uendelig [11]. Dette gjør at  $C_r$  kan settes lik 0, og sammenhengen fra ligning 2.5.8 kan forenkles til:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (5.2.14)$$

Fordampningstemperaturen kan så regnes ut ved å løse ligning 2.5.4 for fordampningstemperaturen:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{C_{H_2O}(T_{H_2O,i} - T_{H_2O,o})}{C_{H_2O}(T_{H_2O,i} - T_{CO_2,ford})} \quad (5.2.15)$$

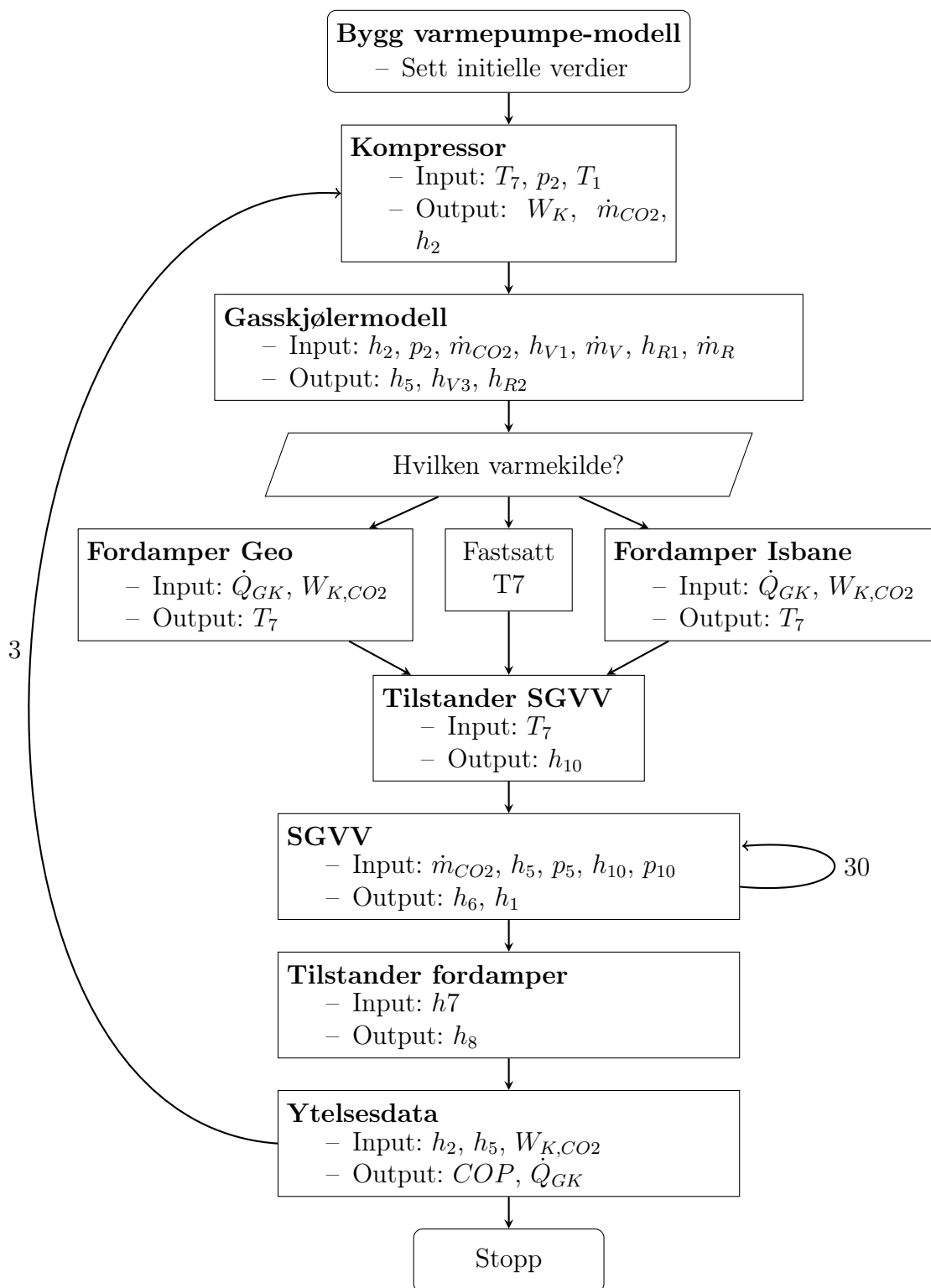
$$T_{CO_2,ford} = T_{H_2O,i} - \frac{T_{H_2O,i} - T_{H_2O,o}}{\varepsilon} \quad (5.2.16)$$

#### 5.2.4 Andre komponenter

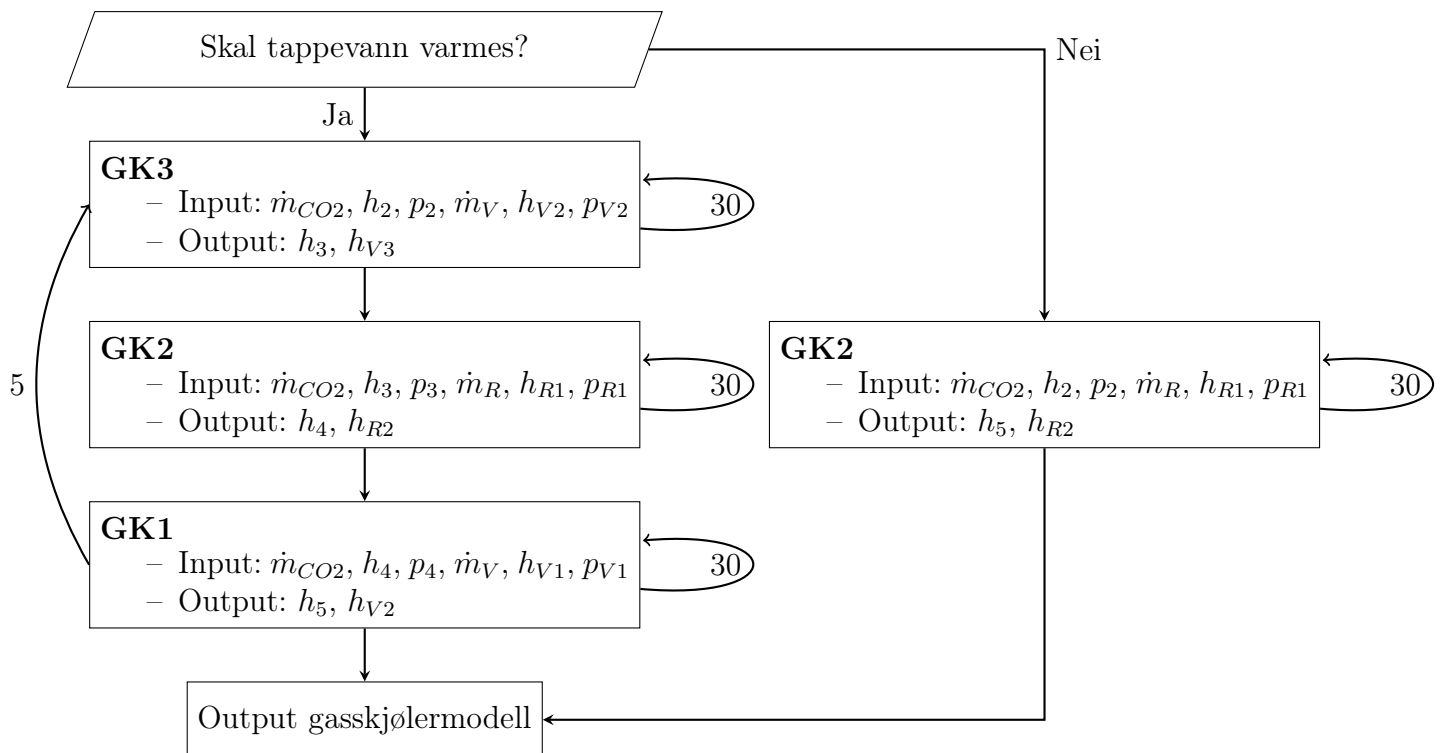
Modellering av strupeventilene  $SV_1$ ,  $SV_2$  og  $SV_3$  gjøres som i avsnitt 2.4 ved å anta isentalpisk ekspansjon ved ligning 2.4.11. For trykket etter  $SV_1$  og  $SV_2$  bestemmes av fordampningstemperaturen i de respektive fordampene, mens det for  $SV_3$  antas  $0.05 MPa$  trykktap. Effekten av lavtrykksbeholderen modelleres ved å anta mettet gass ved fordampningstemperaturen i punkt 9.

### 5.2.5 Oppbygning av modellen

Modellen er satt sammen som vist i Figur 32. Modellen av gasskjølerne vises i Figur 33. Ved kun tappevannsproduksjon blir GK<sub>2</sub> tatt ut av gasskjølermodellen.



Figur 32: Oppbygning av modellen



Figur 33: Oppbygning av gasskjølermodell

### 5.2.6 Begrensninger

Den største begrensningen for modelleringen har vært det å ikke ha tilgang til virkningsgradene til kompressoren.

## 5.3 Beskrivelse av gjennomførte simuleringer

### 5.3.1 Verifisere U-verdier for varmevekslerne mot data fra produsenten

Data fra Kaori, produsenten av alle varmevekslerne brukt i varmepumpen, er brukt som referanse for å verifisere at korrekt U-verdi er valgt for gasskjølerne og sugegassvarmeveksleren. Figur 22 viser hvor mye varme som overføres for ulike modeller av gasskjølerne og temperaturnivåene til vann og CO<sub>2</sub> [18]. Figur 24 viser det samme for modeller av sugegassvarmevekslere [18]. For fordamperen var ikke denne type informasjon var ikke tilgjengelig. I stedet er U-verdien i fordamperen beregnet ut ifra data fra målinger fra anlegget. Dette er bedre beskrevet i avsnitt 5.1.1.

Det er varierende areal og massestrøm for de ulike modellene. Arealet er hentet fra figur 23 [18]. Massestrømmen for vann er listet i figur 22 og 24, mens massestrømmen for CO<sub>2</sub> ble beregnet etter følgende formel:

$$\dot{m}_{CO_2} = \frac{\dot{Q}_{GK}}{h_{CO_2,i} - h_{CO_2,o}} \quad (5.3.1)$$

### 5.3.2 Verifisering av modellen

Sammenligning mellom data fra anlegget og resultater er gjort ved å kjøre simuleringer med samme driftsforhold som de registrerte dataene. Det vil si at det er gjort simuleringer der  $p_2, T_{G1}, T_{R1}$  og  $T_{V1}$  er satt til måleverdiene fra et gitt tidspunkt og resultatene fra modellen er sammenlignet med verdiene for  $T_1, T_2, T_5, T_7, \dot{m}_{CO_2}, \dot{Q}_{GK}, W_K$  og differansen  $T_5 - T_{R1}$  fra det samme tidspunktet. Dataene er hentet fra dagene med 10 sekunder intervaller mellom datapunktene. For dagen med kun romoppvarming er det valgt ut tre perioder der kompressoren går og fra hver av disse er simuleringene kjørt for 6 punkter. På grunn av mer begrensede data for kombinert drift er simuleringene gjort for 9 punkter der varmpumpen er i drift.

Siden skøytebanen ikke har blitt brukt som varmekilde tidligere er det ikke data for denne typen drift. For å se om modellen av kompressoren gir presise resultater for denne typen drift er kompressor-modellen sammenlignet med beregninger i Dorin Software for aktuelle driftsforhold. Med skøytebanen som varmekilde vil temperaturen på frostvæsken fra skøytebanen ligge lavere enn temperaturen på frostvæsken fra de geotermiske brønnene. Det gjør at fordampningstemperaturen til  $CO_2$  i fordamperen også blir lavere. Av den grunnen er sammenligningen gjort med fordampningstemperatur på  $-15^\circ C$ . Gasskjølertrykket er satt til  $9.3 MPa$ , mens  $T_1$  varierer fra 1 til  $25^\circ C$ . Metode 1 for modellering av kompressoren er også tatt med i simuleringen for å se om denne metoden kan være mer presis i dette tilfellet.

### 5.3.3 Simulering av nå-tilstand

For å kunne si noe om effekten av ulike tiltak for å forbedre varmpumpens drift, må resultatet av simuleringene sammenlignes med varmpumpen slik den driftes nå. Setttemperaturen for fordamperen er  $-5^\circ C$ , men ønsket gasskjølertrykk er  $8.8 MPa$ . Varmepumpen klarer naturligvis ikke å opprettholde nøyaktig disse verdiene ved drift, slik at det er nødvendig å undersøke flere driftssituasjoner. Fordampningstemperaturen varierer fra omtrent  $-12^\circ C$  til  $-0.5^\circ C$ , mens gasskjølertrykket normalt er mellom  $8.8 MPa$  og  $9.8 MPa$ . For å dekke spennet av driftsforhold, og for å få oversikt over hvordan varmpumpen reagerer utenfor disse situasjonene, er driften simulert med gasskjølertrykk fra  $8.3$  til  $10.3 MPa$  med  $0.5 MPa$  intervall og fordampningstemperatur fra  $-13$  til  $-1^\circ C$  med  $2 K$  intervall. Hensikten med å undersøke ut over de normale driftsforholdene er å raskere få overblikk over hvilke innstillinger som kan bedre driften av varmpumpen. Innløpstemperaturen på vannet til romoppvarming inn i gasskjøleren er  $32^\circ C$  i alle testene.

Varmepumpen skal levere vann til romoppvarming ved  $60^\circ C$ . Hvis temperaturen på vannet til romoppvarming ikke er innenfor  $\pm 1 K$  av sett-verdien kjøres modellen opptil 5 ganger med økt eller redusert massestrøm for vann til romoppvarming fra gang til gang. Å simulere driften for gitte fordampningstemperaturer sier noe om hvordan varmpumpen kan stilles inn, men driften avhenger også av temperaturen på frostvæsken som kommer fra den geotermiske brønnen. Temperaturen her varierer generelt mellom  $0$  og  $6^\circ C$ . I tillegg til simuleringene med fastsatt fordampningstemperatur er det derfor gjort simuleringer med temperatur på vannet fra den geotermiske brønnen på  $1$  til  $9^\circ C$  med  $2 K$  intervall. I disse simuleringene blir fordampningstemperaturen bestemt ut ifra fordampersens egenskaper som forklart i avsnitt 5.2.3.



Nå-tilstanden for kombinert drift er simulert på samme måte som for kun romoppvarming. Innløpstemperaturen for tappevannet inn i gasskjøleren er satt til 10°C, ellers er alt annet likt. Varmepumpen har ikke blitt brukt til å kun varme opp tappevann, men for å se på mulighetene som ligger i designet brukt i denne varmpumpen er det ønskelig å se på hvor godt varmpumpen takler dette. Simuleringene gjøres på samme måte som for kombinert drift.

### 5.3.4 Endre gasskjølertrykk

Med hensikt i å isolere konsekvensene av endring i gasskjølertrykk brukes det konstant temperatur på vannet fra de geotermiske brønnene. Gasskjølertrykket er satt fra 8.0 til 10.3 MPa 0.1 MPa intervall og simulert for alle driftsmodusene. Fordampetrykket bestemmes ut ifra foramperens egenskaper som nevnt tidligere. Dette er gjort ved alle tre driftstilfeller, kun romoppvarming, kun tappevann og kombinert drift. Videre brukes data fra anlegget for finne det gasskjølertrykket som gir lavest strømforbruk totalt sett. Totalt strømforbruk ved hvert gasskjølertrykk regnes ut ved hjelp av følgende ligning:

$$W_{K,x} = COP_{R,x} Q_{R,tot} + COP_{T,x} Q_{T,tot} \quad (5.3.2)$$

Der  $W_{K,x}$  er kompressorarbeidet for det gitte gasskjølertrykket,  $COP_{R,x}$  og  $COP_{T,x}$  er virkningsgraden til varmpumpen ved henholdsvis kun romoppvarming og kun tappevannsproduksjon og  $Q_{tot}$  er den totale varmemengden levert i løpet av året med måldata ved tilsvarende driftsmoduser. Den totale varmemengden er hentet fra Tabell 13. Her er det tatt utgangspunkt i at varmpumpen leverer enten kun vann til romoppvarming eller kun tappevann. Bakgrunnen for dette er at varmpumpen generelt ikke klarer å levere vann til romoppvarming ved ønsket temperatur ved kombinert drift.

### 5.3.5 Ulike varmekilder

Foreløpig har ikke skøytebanen/solfangeren vært i bruk som varmekilde, men det er likevel interessant å se på resultatet av bruk dette sammenlignet med den geotermiske brønnen. Det er egne fordampere i kretsen til skøytebanen, slik at varmpumpe-modellen har egne modeller av disse. I simuleringene er temperaturen på frostvæsken fra skøytebanen er satt til å være fra -10 til -2°C med 2 K intervall, gasskjølertrykket er 8.8 til 9.8 MPa med 0.5 MPa intervall. Dette er gjort ved alle tre driftstilfeller. Disse simuleringene er gjort med samme massestrøm for frostvæsken fra skøytebanen som frostvæsken i de geotermiske brønnene. For å se hvordan endring i massestrømmen påvirker fordampningstemperaturen, er det gjort en beregning av fordampningstemperaturen der massestrømmen varierer fra 0.5 til 3 ganger den originale massestrømmen. I disse beregningene er varmebehovet fra fordampere satt til 59206 og 62124 W som tilsvarer varmebehovet i simuleringen for henholdsvis romoppvarming og kombinert drift. Temperaturen på frostvæsken ved innløpet til fordampere er satt til -8°C.

### 5.3.6 Endre returtemperatur romoppvarming

Generelt er temperaturen på vannet som kommer fra romoppvarmingskretsen ganske stabil rundt 32°C. Denne temperaturen påvirker temperaturen på CO<sub>2</sub> etter gasskjøleren. Som nevnt i avsnitt 2.1.4 er dette en parameter som er viktig for effektfaktoren til prosessen. En ting er at lavere returtemperatur på vannet til romoppvarming skal gi høyere

effektfaktor, men varmpumpen har hatt problemer med å opprettholde høy nok temperatur på vannet til romoppvarming ved kombinert drift. Derfor er det gjort simuleringer der returtemperaturen er fra 20 til 44°C med 6 K intervall med kun romoppvarming, mens returtemperaturen er satt til 25, 35 og 45°C i simuleringene med kombinert drift. I disse simuleringene er massestrømmene for vann til romoppvarming og tappevann bestemt ut ifra den totale energimengden. For hver av de tre returtemperaturen er det gjort tre simuleringer der den totale energimengden er prosentvis fordelt 20/80, 50/50 og 80/20 mellom tappevann og romoppvarming. Massestrømmene brukt i simuleringene er listet i Tabell 9.

| $T_{R2}$              | 25°C   |        |        | 35°C   |        |        | 45°C   |        |        |
|-----------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Simulering            | 1      | 2      | 3      | 4      | 5      | 6      | 7      | 8      | 9      |
| $\dot{m}_{R1}$ [kg/s] | 0.1716 | 0.4291 | 0.6866 | 0.2403 | 0.6007 | 0.9611 | 0.4004 | 1.0009 | 1.6014 |
| $\dot{m}_{V1}$ [kg/s] | 0.4003 | 0.2502 | 0.1001 | 0.4003 | 0.2502 | 0.1001 | 0.4003 | 0.2502 | 0.1001 |

Tabell 9: Massestrøm vann brukt i simuleringer med endring i  $T_{R1}$

### 5.3.7 Øke temperaturen på vannet fra de geotermiske brønnene

Endringer i temperaturen på vannet som kommer fra de geotermiske brønnene er undersøkt på samme måte som nevnt i avsnitt 5.3.3 for alle tre driftstilfellene.

### 5.3.8 Endre arealet av gasskjøler GK<sub>3</sub>

Som nevnt tidligere har varmpumpen hatt problemer med å opprettholde høy nok temperatur på vannet til romoppvarming ved kombinert drift. En teori er at den første gasskjøleren på senker temperaturen på arbeidsmediet for mye til at vannet kan varmes opp til 60°C. Uavhengig av om det er aktuelt å bytte ut gasskjøleren er det derfor gjort simuleringer der arealet av denne gasskjøleren er redusert for å se om det lar seg gjøre å oppnå både 70°C for tappevann og 60°C for romoppvarming med dette designet. For å undersøke dette er simuleringene gjort med et gasskjølertrykk på 9.3 MPa, temperatur på vannet fra de geotermiske brønnene på 5°C og areal på gasskjøleren satt fra 0.3, 0.6 og 0.9 ganger nåværende areal. Ved hvert av de tre arealene er det kjørt tre simuleringer der massestrømmene for vann til romoppvarming og tappevann tilsvarende 20/80, 50/50 og 80/20 prosentvis fordeling for innløpstemperaturene og settpunktstemperaturene. Massestrømmene for simuleringene av kombinert drift er listet i Tabell 10. Drift med kun tappevannsproduksjon er også simulert for de tre gasskjølerarealene for å se på hvordan total energimengde overført i gasskjølerne endrer seg med endringene i areal.

| Andel opprinnelig areal GK <sub>3</sub> | 0.3    |        |        | 0.6    |        |        | 0.9    |        |        |
|---|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Simulering                              | 1      | 2      | 3      | 4      | 5      | 6      | 7      | 8      | 9      |
| $\dot{m}_{R1}$ [kg/s]                   | 0.2145 | 0.5364 | 0.8582 | 0.2145 | 0.5364 | 0.8582 | 0.2145 | 0.5364 | 0.8582 |
| $\dot{m}_{V1}$ [kg/s]                   | 0.4003 | 0.2502 | 0.1001 | 0.4003 | 0.2502 | 0.1001 | 0.4003 | 0.2502 | 0.1001 |

Tabell 10: Massestrøm vann brukt i simuleringer med endring i arealet til GK<sub>3</sub>

### 5.3.9 Endring av massestrømmen for frostvæske

Pumpen som pumper frostvæsken i de geotermiske brønnen er låst til å jobbe på 80 % kapasitet (4.49 kg/s). For å se på utfallet av å endre denne massestrømmen er det gjennomført to forskjellige simuleringer. Den ene er gjort for å finne endringen i COP dersom kapasiteten til pumpen blir satt opp til 100 % (5.61 kg/s). Den andre simuleringen ser på hvordan fordampningstemperaturen endrer seg ved endring i massestrømmen til frostvæsken. Her varierer massestrømmen fra 0.5 til 3 ganger nåværende massestrøm (4.49 kg/s). I alle disse simuleringene er gasskjølertrykket på 9.3 MPa og temperaturen på frostvæsken 5°C. I disse beregningene er varmebehovet fra fordampere satt til 59206 og 62124 W som tilsvarer varmebehovet i simuleringen for henholdsvis romoppvarming og kombinert drift.

## 6 Resultater

### 6.1 Resultater av analyse av driftsdata

Energimengde levert til bygget og skolen fra oppvarmingskretsen i løpet av året med måledata er gitt i tabell (11). Tappevann er ikke inkludert. Antall måledata uten verdi var så få at de neglisjeres (28-30 av 35040). Totalt ble det levert 162,5 MWh til bygget alene og 264.8 MWh med skolen inkludert. At skolen benytter seg av varme fra varmpumpen vil med et utslipp på 0.24675 kg/kWh for oljefyrt oppvarming ha resultert i en besparelse på 25,24 tonn CO<sub>2</sub> [20]. Dette er dog gitt at energien produsert av varmpumpen regnes som utslippsfri.

| Energimåler         | Energi levert [MWh] | Antall n/a | Andel bygget | Andel totalt |
|---------------------|---------------------|------------|--------------|--------------|
| Skolen              | 102,29              | 30         | -            | 0,386        |
| Ventilasjon basseng | 8,76                | 28         | 0,054        | 0,033        |
| Varme basseng       | 33,01               | 29         | 0,203        | 0,125        |
| Garderobe/Skytebane | 40,43               | 30         | 0,249        | 0,153        |
| Flerbrukshall       | 28,77               | 30         | 0,177        | 0,109        |
| Kjøkken/Kafe/Bibl   | 2,49                | 28         | 0,015        | 0,009        |
| Gulvvarme           | 49,03               | 29         | 0,301        | 0,185        |

Tabell 11: Varme levert til bygget og skolen i løpet av året med måledata

Måledataene for energi levert av varmpumpen og elektrokjelen har 1357 – 1359 datapunkter med n/a som verdi. Av disse overlapper 1356 av punktene. Antall n/a er mye høyere enn for målerne fra oppvarmingskretsen, derfor blir total energimengde produsert lavere enn total energimengde levert. Tabell (12 viser energimengden målt i V2 og R2 og strømforbruket til elektrokjelen i løpet måleperioden. For enkelhets skyld tilnærmes virkningsgraden til elektrokjelen lik 1. Strømforbruket til tappevannsberederne er ukjent, som nevnt i avsnitt 4.6.

| Energimåler   | Energi produsert [MWh] | Antall n/a | Andel oppvarming |
|---------------|------------------------|------------|------------------|
| Elektrokjel   | 2,47                   | 1359       | 0,010            |
| VP Oppvarming | 236,77                 | 1357       | 0,990            |

Tabell 12: Varme produsert av varmpumpen og elektrokjel til oppvarming av bygget og skolen i løpet av året med måledata

Fordelingen mellom tappevann og oppvarming for varmen levert av varmpumpen vises i tabell 13. På grunn av perioder med kun drift for oppvarming (se avsnitt 3.3.2) er tabellen oppdelt for å vise forskjellene mellom kombinert drift og drift gjennom hele året. Som for måledata for energi levert til oppvarming har måledataene 1357 – 1359 punkter uten verdi med overlapp på 1356 av disse punktene. Med perioden med kombinert drift siktes det her til 18.12.18 – 26.06.19. Tallene nederst i tabellen er tatt med for å vise hvor mye av

energien levert til selve bygget som går til tappevann. Som beskrevet i avsnitt 2.3 burde tappevannet oppta minst 25-30 % av energien avgitt fra varmepumpen for at løsningen med tre gasskjølere i serie skal være mer effektiv enn andre alternativer. I alle tre tilfellene er andelen energi til tappevann langt under dette nivået. Et aspekt som må være med i betraktningen er at energi levert fra tappevannsberederne ikke er tilgjengelig, og derfor ikke inkludert her. Dersom de skulle stå for en betydelig energimengde kan endring i styring av tappevannsoppvarming bidra til at varmepumpen får et bedre forhold mellom energi til tappevann og energi til oppvarming.

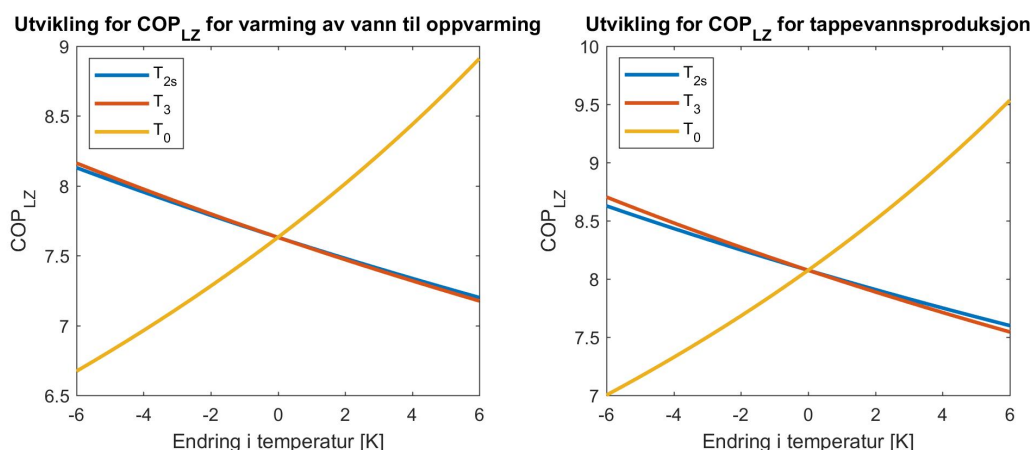
| Energimåler   | Periode     | Energi produsert [MWh] | Antall n/a | Andel |
|---------------|-------------|------------------------|------------|-------|
| VP Oppvarming | Hele året   | 236,77                 | 1357       | 0,972 |
| VP Tappevannn | Hele året   | 6,93                   | 1359       | 0,028 |
| VP Oppvarming | Komb. drift | 147,68                 | -          | 0,960 |
| VP Tappevannn | Komb. drift | 6,13                   | -          | 0,040 |
| Oppvarming    | Kun bygget  | 79,83                  | -          | 0,929 |
| VP Tappevannn | Kun bygget  | 6,13                   | -          | 0,071 |

Tabell 13: Varme levert fra varmepumpen til tappevann og oppvarming

$COP_{LZ}$  for driftstemperaturene til varmepumpen, beregnet etter ligning (2.1.3), er gitt i tabell (14). Figur (34) viser hvordan  $COP_{LZ}$  utvikler seg ved endring av temperaturene. Endringen i  $COP_{LZ}$  ved en grad økning i de forskjellige temperaturene er listet i tabell (15). Disse tallene er basert på lineær tilnærming. Disse tallene ser på tilfeller der det produseres enten tappevann eller varmt vann til oppvarming, ikke en kombinasjon.

| Formål     | $T_{2s}$ [°C] | $T_3$ [°C] | $T_0$ [°C] | $COP_{LZ}$ |
|------------|---------------|------------|------------|------------|
| Oppvarming | 60            | 32         | 4          | 7,63       |
| Tappevann  | 72            | 16         | 4          | 8,07       |

Tabell 14:  $COP_{LZ}$  for oppvarming av vann til romoppvarming og tappevannsproduksjon ved driftsforholdene i Fyret Flerbrukshus

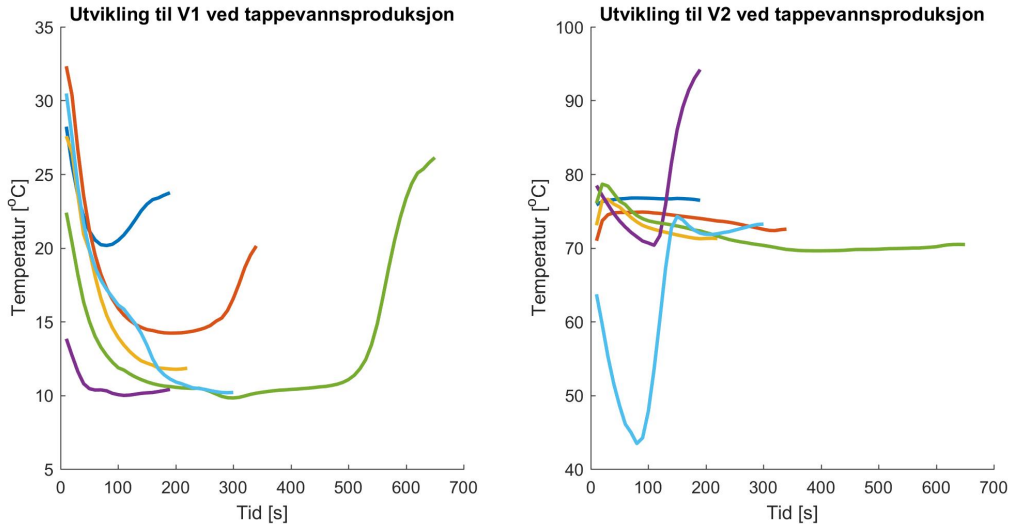


Figur 34: Utvikling av COP<sub>LZ</sub> ved synkende og stigende temperaturer der null endring tilsvarer temperaturene gitt i tabell (14)

| Endret temperatur | T <sub>2s</sub> [°C] | T <sub>3</sub> [°C] | T <sub>0</sub> [°C] |
|-------------------|----------------------|---------------------|---------------------|
| Oppvarming        | -0,074               | -0,078              | 0,181               |
| Tappevann         | -0,0816              | -0,092              | 0,205               |

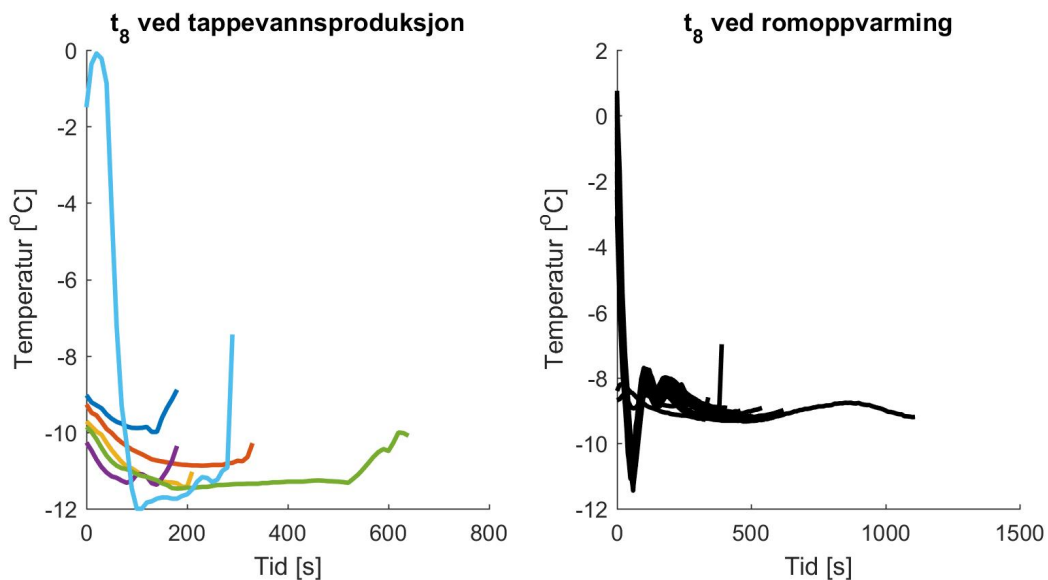
Tabell 15: Endring i COP<sub>LZ</sub> ved en grad økning av de forskjellige temperaturene

Ut ifra figur (34) og tabell (15) kommer det fram at endring i T<sub>0</sub>, det vil si temperaturen på varmekilden, har størst innvirkning på COP<sub>LZ</sub>. Dette demonstrerer viktigheten av å lade energibrønnene med overskuddsvarme fra solfangerne slik at temperaturen i energibrønnene ikke faller over tid. T<sub>2s</sub> og T<sub>3</sub>, henholdsvis tur- og returtemperaturen for vannet som varmes opp, har tilnærmet lik innvirkning på COP<sub>LZ</sub>. Utviklingen til COP<sub>LZ</sub> ved endring i T<sub>2s</sub> kan settes i sammenheng med resultatene vist i figur (35). Her vises temperaturen i V1 gjennom alle seriene med tappevannsproduksjon fra 15.03.19. Denne dagen ble det produsert tappevann ved 6 anledninger. Den korteste sammenhengende produksjonstiden var på 3 minutter og 20 sekunder, mens den lengste var på 10 minutter og 50 sekunder. Når det ikke er tappevannsproduksjon står vannet stille i rørene inn til varmepumpen. I maskinrommet er lufttemperaturen høy og vannet i rørene blir derfor varmet opp. Det gjør at temperaturen i V1 er høy når tappevannsproduksjonen starter. Etter hvert som temperaturen faller ned mot 10°C gjennom serien vil COP<sub>LZ</sub> øke. Siden intervallene med tappevannsproduksjon er korte får ikke varmepumpen operere ved de gunstige temperaturene over tid. I noen tilfeller begynner temperaturen i V1 å stige igjen. Bakgrunnen for dette antas å være at vanntilførselen kommer fra tappevannsberederne, i stedet for direkte fra byggets vannforsyning. Når det gjelder returtemperaturen for vann til romoppvarming, måler R1, så varierer den mellom 32 og 33.5°C når kompressoren går. Det er derfor ikke diskutert i så stor grad her, selv om romoppvarming utgjør mesteparten av energimengden levert av varmepumpen.

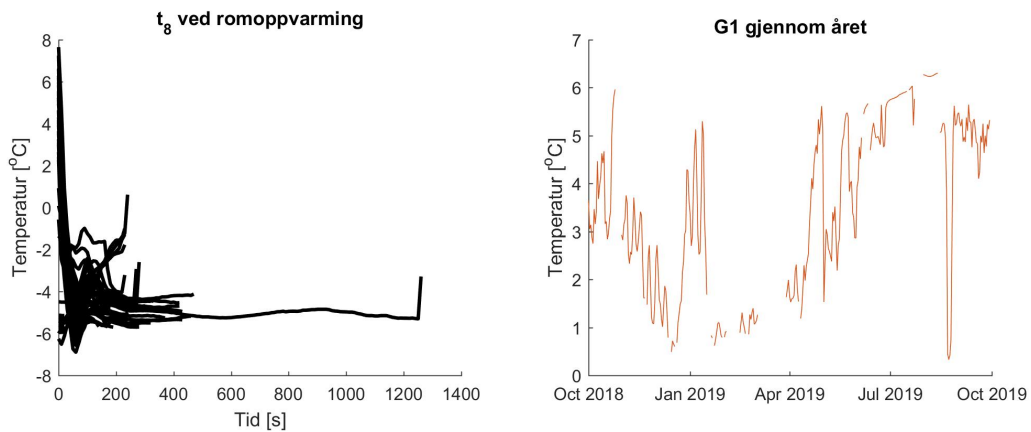


Figur 35: Temperaturen i V1 og V2 ved alle serier med tappevannsproduksjon fra 15.03.19

Figur 36 viser hvordan fordampningstemperaturen utvikler seg ved tappevannsproduksjon og oppvarming av vann til romoppvarming for alle tilfeller i løpet av 15.03.19. Som vist i Figur 6 har fordampningstemperaturen stor innvirkning på COP. Datamengden for tappevannsproduksjon er liten, men generelt ligger temperaturen under  $-10^{\circ}\text{C}$ . Ved romoppvarmingsdrift ligger temperaturen rundt eller like under  $-8^{\circ}\text{C}$ . Her er datamengden større, men det er bare fra en dag. Fordampningstemperaturen avhenger av flere faktorer, der temperaturen på varmekilden (G1) er viktig. Med geotermiske brønner som varmekilde vil G1 variere noe gjennom året og være lavest om vinteren. I Figur 37 viser daglig gjennomsnittstemperatur i G1 gjennom året og  $t_8$  ved oppvarming av vann til romoppvarming fra 24.09.19.



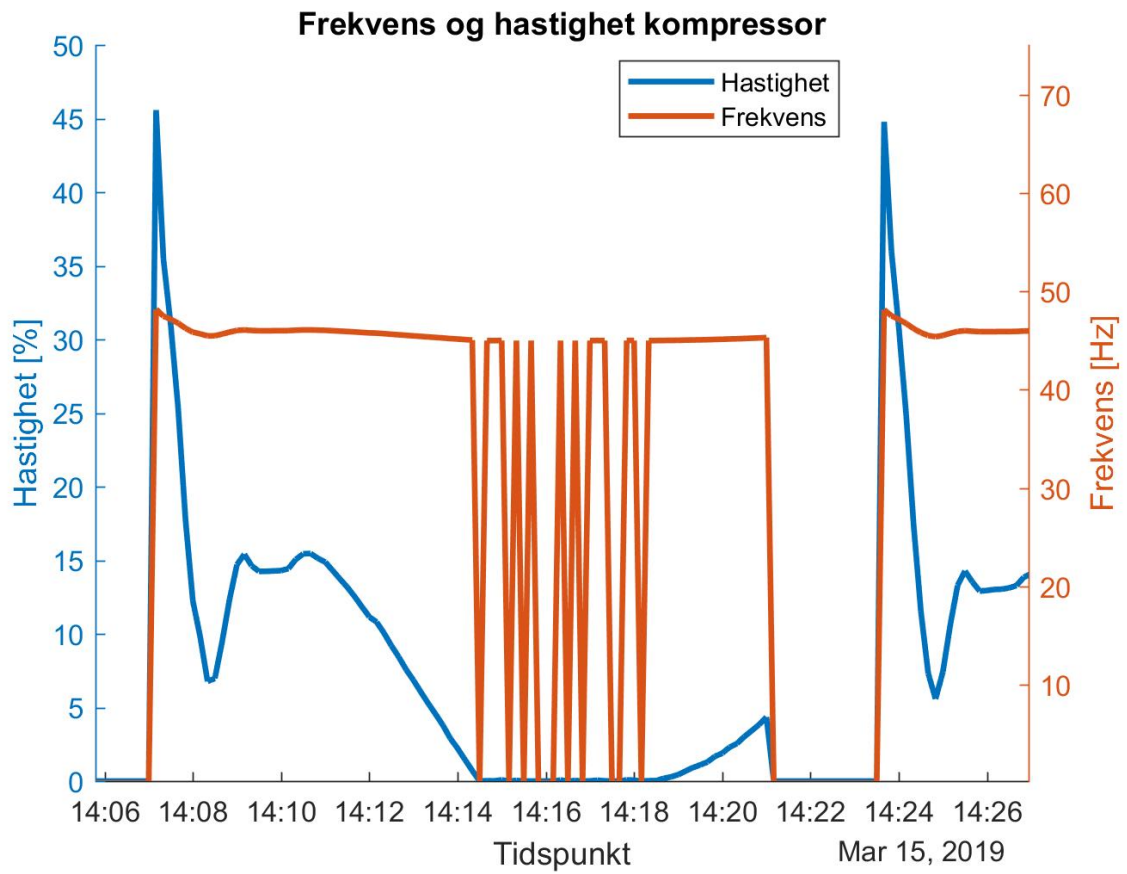
Figur 36: Fordampningstemperatur 15.03.19



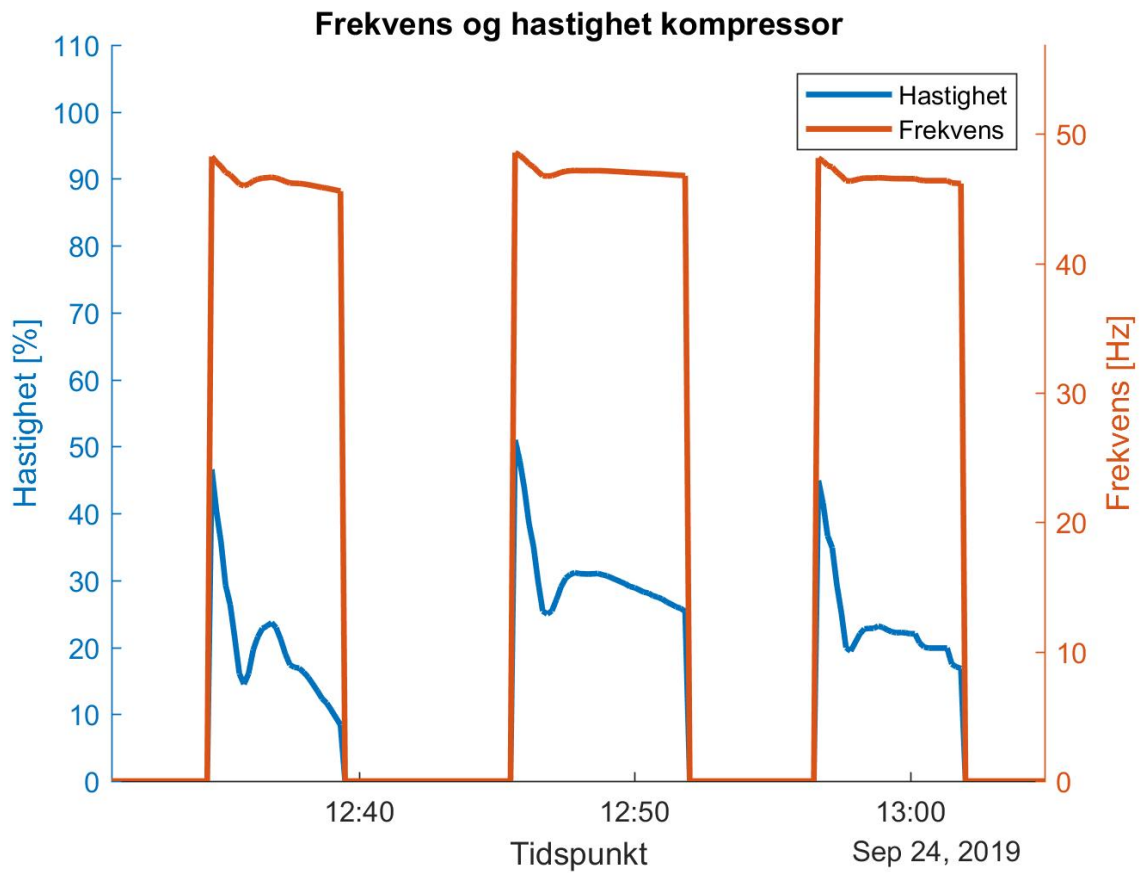
Figur 37: Fordampningstemperatur 24.09.19 og G1 gjennom året

Som nevnt tidligere måles kompressorens hastighet i prosent av frekvens innenfor frekvensintervallet til kompressoren. Frekvensintervallet er 45 – 52 Hz, der 0 % er avslått og alt over 0 % tilsvarer prosent av intervallet. Dette gjør at det oppstår et problem når kompressoren kjører med frekvenser ned mot 0 %. Figur 38 demonstrerer dette, her er målt hastighet og tilsvarende frekvens plottet ved siden av hverandre. I perioden 14:14:10 til 14:18:10 varierer hastigheten mellom 0 og 0,7 %. Dette er så små verdier at det kan være de egentlig skal være 0, men siden hastigheten stiger opp igjen før kompressoren slår seg av kl 14:21:00, stemmer ikke dette overens med de normale syklusene til frekvensen fra kompressoren slår seg på til den skur seg av. Tre sammenhengende normale sykluser vises i Figur 39. På grunn av usikkerheten rundt dette blir videre analyse utført på data uten disse problemene. Det vil si 15.03.19 fra kl 00:00:00 til 13:35:00. Periodene 24.09.19 fra kl 00:00:00 til 09:51:00 og 24.09.19 fra kl 12:30:00 til 25.09.19 kl 00:00:00 har heller ikke dette problemet, men temperatursensoren i punkt 2 har 1712 datapunkter med verdi n/a i disse periodene. Denne temperaturen er nødvendig for å fastslå spesifikk entalpi etter kompressoren, som igjen brukes i utregninger av kompressorens arbeid.



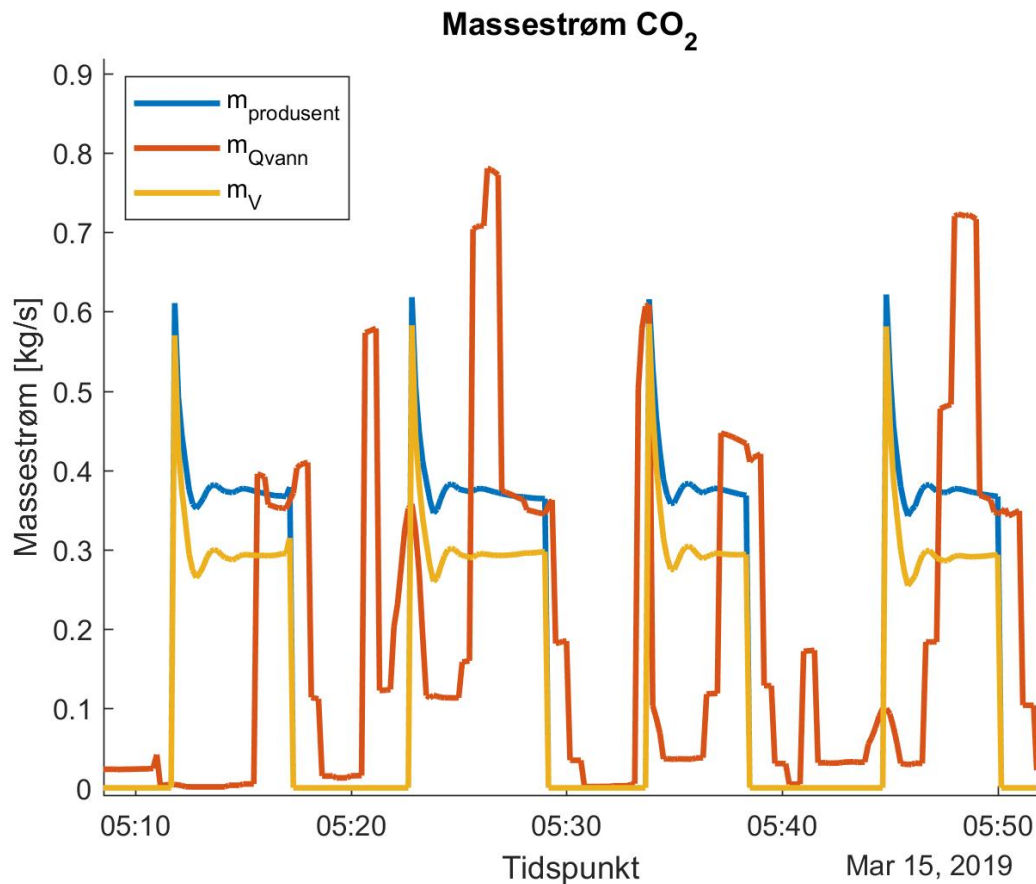


Figur 38: Problem med måling av kompressorens hastighet og omregning til frekvens



Figur 39: Tre normale sykluser for kompressoren

Figur 40 viser massestrømmen  $\text{CO}_2$  beregnet på tre måter etter ligningene 4.5.7 ( $m_V$ ), 4.5.8 ( $m_{Q_{\text{vann}}}$ ) og 4.5.9 ( $m_{\text{produsent}}$ ).



Figur 40: Sammenligning av massestrøm  $\text{CO}_2$  beregnet på tre forskjellige måter

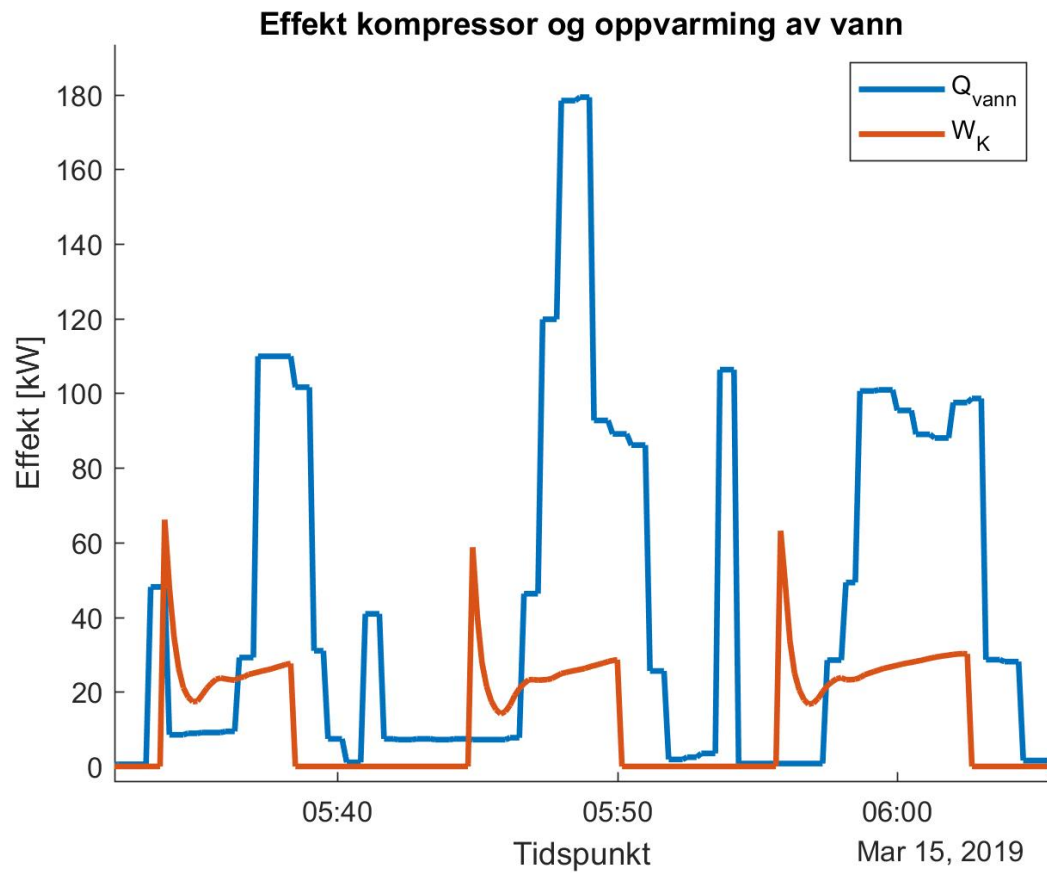
Det første man kan legge merke til er at det er lite sammenheng mellom massestrømmen beregnet ut ifra effekten hentet ut av vannet og de andre to beregningsmetodene. En av årsakene kan være at det tar en viss tid for vannet som skal strømme fra gasskjøleren og bort til temperatur- og volumstrømsensoren som brukes til å beregne effekten. En annen årsak kan være at forutsetningen om energibalanse mellom de to massestrømmene ( $\text{CO}_2$  og vann) ikke stemmer her. Det kan være på grunn av varmetap i rør eller andre komponenter. Dette utdypes senere. Ellers ser det ut til at produsentens polynom og ligning 4.5.7 gir forholdsvis samsvarende resultater. Av den grunnen blir disse to beregningsmåtene brukt videre, mens massestrømmen basert på effekten hentet ut av vannet anses som unøyaktig.

Tabell 16 viser en oversikt over COP for tidsintervallene nevnt i avsnitt 6.1 utregnet på forskjellige måter.  $Q_{\text{vann}}$  er summen av energi målt i V2 og R2. Kompressorarbeidet er regnet ut på to måter, ved bruk av ligning 4.5.13 og ved bruk av produsentens polynom, ligning 4.5.9.

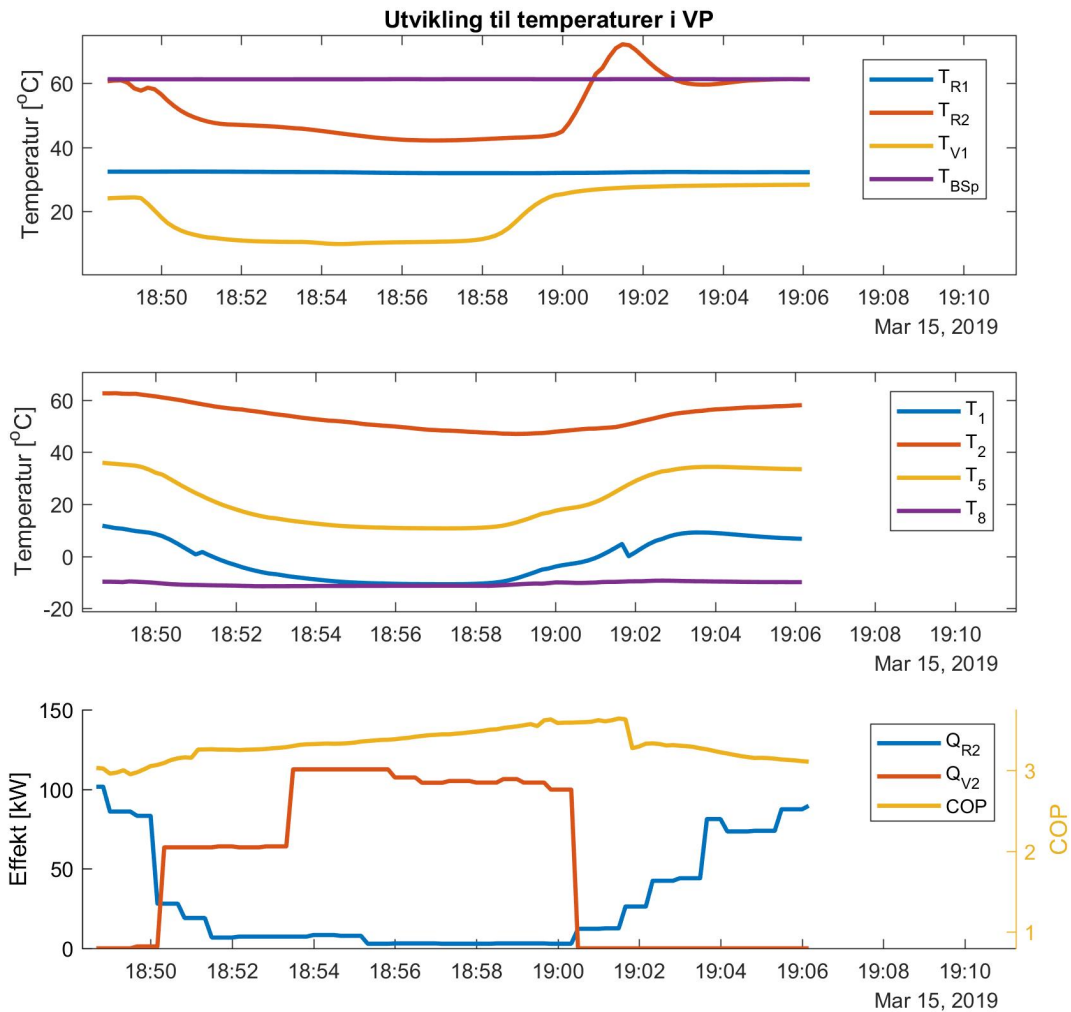
| Nr. | Q <sub>gasskjøler</sub> [kWh]   |                   | W <sub>kompresor</sub> [kWh]    |                | COP  |
|-----|---------------------------------|-------------------|---------------------------------|----------------|------|
|     | 1                               | Q <sub>vann</sub> | 647,4                           | W <sub>K</sub> |      |
| 2   | Q <sub>vann</sub>               | 647,4             | W <sub>P</sub>                  | 254,11         | 2,55 |
| 3   | Q <sub>CO2</sub>                | 546,33            | W <sub>K</sub>                  | 204,1          | 2,68 |
| 4   | Q <sub>CO2,P</sub>              | 691,9             | W <sub>P</sub>                  | 254,11         | 2,72 |
| 5   | h <sub>2</sub> - h <sub>5</sub> | -                 | h <sub>2</sub> - h <sub>1</sub> | -              | 3,16 |

Tabell 16: COP med bakgrunn i forskjellige utregninger

I måleperioden brukt som bakgrunn for disse utregningene ble 0,6 % levert til tappevann, resten var til oppvarming. Generelt er disse verdiene lavere enn verdiene for COP for et tilsvarende system angitt i avsnitt 2.3.1. Utregning nr. 1 gir best resultat med like høy COP som romoppvarmingsmodus nevnt i dette avsnittet. Disse resultatene diskuteres videre i del 7. Å finne sammenhenger mellom COP og temperaturen på vannet som kommer inn i gasskjølerne, det vil si målerne V1 og R1, er noe problematisk siden det ikke er direkte sammenheng mellom kompressorens effekt og varmen overført til vannet på samme tidspunkt. Figur 41 demonstrerer dette problemet. Likevel gir Figur 42 et inntrykk av sammenhengen. I figuren er det tre grafer som sammen viser hvordan COP henger sammen med effekt levert til tappevannsproduksjon og oppvarming og temperaturene på vannet inn i gasskjølerne (V1 og R1). COP er beregnet etter ligning 4.5.17.



Figur 41: Effekt kompressor og oppvarming av vann



Figur 42: Temperaturer og effekt levert fra varmepumpen ved tappevannsproduksjon

Figur 42 viser at COP øker når  $t_5$  synker. Den synker som følge av at V1 (temperaturen inn i gasskjøleren for tappevannsproduksjon) har lavere temperatur enn R1. Høyeste COP i måleperioden var 3,64, mens 2,95 var laveste. Økende COP er generelt bra, men i dette tilfellet oppstår det et problem med oppvarming av vannet til romoppvarming. BSp er beregnet settpunkttemperatur for romoppvarmingen. Den ligger konstant like over 60°C. Når det ikke er tappevannsproduksjon er temperaturen i R2 lik BSp, men ved tappevannsproduksjon synker R2 ned mot 40°C. Dette kan skyldes at tappevannet i GK3 kjøler ned CO<sub>2</sub> så mye at det verken er høy nok temperatur eller nok varme til at vannet til romoppvarming kan nå ønsket temperatur. En ting som må bemerkes er at  $t_1$  er basert på en kombinasjon av måledata og tilnærming. Som vist i Figur 19 så er 0°C minimumstemperaturen for temperatursensorene brukt i varmepumpen. I den undersøkte perioden i Figur 42 er  $t_1$  under 0°C store deler av tiden. I disse tilfellene er  $t_1$  antatt å være 21,5 K lavere enn  $t_5$ . Dette tallet er basert på gjennomsnittet for differansen i løpet av 15.03.19. Maksimumsverdien for denne differansen var 27,5 K og

9,6 K var minimum. Trenden for differansen var at synkende  $t_5$  ga økende differanse. På grunn av temperaturrensene til sensoren er det ikke kjent hvordan denne trenden utvikler seg når  $t_1$  kommer ned mot  $t_8$ . Grafen til  $t_1$  gjør to små hopp der temperaturen synker under sensorens grense.

## 6.2 Resultat av simuleringer

### 6.2.1 Verifisering av U-verdi varmevekslere

Tabell 17 og 18 viser resultatet av verifiseringen av modellen for gasskjølerne og sugegassvarmeveksleren, som beskrevet i avsnitt 5.3.1. De hvite feltene er data fra Figur 22, 23 og 24 eller enkle utregninger basert på tall fra disse figurene. De grå feltene er resultatet av simuleringer med modellen brukt for gasskjølerne og sugegassvarmeveksleren.

| Modell   | Areal<br>[m <sup>2</sup> ] | Kapasitet<br>[kW] |        | CO <sub>2</sub>     |                |                          |                         |      | H <sub>2</sub> O    |                |                          |                         |      |
|----------|----------------------------|-------------------|--------|---------------------|----------------|--------------------------|-------------------------|------|---------------------|----------------|--------------------------|-------------------------|------|
|          |                            |                   |        | $\dot{m}$<br>[kg/s] | Trykk<br>[MPa] | T <sub>inn</sub><br>[°C] | T <sub>ut</sub><br>[°C] |      | $\dot{m}$<br>[kg/s] | Trykk<br>[MPa] | T <sub>inn</sub><br>[°C] | T <sub>ut</sub><br>[°C] |      |
| C022-28  | 0.244                      | 5                 | 5.13   | 0.022               | 10             | 90                       | 25                      | 22.9 | 0.025               | 0.2            | 17                       | 65                      | 65.0 |
| C022-40  | 0.377                      | 10                | 9.79   | 0.043               | 10             | 90                       | 25                      | 26.7 | 0.050               | 0.2            | 17                       | 65                      | 63.5 |
| C022-58  | 0.577                      | 15                | 14.74  | 0.065               | 10             | 90                       | 25                      | 26.4 | 0.075               | 0.2            | 17                       | 65                      | 63.6 |
| C042-60  | 1.119                      | 30                | 29.31  | 0.129               | 10             | 90                       | 25                      | 26.8 | 0.149               | 0.2            | 17                       | 65                      | 63.4 |
| C097-102 | 4.750                      | 80                | 84.14  | 0.345               | 10             | 90                       | 25                      | 20.6 | 0.398               | 0.2            | 17                       | 65                      | 66.1 |
| C202-48  | 4.370                      | 100               | 100.52 | 0.431               | 10             | 90                       | 25                      | 24.6 | 0.498               | 0.2            | 17                       | 65                      | 64.5 |

Tabell 17: Verifiseringen av modellen til gasskjølerne, grå felt er fra simulering

I gasskjøleren er gjennomsnittsverdien  $24.67^{\circ}\text{C}$  med  $4.4\text{ K}$  som største avvik for CO<sub>2</sub>, mens gjennomsnittsverdien er  $64.35^{\circ}\text{C}$  og største avvik er  $1.4\text{ K}$  for vannet som varmes opp. Med tanke på mengden varme overført i gasskjøleren så er et gjennomsnittlig avvik  $2.40\%$  med  $5.18\%$  som største avvik.

| Modell  | Areal<br>[m <sup>2</sup> ] | Kapasitet<br>[kW] |      | CO <sub>2</sub>     |                |                          |                         |      | CO <sub>2</sub>     |                |                          |                         |      |
|---------|----------------------------|-------------------|------|---------------------|----------------|--------------------------|-------------------------|------|---------------------|----------------|--------------------------|-------------------------|------|
|         |                            |                   |      | $\dot{m}$<br>[kg/s] | Trykk<br>[MPa] | T <sub>inn</sub><br>[°C] | T <sub>ut</sub><br>[°C] |      | $\dot{m}$<br>[kg/s] | Trykk<br>[MPa] | T <sub>inn</sub><br>[°C] | T <sub>ut</sub><br>[°C] |      |
| C022-14 | 0.088                      | 0.5               | 0.58 | 0.021               | 10             | 25                       | 16                      | 14.5 | 0.021               | 1.9            | -20                      | 0                       | 4.3  |
| C022-18 | 0.133                      | 1                 | 0.97 | 0.042               | 10             | 25                       | 16                      | 16.3 | 0.042               | 1.9            | -20                      | 0                       | 0.0  |
| C022-22 | 0.177                      | 1.5               | 1.34 | 0.063               | 10             | 25                       | 16                      | 17.0 | 0.063               | 1.9            | -20                      | 0                       | -1.6 |
| C022-48 | 0.466                      | 3                 | 3.21 | 0.126               | 10             | 25                       | 16                      | 15.3 | 0.126               | 1.9            | -20                      | 0                       | 2.3  |
| C097-26 | 1.140                      | 8                 | 8.10 | 0.335               | 10             | 25                       | 16                      | 15.9 | 0.335               | 1.9            | -20                      | 0                       | 1.0  |
| C097-30 | 1.330                      | 10                | 9.68 | 0.419               | 10             | 25                       | 16                      | 16.3 | 0.419               | 1.9            | -20                      | 0                       | 0.0  |

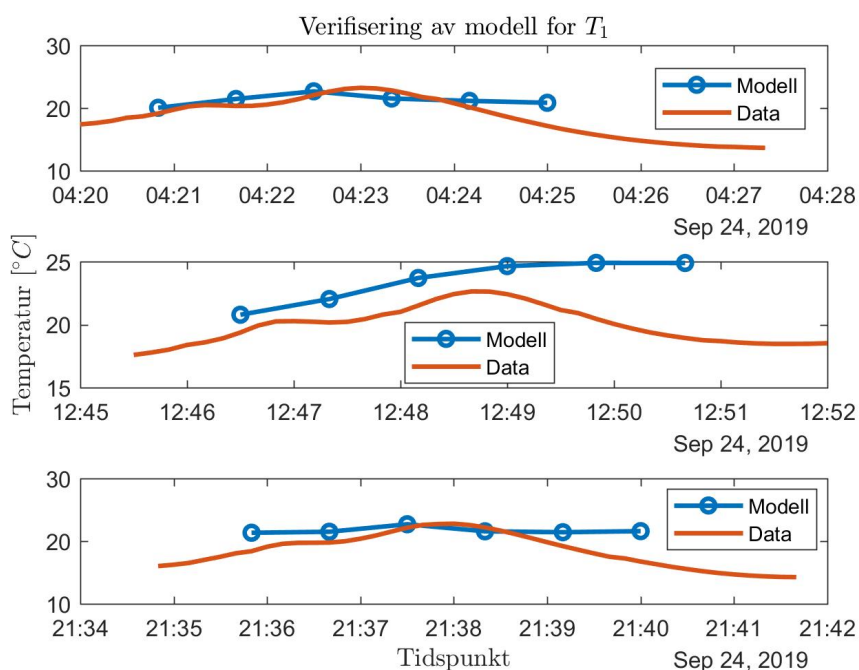
Tabell 18: Verifiseringen av modellen til sugegassvarmeveksleren, grå felt er fra simulering

Når det gjelder sugegassvarmeveksleren, der begge fluidstrømmene er CO<sub>2</sub>, er gjennomsnittsverdien  $15.88^{\circ}\text{C}$  med største avvik på  $1.5\text{ K}$  for den varme siden av varmeveksleren.

For den kalde siden er gjennomsnittsverdien  $1.00^{\circ}\text{C}$  og største avvik er  $4.3\text{ K}$ . For varme overført i sugegassvarmeveksleren var gjennomsnittlig avvik  $6.85\%$  og største avvik  $16\%$ .

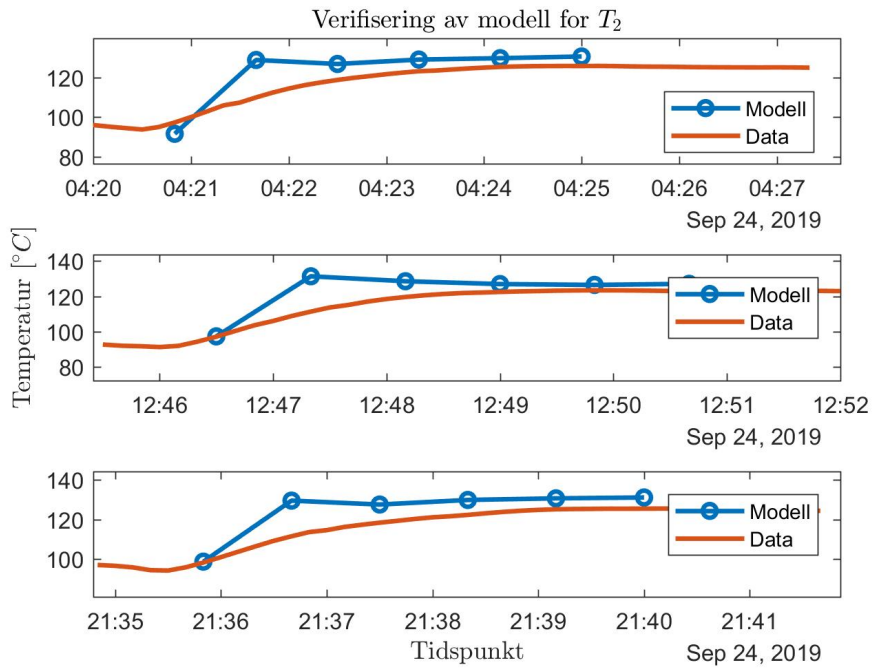
### 6.2.2 Verifisering av varmepumpemodell

Figur 43 til 46 og Figur 47 til 51 sammenligner temperaturer fra simuleringene for henholdsvis romoppvarming og kombinert drift med data fra anlegget. Simuleringene er beskrevet i avsnitt 5.3.2. Grunnen til at temperaturen vises, og ikke andre driftsdata, er at disse er faktiske målinger fra anlegget. Data for blant annet massestrøm, kompressorarbeid og lignende er resultater funnet gjennom beregninger, de vil dermed ha begrenset nøyaktighet. Disse og de resterende resultatene fra verifiseringen er vedlagt i Appendiks C. Av disse figurene som gjelder for kombinert drift mangler en del av dataene. Det er fordi temperaturen  $T_1$  falt under  $0^{\circ}\text{C}$  (se Figur 47) som gjør at dataene ikke er registrert.

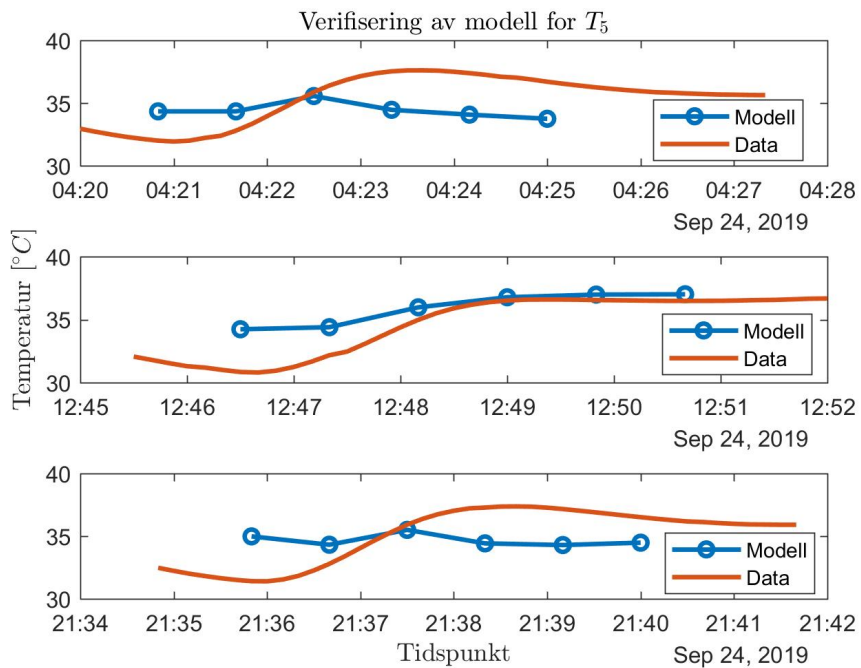


Figur 43: Verifiseringen av  $T_1$  fra modellen ved romoppvarming

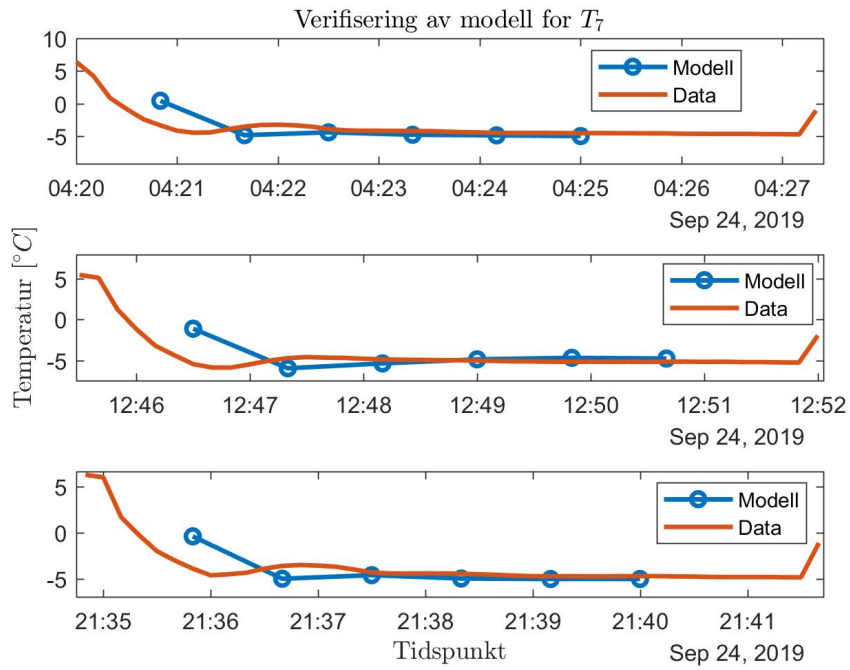




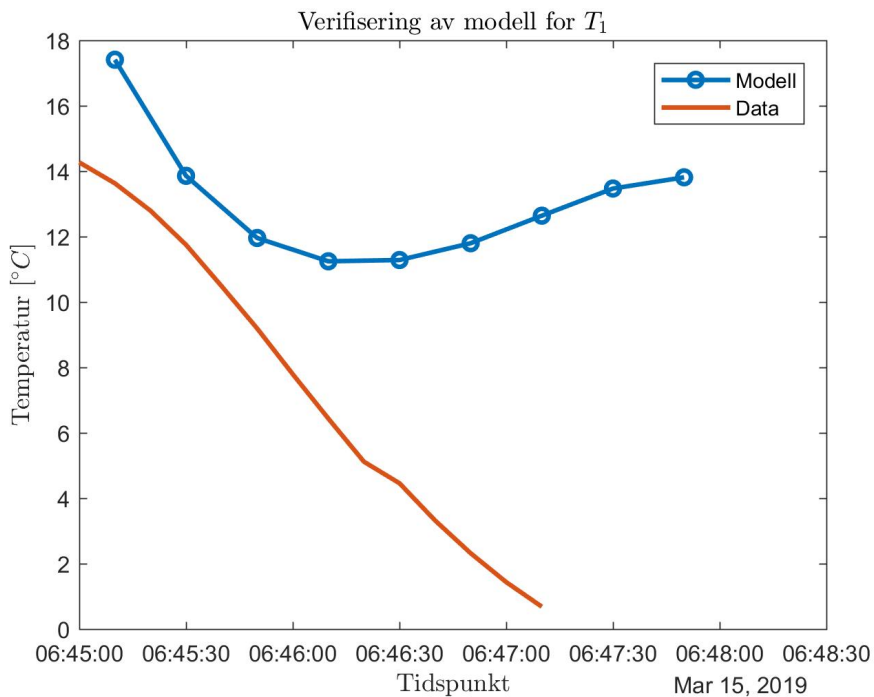
Figur 44: Verifiseringen av  $T_2$  fra modellen ved romoppvarming



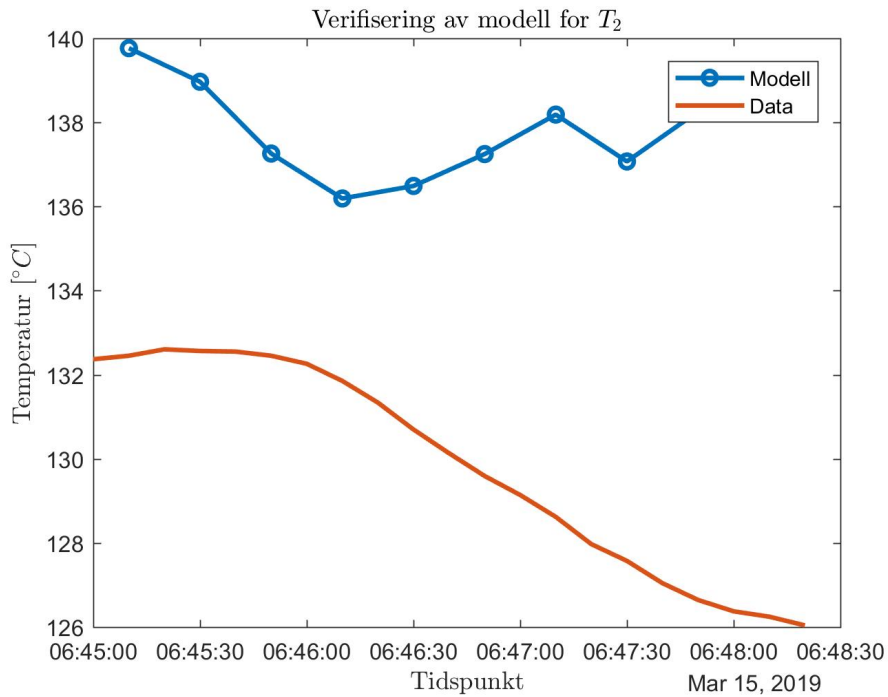
Figur 45: Verifiseringen av  $T_5$  fra modellen ved romoppvarming



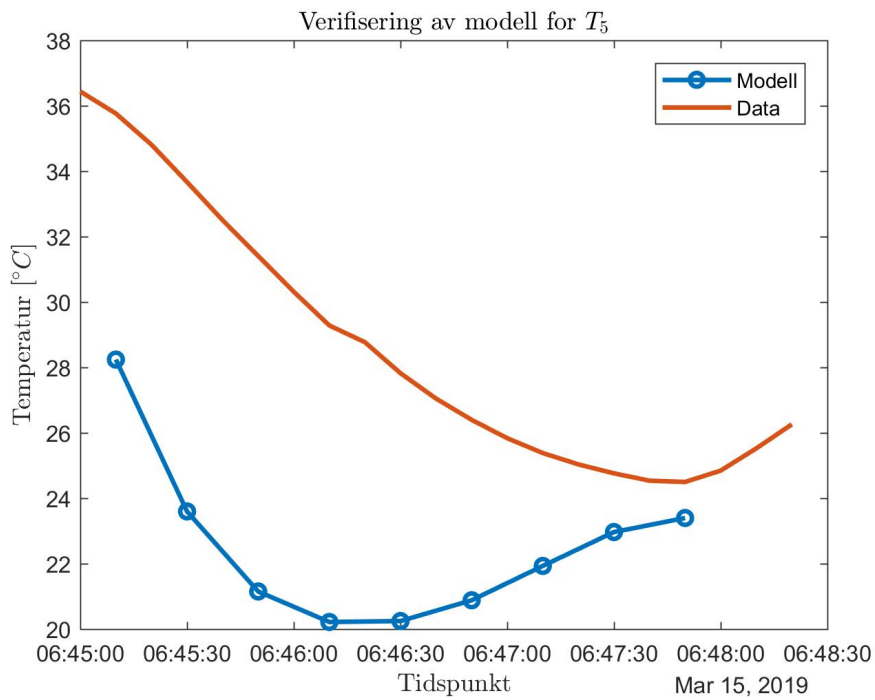
Figur 46: Verifiseringen av  $T_7$  fra modellen ved romoppvarming



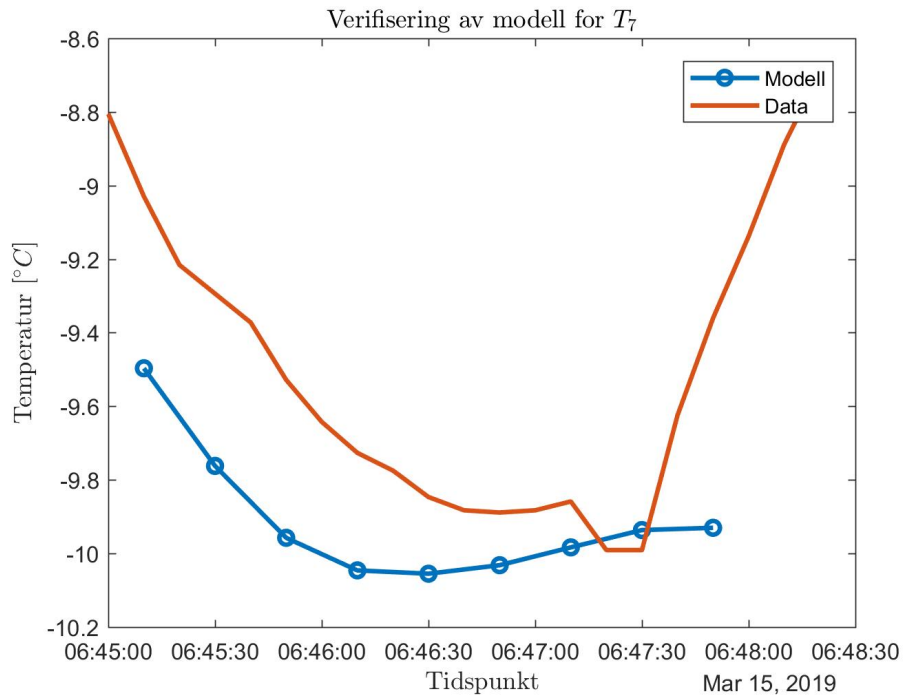
Figur 47: Verifiseringen av  $T_1$  fra modellen ved kombinert drift



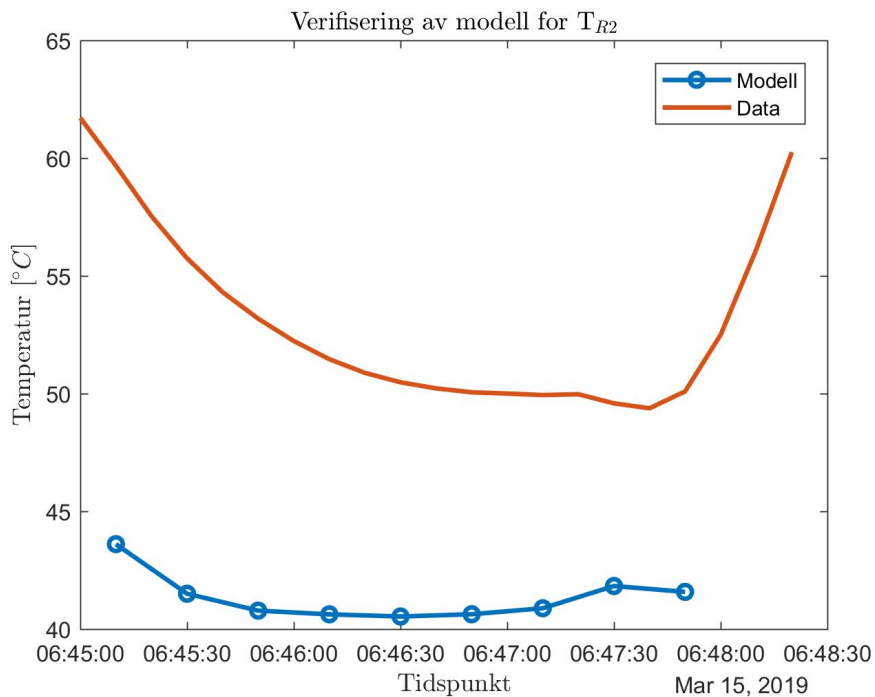
Figur 48: Verifiseringen av  $T_2$  fra modellen ved kombinert drift



Figur 49: Verifiseringen av  $T_5$  fra modellen ved kombinert drift



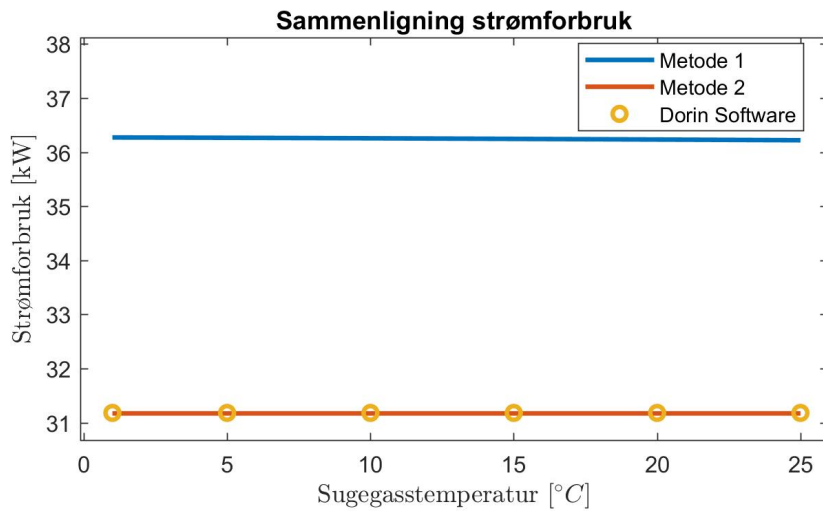
Figur 50: Verifiseringen av  $T_7$  fra modellen ved kombinert drift



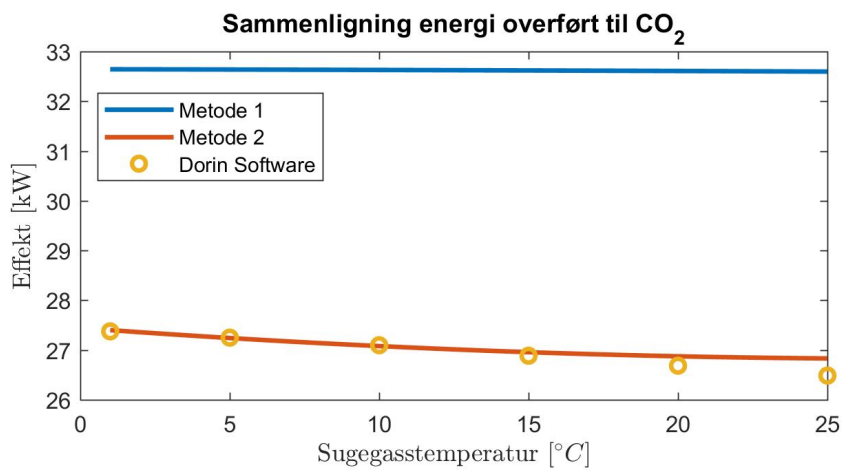
Figur 51: Verifiseringen av  $T_{R2}$  fra modellen ved kombinert drift

Avsnitt 5.3.2 beskriver også simuleringer av kompressoren for å se på nøyaktigheten til modellen når skøytebanen er i bruk som varmekilde. Resultatet av disse simuleringene

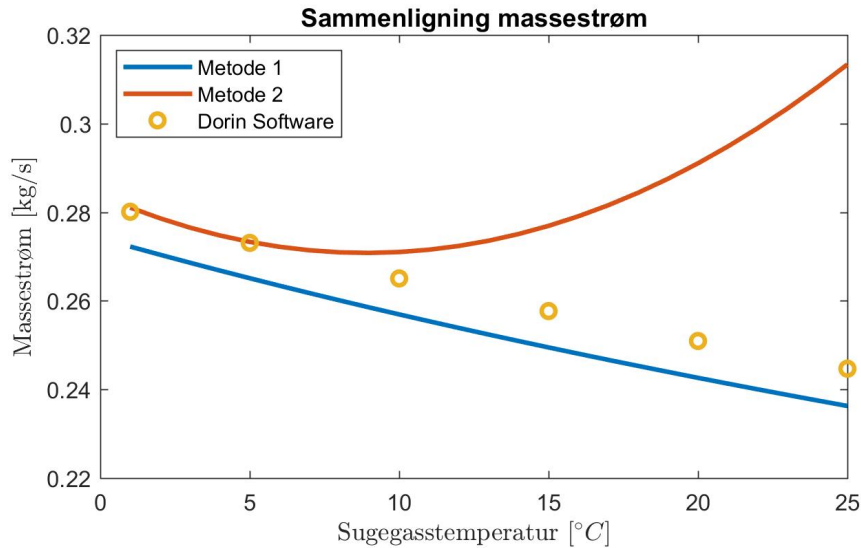
vises i Figur 52 til 55.



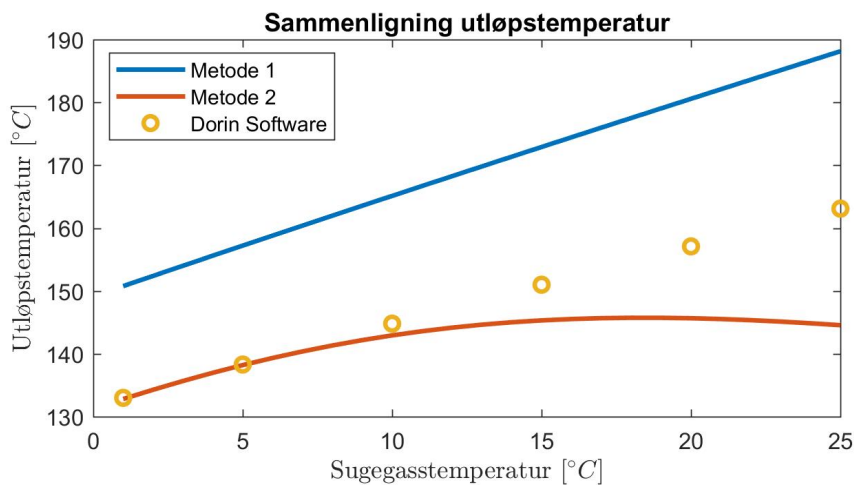
Figur 52: Verifisering av strømforbruk i kompressormodellen ved endring i  $T_1$



Figur 53: Verifisering av energi overført til  $\text{CO}_2$  i kompressormodellen ved endring i  $T_1$



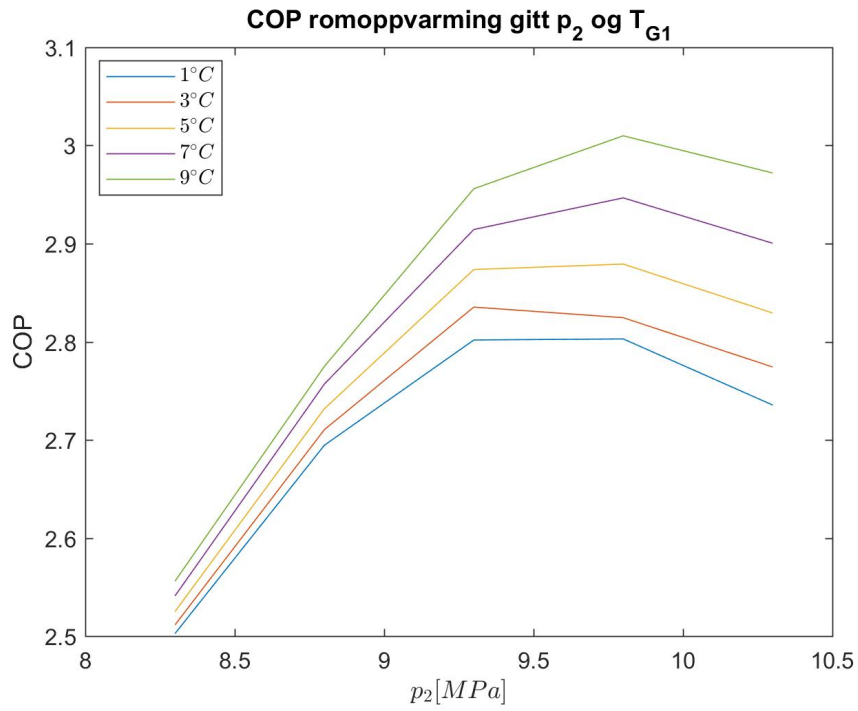
Figur 54: Verifisering av massestrøm  $\text{CO}_2$  i kompressormodellen ved endring i  $T_1$



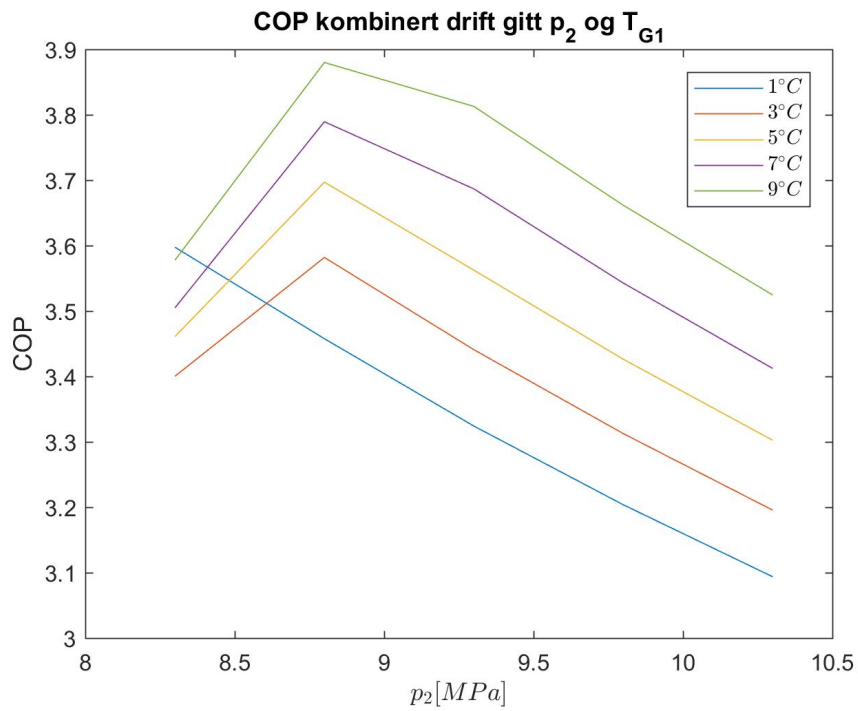
Figur 55: Verifisering av  $T_2$  i kompressormodellen ved endring i  $T_1$

### 6.2.3 Simulering av nå-tilstand

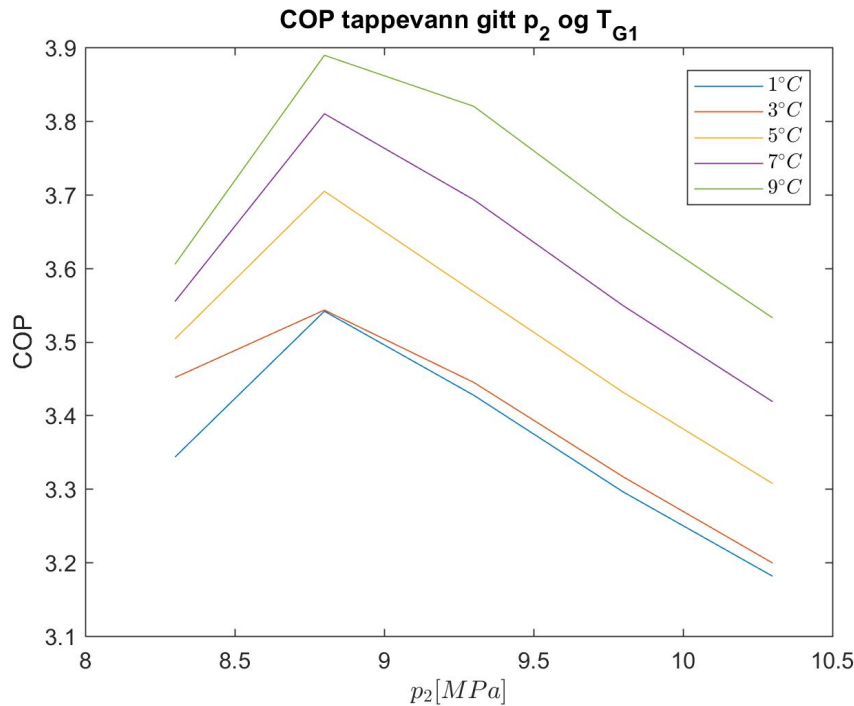
Figur 56, 57 og 58 viser resultatene av simuleringene for nå-tilstand for henholdsvis romoppvarming, kombinert drift og tappevann som beskrevet i avsnitt 5.3.3. Disse figurene viser også utfallet ved endring i  $T_{G1}$ . De resterende resultatene fra de nevnte simuleringene er presentert i Figur 82, 78 og 83 i appendiks C.



Figur 56: COP for kun romoppvarming ved simulering av nå-tilstand



Figur 57: COP for kombinert drift ved simulering av nå-tilstand



Figur 58: COP for kun tappevann ved simulering av nå-tilstand

Tabell 19 viser gjennomsnittlig endring COP ved økning i temperaturen på frostvæsken fra de geotermiske brønnene,  $T_{G1}$ . Dette er en oppsummering av resultatene i Figur 56 til 57.

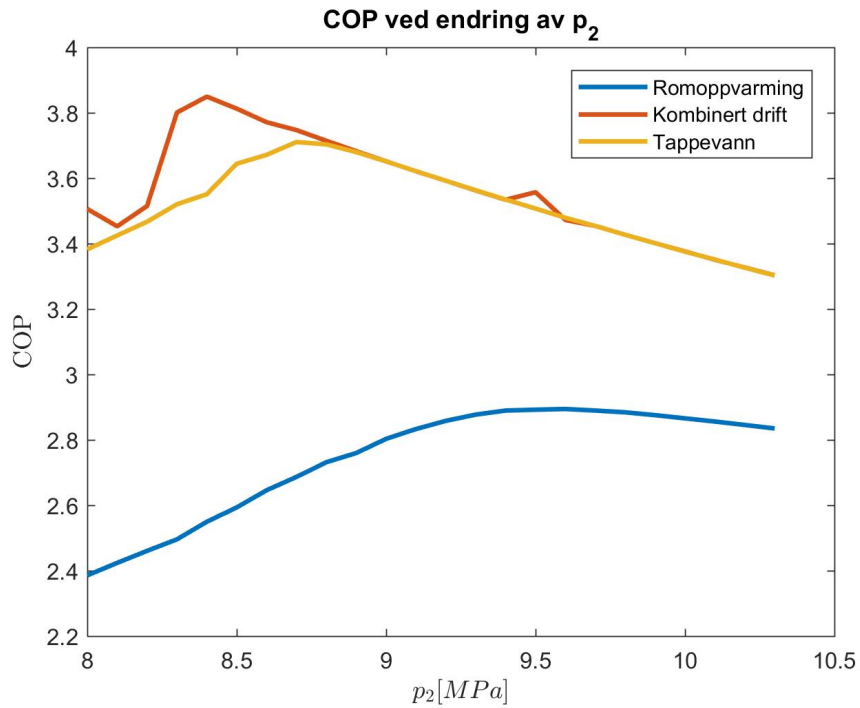
| Endring $T_{G1}$ [ $^{\circ}C$ ] | 1 til 3 | 3 til 5 | 5 til 7 | 7 til 9 |
|----------------------------------|---------|---------|---------|---------|
| Romoppvarming                    | 0.0237  | 0.0366  | 0.0441  | 0.0419  |
| Kombinert drift                  | 0.0509  | 0.1036  | 0.0974  | 0.1041  |
| Kun tappevann                    | 0.0921  | 0.1109  | 0.1019  | 0.0994  |

Tabell 19: Gjennomsnittlig endring i COP ved økning av  $T_{G1}$  ved drift når de geotermiske brønnene er varmekilden

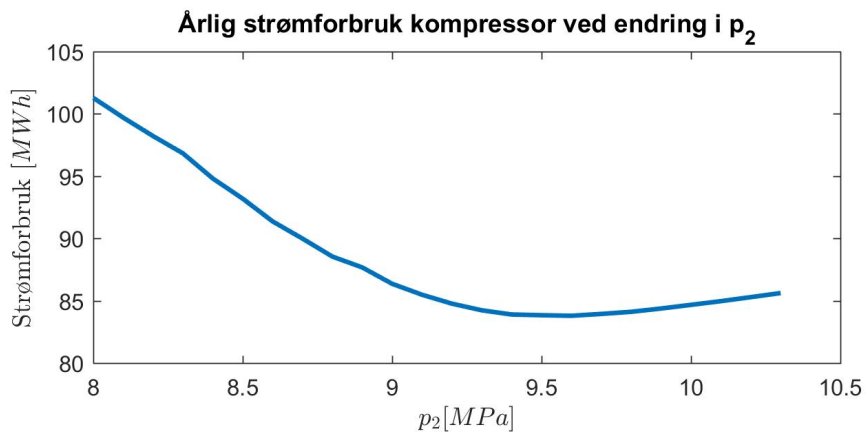
#### 6.2.4 Tiltak for å forbedre varmepumpens drift

I Figur 59 vises hvordan COP endrer seg med varierende gasskjølertrykk ved de tre driftsstrategiene gitt driftsforholdene beskrevet i avsnitt 5.3.4. Figur 60 presenterer endringen i kompressorens årlige strømforbruk dersom varmepumpen driftes med konstant trykk for romoppvarmingsmodus og tappevannsmodus. I denne figuren er det sett bort ifra kombinert drift. På grunn av usikkerhet rundt validiteten til kompressormodellen ved høye temperaturer før kompressoren er Figur 61 tatt med for å vise forskjellen mellom optimalt gasskjølertrykk ved romoppvarming der kompressoren er modellert ved Metode 1 og 2 beskrevet i avsnitt 5.2.1.

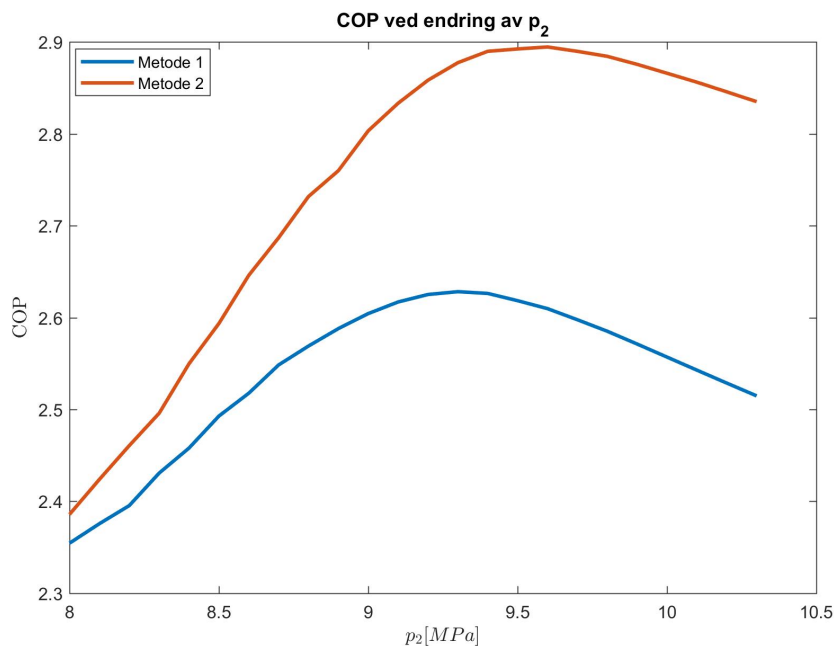




Figur 59: COP for de tre driftsstrategiene ved endring i gasskjølertrykk

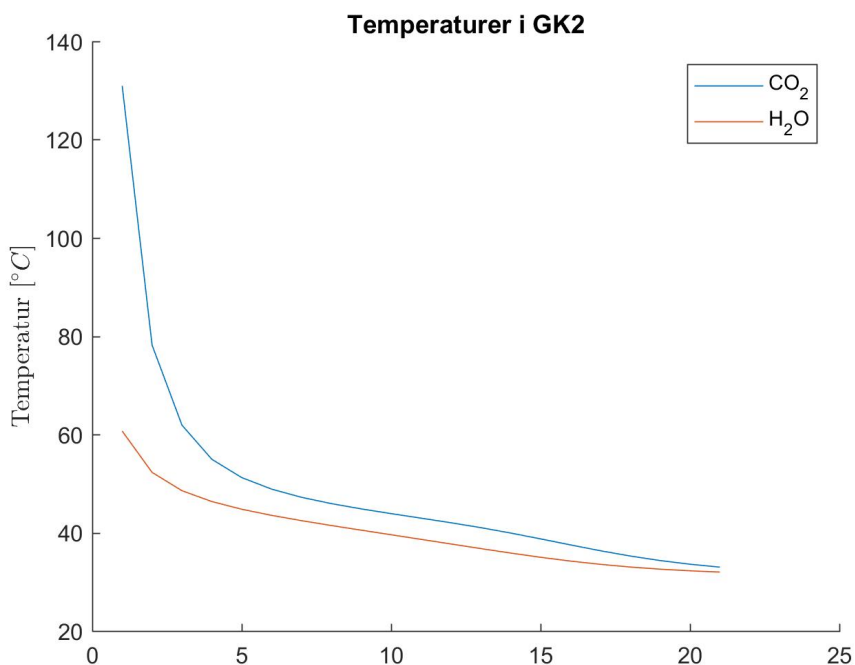


Figur 60: Endring i kompressorens årlige strømforbruk ved endring i gasskjølertrykk

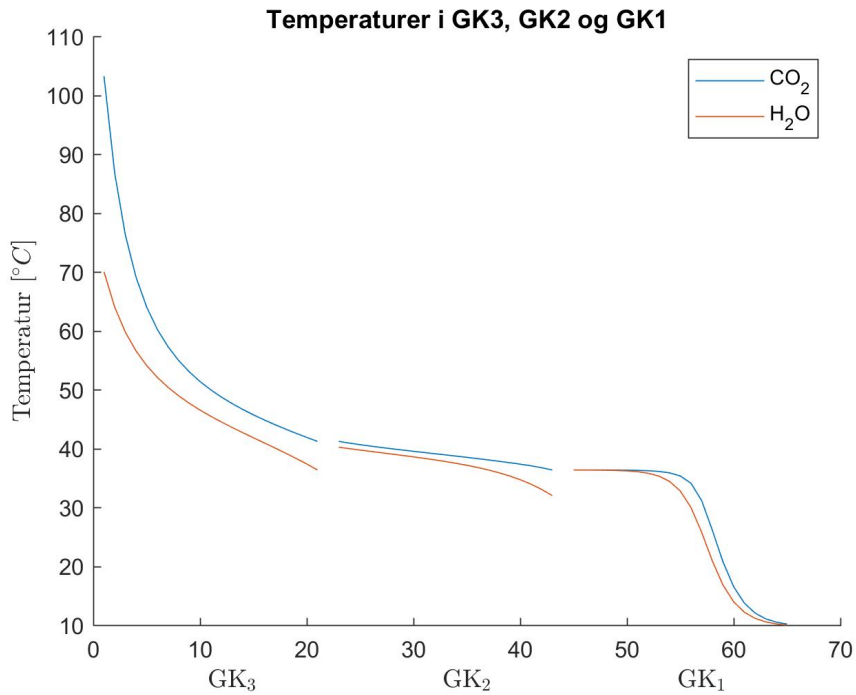


Figur 61: COP med de to kompressormodellene for romoppvarming ved endring i gasskjølertrykk

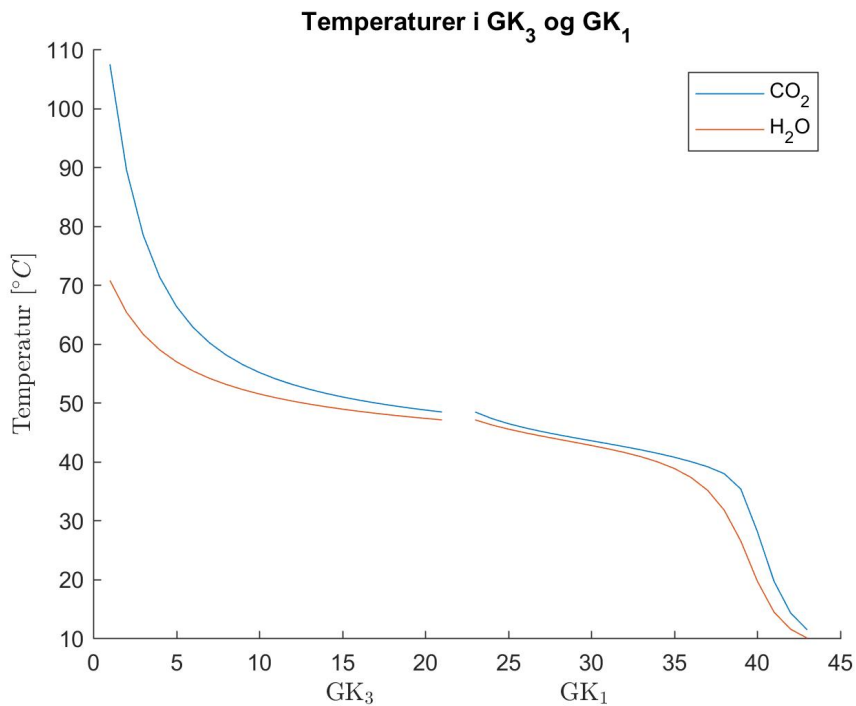
De tre følgende figurene, Figur 62 til 64 viser temperaturkurvene i gasskjølerene ved henholdsvis romoppvarming, kombinert drift og kun tappevann ved optimalt gasskjølertrykk for hver driftsmodus fra Figur 59.



Figur 62: Temperaturer i gasskjølerne ved romoppvarming og gasskjølertrykk på 9.6 MPa



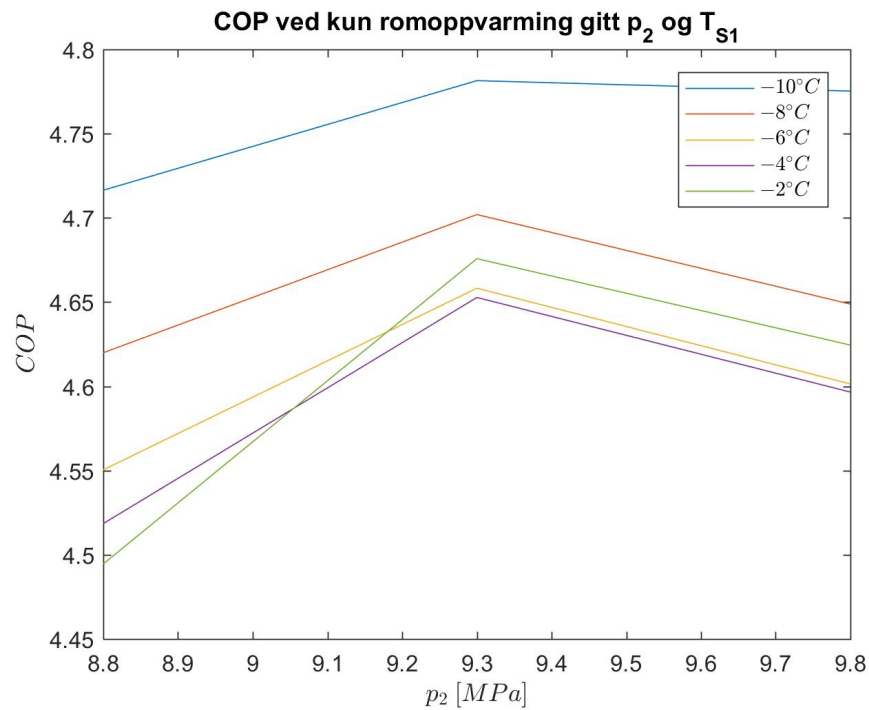
Figur 63: Temperaturer i gasskjølerne ved kombinert drift og gasskjølertrykk på 8.3 MPa



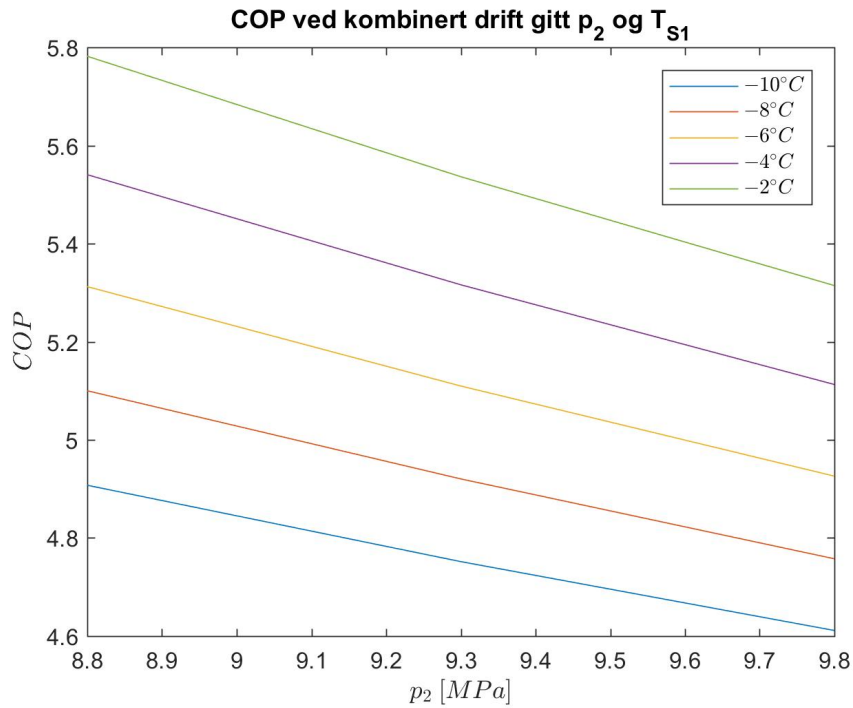
Figur 64: Temperaturer i gasskjølerne ved tappevannsproduksjon og gasskjølertrykk på 8.7 MPa

COP ved simuleringene med skøytebanen som varmekilde, beskrevet i avsnitt 5.3.5, er

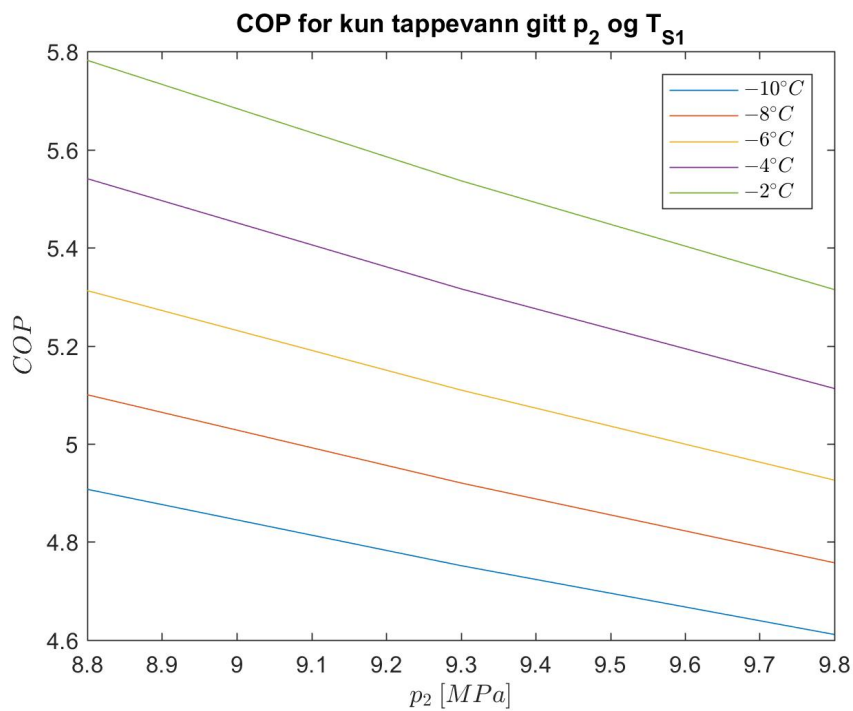
presentert i Figur 65, 66 og 67. Fordampervarmen, som kommer fra nedkjøling av skøytebanen inngår i COP her siden dette er energi som kommer til nytte. Figur 68, 69 og 70 viser temperaturen  $T_1$  ved de tre driftstilfellene. Disse resultatene er tatt med for å bedre forstå svakheter med modellen og diskuteres nærmere i avsnitt 7.2.



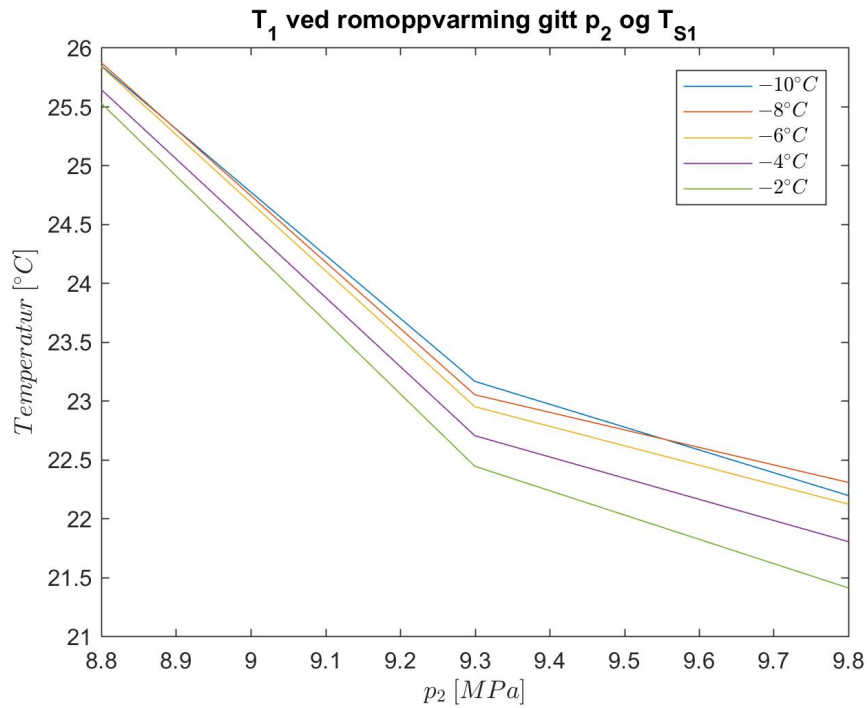
Figur 65: COP for kun romoppvarming ved bruk av skøytebanen som varmekilde



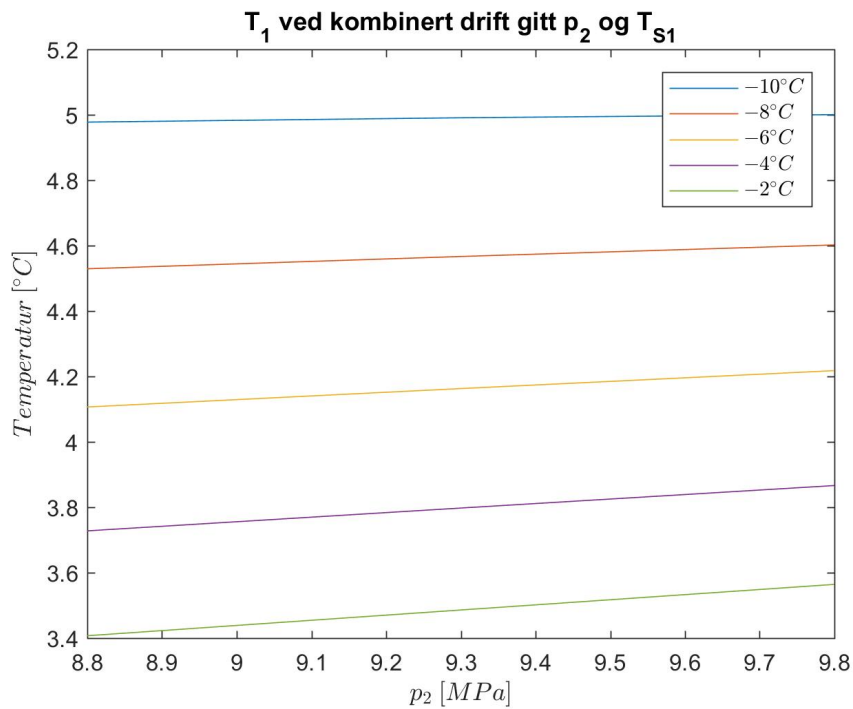
Figur 66: COP for kombinert drift ved bruk av skøytebanen som varmekilde



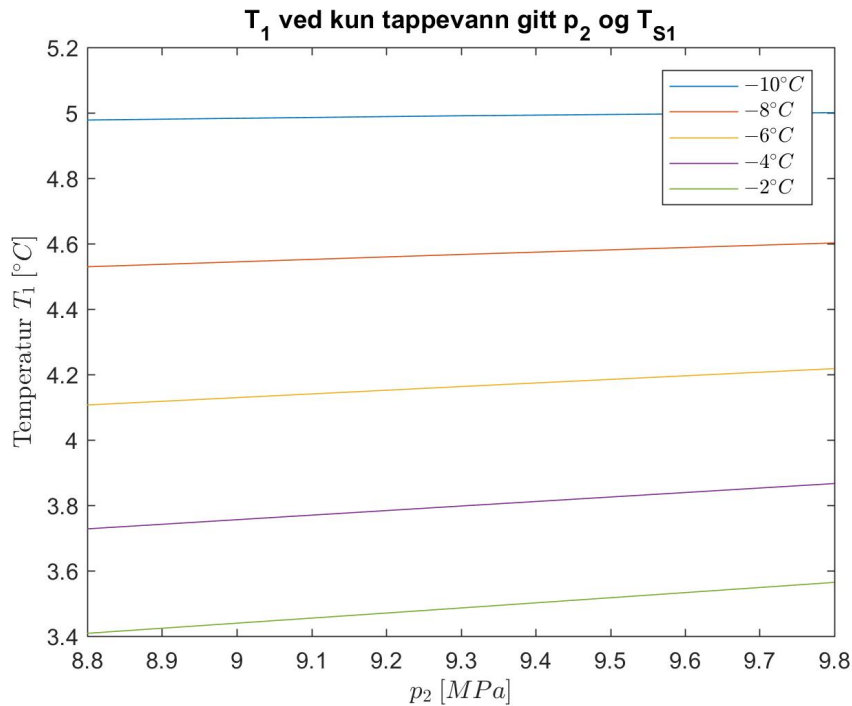
Figur 67: COP for kun tappevann ved bruk av skøytebanen som varmekilde



Figur 68: T<sub>1</sub> ved kun romoppvarming og bruk av skøytebanen som varmekilde



Figur 69: T<sub>1</sub> ved kombinert drift og bruk av skøytebanen som varmekilde



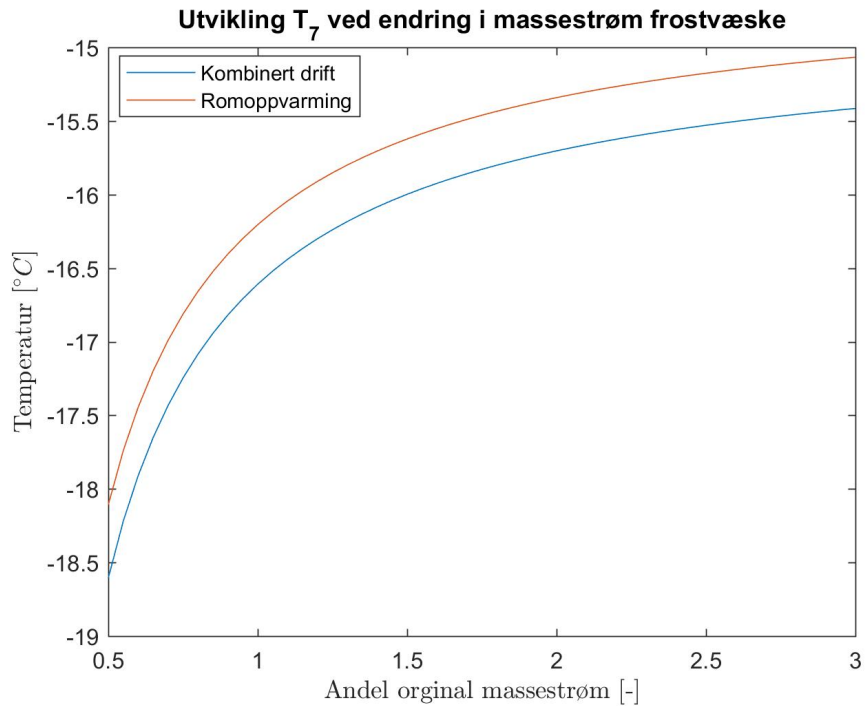
Figur 70: T<sub>1</sub> ved tappevann og bruk av skøytebanen som varmekilde

Tabell 20 presenterer endringen i COP ved endring av temperatur på frostvæsken fra skøytebanen. Grunnen til at tabellen kun viser kombinert drift og tappevann diskuteres nærmere i avsnitt 7.2. Det er forskjell mellom de to driftsstrategiene, men den er så liten at det må mange desimaler til for å vise det i tabellen. Romoppvarming er ikke tatt med her fordi resultatene virker å være upresise, dette diskuteres nærmere i avsnitt 7.2.

| Endring T <sub>S1</sub> [°C] | -10 til -8 | -8 til -6 | -6 til -4 | -4 til -2 |
|------------------------------|------------|-----------|-----------|-----------|
| Kombinert drift              | 0.1691     | 0.1900    | 0.2071    | 0.2211    |
| Kun tappevann                | 0.1691     | 0.1900    | 0.2071    | 0.2211    |

Tabell 20: Gjennomsnittlig endring i COP ved økning av T<sub>S1</sub> ved drift når skøytebanen er varmekilden

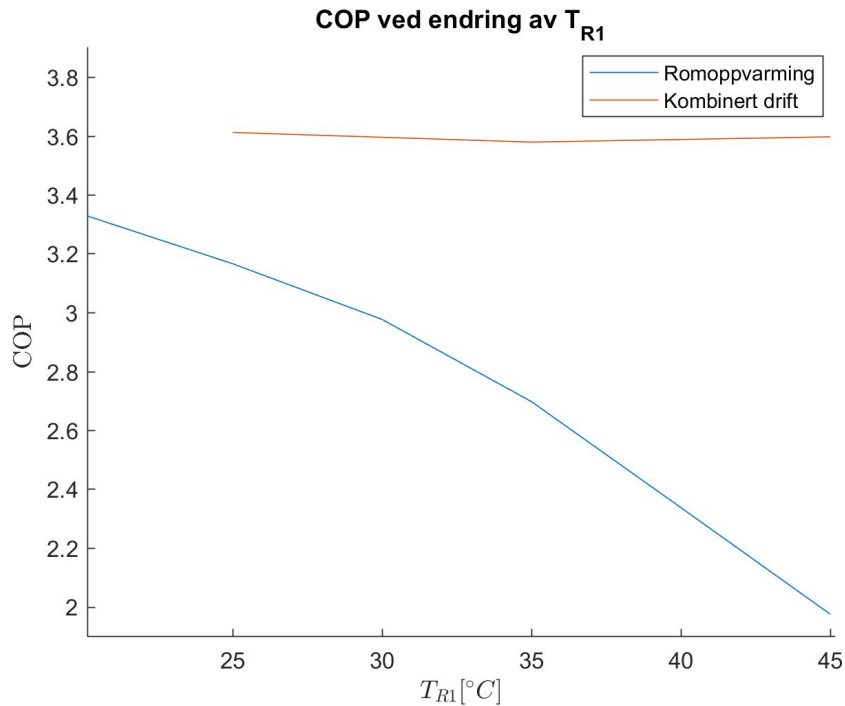
Figur 71 viser hvordan fordampningstemperaturen endrer seg når massestrømmen til frostvæsken endres. I denne beregningen er skøytebanene brukt som varmekilde, resten av vilkårene er beskrevet i avsnitt 5.3.5.



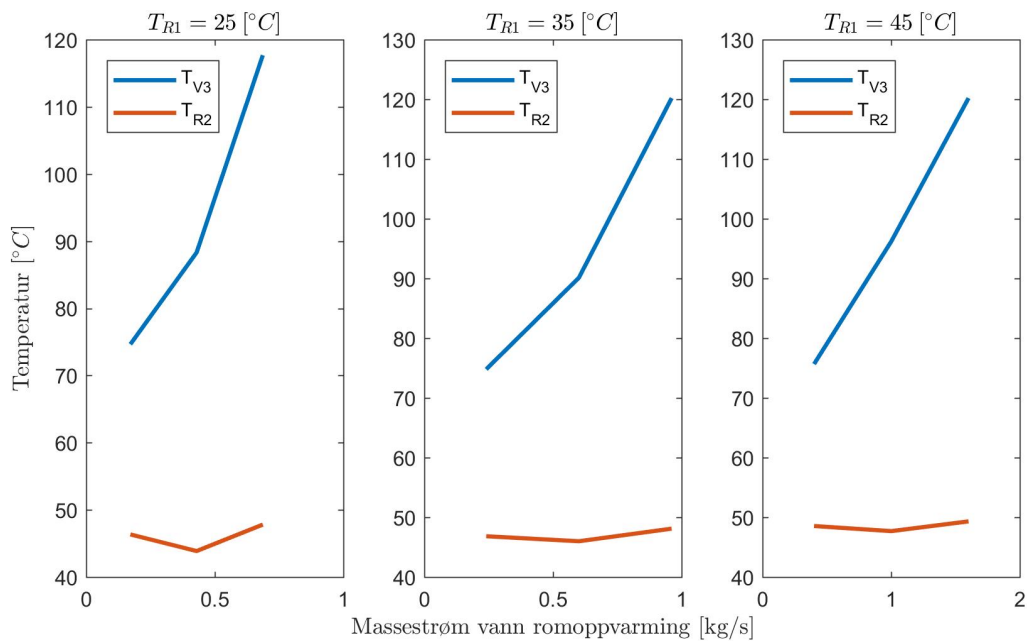
Figur 71: Endring i  $T_7$  ved endring i massestrøm frostvæske

Figur 72 viser sammenhengen mellom COP og returtemperaturen på vannet fra romoppvarming for kombinert drift og kun romoppvarming. Simuleringene er beskrevet i 5.3.6. I tillegg til å se på endring i COP er også temperaturen på vannet til romoppvarming etter gasskjøleren,  $T_{R2}$ , av interesse for å se om varmepumpen kan levere høy nok  $T_{R2}$  ved kombinert drift. Derfor Figur 73 inkludert. Her vises temperaturene  $T_{R2}$  og  $T_{V3}$  fra simuleringene med kombinert drift. Massestrømmene for vann til romoppvarming og tappevann er listet i Tabell 9.





Figur 72: COP ved kombinert drift og romoppvarming ved endring av  $T_{R1}$

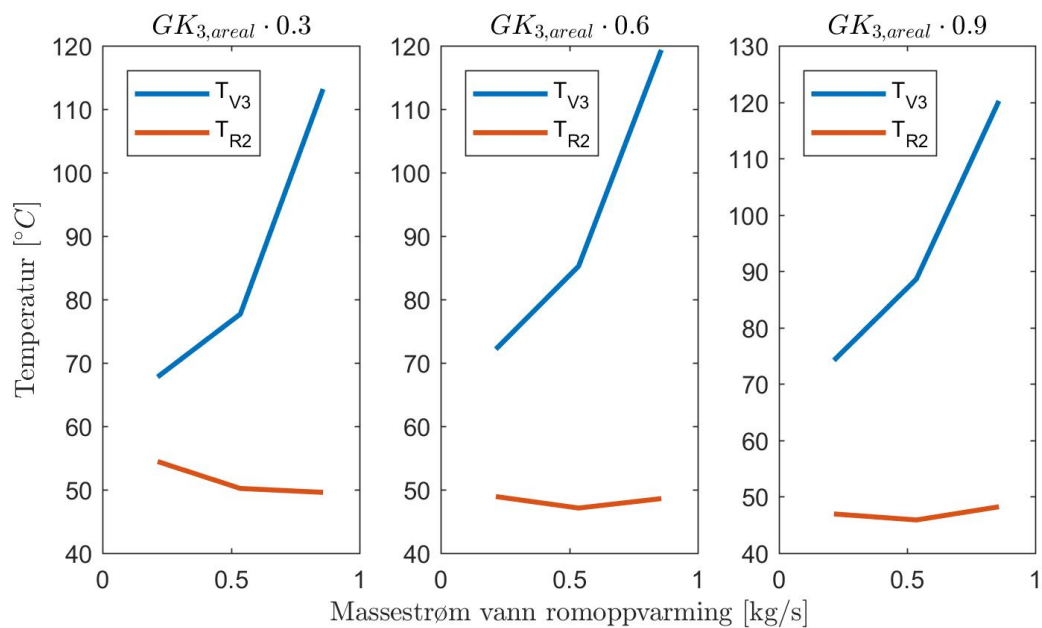


Figur 73:  $T_{R2}$  og  $T_{V3}$  ved tre ulike  $T_{R1}$

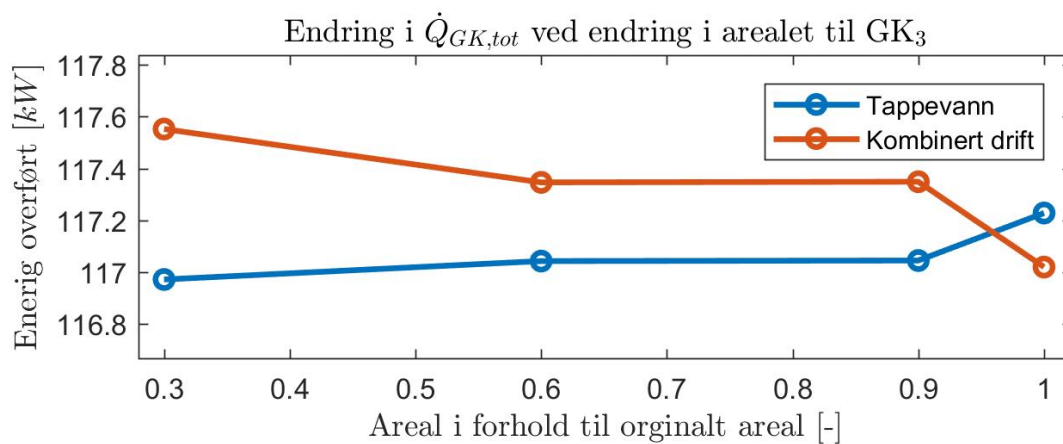
I Figur 84 og 85 vises temperaturkurvene i gasskjølerne ved to utvalgte tilfeller fra simuleringene beskrevet i avsnitt 5.3.6.

Resultatet fra simuleringene av endring av arealet til gasskjølerne, som beskrevet i avsnitt

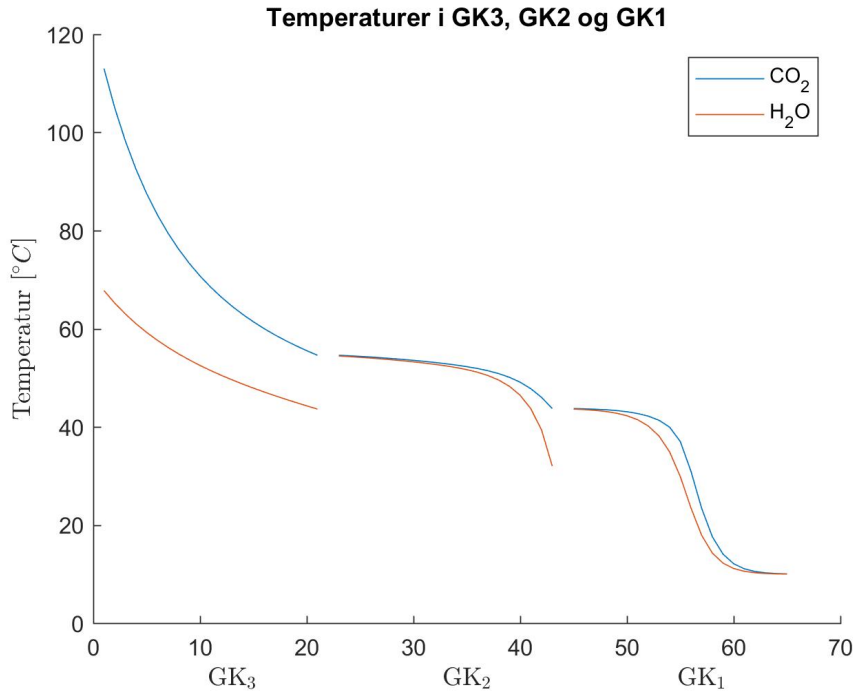
5.3.8, vises i Figur 74 og 75. Figur 74 tar for seg endringen i temperatuene i  $T_{R2}$  og  $T_{V3}$  ved endring i arealet til  $GK_3$ , mens Figur 75 viser endringen i total overført varme i gasskjølerne ved kombinertdrift og tappevannsproduksjon.



Figur 74:  $T_{R2}$  og  $T_{V3}$  endring i arealet til gasskjøler  $GK_3$



Figur 75:  $\dot{Q}_{GK3}$  ved endring i arealet til gasskjøler  $GK_3$



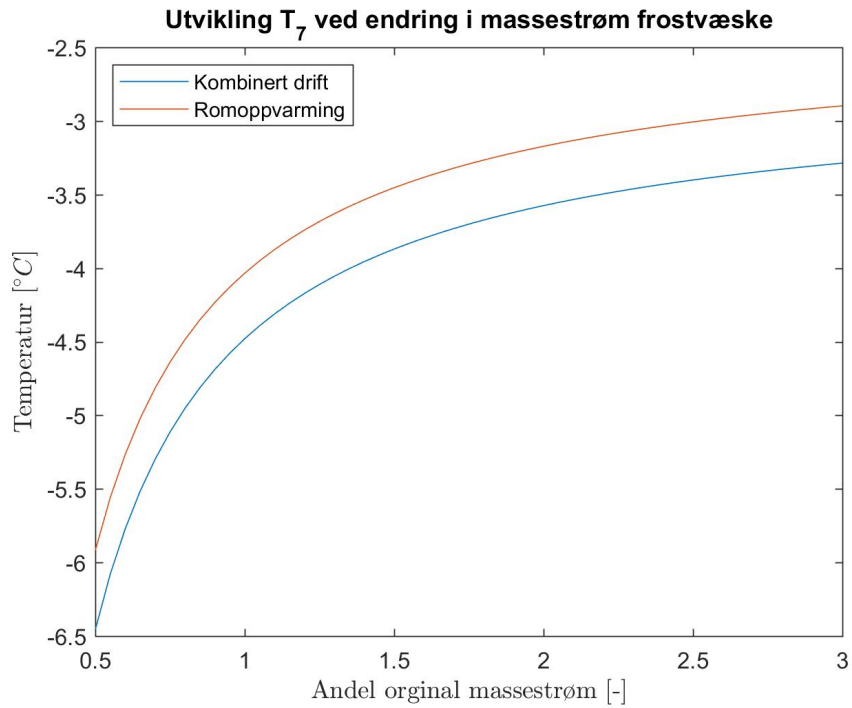
Figur 76: Temperaturer i gasskjølerne ved tilfelle nr 1 fra Tabell 10

Tabell 21 viser endringen i fordampningstemperatur og COP dersom innstilling for pumpen som pumper frostvæsken i de geotermiske brønnen økes fra 80 % til 100 %. Driftsforholdene bak denne simuleringen er beskrevet i avsnitt 5.3.9.

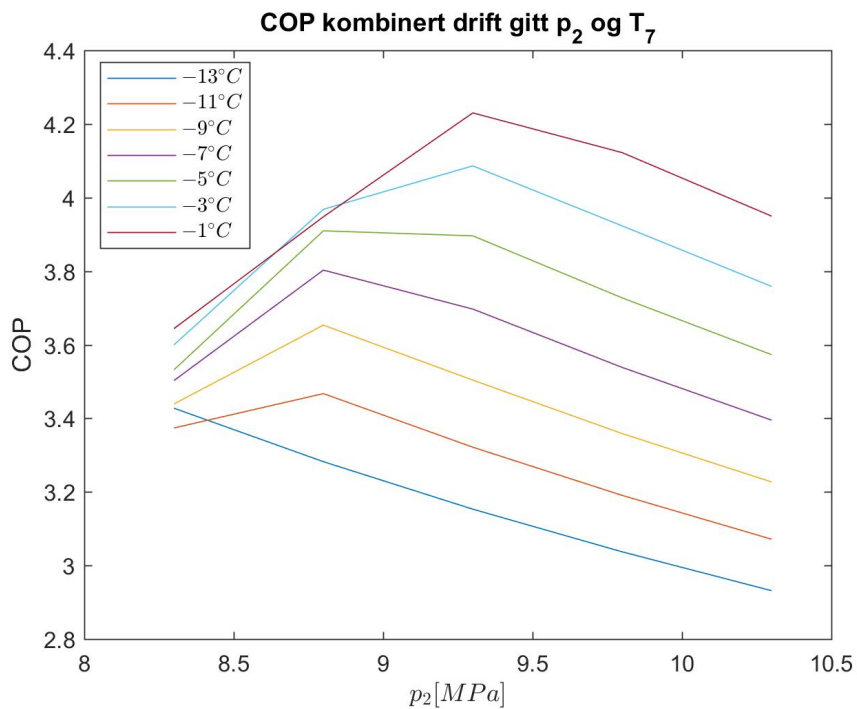
| Kapasitet<br>pumpe | Romoppv.        |       | Kombinert       |       | Tappevann       |       |
|--------------------|-----------------|-------|-----------------|-------|-----------------|-------|
|                    | $T_7[^\circ C]$ | COP   | $T_7[^\circ C]$ | COP   | $T_7[^\circ C]$ | COP   |
| 80 %               | -5.06           | 2.856 | -8.38           | 3.564 | -8.37           | 3.563 |
| 100 %              | -4.72           | 2.863 | -7.99           | 3.588 | -8.04           | 3.596 |

Tabell 21: Endring i COP og fordampningstemperatur ved endring i massestrømmen til pumpen

Endring i fordampningstemperatur ved endring i massestrømmen til frostvæsken i de geotermiske brønnen vises i henholdsvis Figur 77. Driftsforholdene for disse beregningene er også beskrevet i avsnitt 5.3.9. I Figur 78 vises endringen i COP ved endring i gasskjølertrykk og fordampningstemperatur. Her er fordampningstemperaturene fastatt på forhånd, de ble ikke bestemt ut ifra bergnigner i fordamperen. Tilsvarende figurer for romoppvarming og tappevann er vedlagt i appendiks C.



Figur 77: Endring i fordampningstemperatur ved endring i massestrømmen til frostvæske i de geotermiske brønnen



Figur 78: COP for kombinert drift ved simulering av nå-tilstand ved varierende  $p_2$  og  $T_7$

## 7 Diskusjon

For både analysen av nåværende drift og modelleringen av varmepumpen er det anvendt flere metoder, og de ulike metodene gir noe varierende resultater. Hensikten med dette kapittelet er derfor å diskutere betydningen av resultatene, hvor realistiske resultatene er og bakgrunnen for avvik.

### 7.1 Analyse av drift

Det er en del usikkerhet knyttet til analysen av måledata i denne oppgaven. Det første som kan nevnes er virkningsgradene til kompressoren. De er basert på generelle tall, og ut ifra resultatene virker det som at de er upresise. I Tabell 16 er  $Q_{CO_2}$  i utregning 3, som er regnet ut med utgangspunkt i samme massestrøm som  $W_K$ , mindre enn  $Q_{vann}$ . Det vil si at det overføres mer varme til vannet enn det hentes ut av arbeidsmediet. Det er umulig rent termodynamisk, altså er det noe som ikke stemmer. En mulighet kan være at volumetrisk virkningsgrad er høyere. Økt volumetrisk virkningsgrad vil gi økt massestrøm og dermed økt  $Q_{CO_2}$ . COP vil likevel være det samme siden massestrømmen inngår på samme måte i både kompressorarbeid og varme overført i gasskjølerne. Det som vil endre COP er varmetap fra kompressoren som også er satt etter generelle verdier.

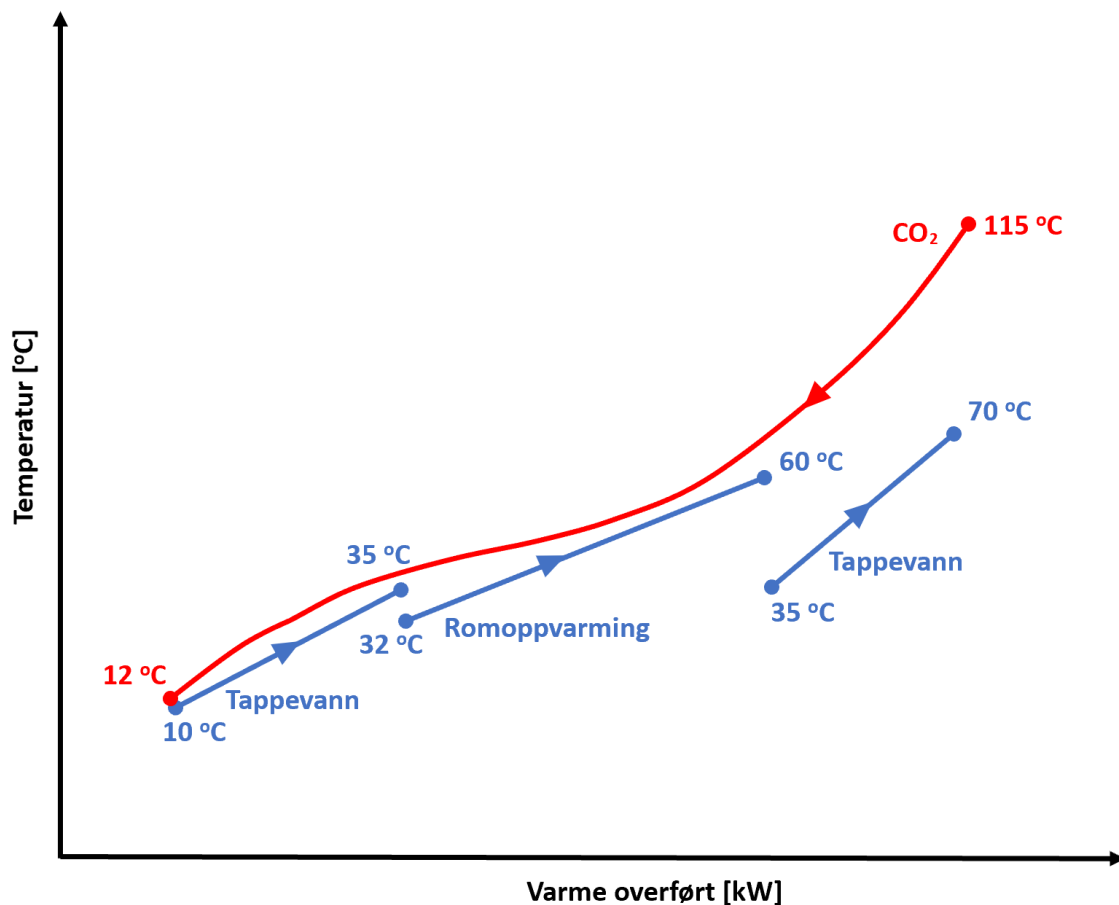
COP er også regnet ut ifra et polynom for kompressorarbeid hentet fra produsentens dataprogram. Kompressorarbeidet beregnes etter fordampningstemperatur og gasskjølertrykk, og må antas å være presist. Usikkerheten her oppstår fordi dette kompressorarbeidet gjelder ved konstant frekvens på 50 Hz. Frekvensintervallet for kompressoren er i denne varmepumpen satt til å være 45 – 52 Hz. Det vil si at fortregningsvolumet til kompressoren kan variere mellom 23,8 og 27,5 m<sup>3</sup>/h mens 50 Hz tilsvarer 26,45 m<sup>3</sup>/h. Varmepumpen kjører mesteparten av tiden med frekvens under 50 Hz. For eksempel var gjennomsnittsfrekvensen 46,5 Hz for 15.03.19. Det vil si at man kan forvente at kompressorarbeidet er høyere enn kalkulert ved hjelp av polynomet fra produsenten. I og med at de samme forholdene gjelder for polynomet for massestrøm kan man anta at det også her resulterer i for høye verdier. Massestrømmen beregnet ut ifra fortregningsvolumet til kompressoren ser ut til å følge massestrømmen gitt av polynomet fra produsenten ved høye frekvenser, men generelt ligge lavere når frekvensen er ned mot 45 Hz. Dette stemmer bra overens med forutsetningen om at polynomet fra produsenten gjelder for 50 Hz. Det vil si at metoden mest sannsynlig gir et godt resultat, men at det ikke kan fastslås som korrekt massestrøm siden den også belager seg på en generell volumetrisk virkningsgrad.

I utregningene bak Figur 42 er det antatt konstant temperaturforskjell mellom  $T_5$  og  $T_1$ . Selv om dette ser ut til stemme til en viss grad er det nødvendig med en dypere statistisk analyse av denne sammenhengen for å kunne si noe om presisjonen i denne antagelsen. Det er i tillegg ukjent hvordan differansen endrer seg ved temperaturer under 0°C siden dette er under temperatursensorens minimumsgrense. Et annet ankerpunkt ved denne antagelsen er at  $T_1$  ikke bare avhenger av  $T_5$ . Fordampningstemperatur og -trykk vil spille inn, det vil også  $T_{G1}$ . En annen antagelse som er gjort er forenklingen med konstant trykk i gasskjølerne. Trykket i gasskjølerne er satt lik den målte verdien etter alle gasskjølerne, men i realiteten er det et trykktap gjennom komponentene. Derfor vil trykket og dermed entalpien i punkt 1 være noe høyere enn det som er brukt i bereg-

ningene. Også på lavtrykkssiden er det antatt konstant trykk, men strupeventil SV3 gir trykktap på 0,1-0,2 MPa. Dermed vil trykket før kompressoren være lavere som følge av trykktapet i ventilen og sugegassvarmeveksleren. Uten de to nevnte forenklingene med tanke på trykktap vil trykkforholdet i kompressoren være større, som igjen gir synkende volumetrisk og isentropisk virkningsgrad.

Det kan også nevnes at strømforbruk til pumpene og andre komponenter tilknyttet varmeanlegget ikke er tatt med i beregningene av COP. Tanken bak dette er at dette energiforbruket er der uansett, denne oppgaven skal fokusere på varmepumpen i seg selv. En siste kilde til usikkerhet er datamengden. Selv om den totale datamengden skulle kunne gi pålitelige resultater måtte mye data ignoreres, enten fordi det ikke ga et detaljert nok bilde av situasjonen eller fordi det ikke var registrert verdier. Selv om det er en del usikkerhet knyttet til resultatene kan de likevel brukes til å vurdere varmepumpen med visse forbehold. Beregningen av  $COP_{LZ}$  tilsier at en  $CO_2$ -varmepumpe skal kunne gi høy effektfaktor for dette anlegget. Likevel blir er ikke COP like høy som verdiene presentert i avsnitt 2.3. Sett i lys av forutsetningene listet nederst i det samme avsnittet kan man se noe av grunnen. Det mest tydelige er andel energi levert til tappevann sammenlignet med total energimengde. Det forutsettes at andelen bør være 25 – 30 %, men den har vært 2,8 % gjennom hele året. Siden varmepumpen til tider har blitt kjørt kun for romoppvarming er det også presentert tall for andelen utenfor disse periodene. Andelen er fortsatt liten sammenlignet med forutsetningene. Det samme punktet i avsnitt 2.3 forutsetter at hele energibehovet til tappevann dekkes varmepumpen. At dette oppfylles kan verken bekreftes eller avkreftes siden energiforbruket til tappevannsberederne ikke lagres.

Det neste punktet av forutsetningene sier at varmepumpen må kjøre i kombinert drift når det er samtidig behov for romoppvarming og tappevann. Dette kravet har blitt oppfylt, men vannet til oppvarming når ikke høy nok temperatur ved denne driften. Figur 15 viser hvordan en slik driftsituasjon er tiltenkt i dette designet. Her er tur-/retur-temperatur for vannet til oppvarming 35/30 grader, sammenlignet med 60/32 i Fyret Flerbrukshus. Figur 79 viser den samme figuren for varmepumpen undersøkt i denne oppgaven, slik den måtte vært om den skulle operert med kombinert drift og temperaturene den leverer.



Figur 79: Temperaturer i gasskjølerne ved designtemperaturer

Det at varmepumpen ikke klarer å levere vann til romoppvarming ved ønsket temperatur kan henge sammen med massestrømmen for CO<sub>2</sub>, de to massestrømmene til tappevann og romoppvarming i tillegg til utforming og størrelse på varmevekslerne. Gasskjølertrykket er også med på styre temperaturtilpasningen i gasskjølerne slik at også denne parameteren påvirker temperaturene på vannet.

Tappevannsproduksjonen utgjør ikke en stor del av energimengden levert av varmepumpen, derfor er det begrenset hvor store utslag man kan få ved tilpasning til denne typen drift. Hvis tappevannsberederne bruker mye energi er det rom for forbedring, men dette er ukjent siden strømforbruket til tappevannsberederne ikke lagres. Av energien varmepumpen leverer brukes mesteparten til oppvarming av skolen og bygget. Her er returtemperaturen forholdsvis høy med 32°C, mens avsnitt 2.3 forutsetter 30°C eller lavere. COP for drift i romoppvarmingsmodus kan ikke direkte sammenlignes for de to tilfellene fordi det er stor forskjell mellom innløpstemperaturene og temperaturløftet til vannet.

Oppvarmingskretsen er en seriekoblet sløyfe der temperaturen skal senkes gradvis i hver forbruker av varme. Gulvvarmen er siste forbruker og energiforbruket her er derfor viktig for å oppnå lav returtemperatur. Oppvarmingskretsen leverer også varme til skolen, som er forbrukeren som krever høyest temperatur. Varmen levert her erstatter eller reduserer

bruken av oljekjelen på skolen, som fører til reduserte CO<sub>2</sub>-utslipp. Derfor er det ønskelig å levere mest mulig varme til skolen. Problemet er at dette gir økt returtemperatur fra oppvarmingskretsen, som fører til redusert COP for varmepumpen. Spesielt hvis det ikke er stort nok energibehov til gulvvarme slik at returtemperaturen kan reduseres på den måten. Det blir derfor en prioriteringssak om vil man øke varmepumpens COP mest mulig eller redusere oljekjelens utslipp.

Både Figur 6 i litteraturstudiet viser at redusert fordampertemperatur/ -trykk reduserer COP betydelig. Fordampertemperaturen må reguleres etter varmen tilgjengelig fra de geotermiske brønnene som henger sammen med temperaturen og massestrømmen i G1. Det at pumpe P4 operer på 80 % i stedet for 100 % er derfor med på å redusere effektfaktoren til varmepumpen. Av muligheter for forbedring burde dette være mulig å få gjort noe med, men det er visse problemer som nevnt i avsnitt 3.3.2. Det er ikke et nytt forslag, ingeniørene hos Winns AS har prøvd å endre på dette tidligere. Effekten av dette tiltaket diskuteres nærmere i neste del av diskusjonen.

## 7.2 Modellering av varmepumpen

Resultatene fra verifiseringen av gasskjølerne og sugegassvarmeveksleren viser at modellene gir realistiske resultater. For begge varmeveksler-typene er gjennomsnittlig avvik forholdsvis lite, og verdier både over og under ønsket verdi tilsier at U-verdiene er innenfor akseptabel feilmargin.

Når det gjelder verifiseringen av varmepumpemodellen er resultatene for romoppvarmingsmodus mer presise enn for kombinert drift. For drift med kun romoppvarming er det gjort simuleringer med data fra tre sykluser for varmepumpen, det vil si tre tidsrom fra varmepumpen har skrudd seg på til den har skrudd seg av. Man kan se at dataene fra anlegget følger den samme trenden i hver syklus. Siden dette er forholdsvis korte sykluser, alle rundt 7 minutter lange, rekker ikke varmepumpen å stille seg inn til å jobbe ved helt stabile driftsforhold. Simuleringene representerer stabil tilstand. For eksempel i Figur 45 kommer noe av forskjellen fra at massestrømmen til vannet til romoppvarming varierer gjennom syklusen.

Figur 47 viser stor forskjell mellom  $T_1$  fra simuleringene og data fra anlegget. Denne forskjellen kan komme av feil i antagelsen om at tilstanden i punkt 9 er mettet gass ved fordampningstemperaturen, nevnt i avsnitt 5.2.4. Feilen i dette punktet forplanter seg i de andre resultatene fra denne simuleringen. Med høyere  $T_1$  vil samme tilført energimengde gi høyere  $T_2$ , som vist i Figur 48. Siden  $T_1$  også inngår i polynomene for massestrøm og energi overført til arbeidsmediet i kompressoren vil også disse verdiene være påvirket av feilen. Denne antagelsen er gjort for å forenkle modellen. Innløpsentalpien på den kalde siden av sugegassvarmeveksleren avhenger av prosessen i fordamperen og tilstandene i fordamperen avhenger av utløpsentalpien på varm side av sugegassvarmeveksleren. Dermed lar det seg ikke gjøre å beregne tilstandene i den ene komponenten uten å gjøre noen antagelser om den andre. En alternativ måte å modellere dette på kunne vært å kjøre de to komponentene i loop flere ganger til tilstanden stabiliserer seg, på samme måte som for gasskjølerne. Et lyspunkt med tanke på verifiseringen av modellen er fordampningstemperaturene. Figur 46 og 50 viser at det er små forskjeller mellom  $T_7$  i simuleringene og data fra modellen. For kombinert drift er alle verdiene innenfor 0.6°C avvik. Det samme



gjelder for simuleringene av romoppvarmingsmodus når  $T_7$  stabiliserer seg, det vil si de fire siste verdiene for hver syklus. Dette tyder på at modelleringen av fordampere er god.

Figur 51 viser at  $T_2$  i simuleringene generelt ligger omtrent 10 K under måledataene. Dette kan ha flere grunner. Det ene er at modellen av gasskjølerne jobber seg gjennom gasskjølerne i samme retning som strømmen av  $\text{CO}_2$ . Temperaturene på tappevannet mellom gasskjøler 1 og 3 starter som en antatt verdi, og oppdateres så etter at temperaturene i alle gasskjølerne er regnet ut. Deretter gjentas prosessen 4 ganger. Det kan være at den antatte verdien, som alltid er  $40^\circ\text{C}$ , er så feilaktig at modellen ikke klarer å rette seg inn til korrekt verdi i løpet av de 5 gjennomregningene. I Figur 64 ser man at temperaturen mellom gasskjølerne har endret seg betraktelig, slik at dette antageligvis ikke utgjør en stor kilde til usikkerhet. En annen årsak kan være at massestrømmen for vannet til romoppvarming og tappevann ikke stemmer overens i modellen og måledataene.

Resultatene fra modelleringen av kompressoren, presentert i Figur 52 til 55, antyder at strømforbruk og energi overført til  $\text{CO}_2$  stemmer bra overens med beregningene fra Dorin Software, akkurat som sammenligningene gjort i avsnitt 5.2.1. Det samme gjelder  $T_2$  (Figur 55) og massestrøm (Figur 54) når sugegasstemperaturen er  $0 - 5^\circ\text{C}$ . Etter hvert som at sugegasstemperaturen øker, øker også avstanden mellom beregningene med metode 2 og dataene fra Dorin Software. Metode 1 har derimot et tilnærmet konstant avvik i alle disse figurene. Dette kan tyde på at en modell av kompressoren med metode 1 kunne vært et godt alternativ, gitt at modellen ble justert til å passe med dataene fra Dorin Software. I tillegg vil metode 1 kunne tilpasse slagvolumet etter frekvensen, mens metode 2 gjelder for en konstant frekvens på 50 Hz. Å justere modellen etter data fra Dorin Software forutsetter også at programvaren gjengir kompressoren presist. Siden det blant annet ikke eksisterer direkte målinger på kompressorens strømforbruk fra anlegget, antas programvaren å være et presist nok alternativ i denne sammenhengen. Siden  $T_2$  avhenger av  $\text{h}_2$  som igjen avhenger av massestrøm  $\text{CO}_2$  gjennom ligning 5.2.8, er det naturlig å anta at feilen oppstår i polynomet som beregner massestrøm  $\text{CO}_2$ . Bedre tilpassing av polynomet kunne vært en annen mulighet for å oppnå bedre modellering av kompressoren. Et annet punkt som burde bemerkes er at høy sugegasstemperatur kan gi veldig høy temperatur etter kompressoren. Ved sugegasstemperatur på  $25^\circ\text{C}$  og de gitte driftsforholdene er temperaturen etter kompressoren  $163.1^\circ\text{C}$ .

De to hovedpunktene som reduserer presisjonen til modellen, antagelsen i punkt 9 og kompressormodellen ved høy  $T_1$ , ble oppdaget på et for sent tidspunkt til å finne en fungerende løsning og gjenta alle simuleringene på nytt, derfor må alle konklusjoner ta forbehold for disse feilene.

Fra Figur 56 til 58 er det tydelig at økt temperatur på vannet fra de geotermiske brønnene,  $T_{G1}$ , gir økt virkningsgrad. For romoppvarming ser optimalt gasskjølertrykk til å ligge rundt 9.8 MPa, mens det for kombinert drift og tappevann er nærmere 8.8 MPa. Disse simuleringene er gjort med 0.5 MPa intervall, slik at det er for upresist for å bestemme et optimalt gasskjølertrykk ut ifra dette. I tillegg kan det bemerkes at optimalt gasskjølertrykk for romoppvarming ser ut til å variere noe ut ifra  $T_{G1}$  med høyere gasskjølertrykk for høyere  $T_{G1}$ . Som basis for videre sammenligning velges tilfellet med 8.8 MPa gasskjølertrykk og  $T_{G1}$  på  $5^\circ\text{C}$ . Her hadde varmepumpen en virkningsgrad på 2.73 ved

romoppvarming, 3.697 ved kombinert drift og 3.705 ved kun tappevann. Ved kombinert drift var temperaturen på tappevannet i dette tilfellet 46°C, altså 14 K under settverdien på 60°C.

Som antydnet i resultatene fra simuleringene av nåverdi viser Figur 59 at optimalt gasskjølertrykk er forskjellig for de tre driftsmodusene. Ved driftsforholdene beskrevet i avsnitt 5.3.4 oppnår romoppvarmingsmodus høyeste virkningsgrad, 2.89, ved 9.6 MPa. Kombinert drift har 3.85 som høyeste COP, dette ved 8.4 MPa, og tappevann når høyeste COP på 3.71 ved 8.7 MPa. Grunnen til at kombinert drift både gir høyere COP og har et lavere optimalt gasskjølertrykk kan henge sammen med bedre temperaturtilpasning i gasskjølerne. Ved lavere gasskjølertrykk vil isobarene til CO<sub>2</sub> være flatere ved visse temperaturer, se Figur 10. Ved kun tappevannsproduksjon vil dette kunne gi pinch i gasskjølerne, mens denne egenskapen utnyttes bedre ved kombinert drift. Dette er nærmere beskrevet i avsnitt 2.2. Selv kombinert drift ga bedre COP må bemerkes at T<sub>2</sub> ikke nådde høyere temperatur enn 45°C i simuleringene av kombinert drift. Som vist i Tabell 13 utgjør romoppvarming 97.2 % av varmebehovet dekket av varmpumpen. En økning i gasskjølertrykket fra 8.8 MPa, som varmpumpen har vært innstilt på, til 9.6 MPa vil gi en økning i COP fra 2.73 til 2.89. For kun tappevann er COP 3.70 og 3.45 for de samme gasskjølertrykkene.

Det er et gasskjølertrykk på 9.6 MPa som gir lavest årlig strømforbruk for kompressoren med 83.79 MWh, men dette er antageligvis påvirket av feilen i kompressormodellen. Det man kan se ut ifra Figur 60 er at strømforbruket er mest avhengig av virkningsgraden ved romoppvarmingsmodus. Dette henger sammen med at romoppvarming står for 97.2 % av varmen levert av varmpumpen. Ved endring i dette forholdet vil også det optimale gasskjølertrykket endre seg. Dersom man operer med forskjellig trykk i romoppvarmings- og tappevannsmodus vil 9.6 MPa for romoppvarming og 8.7 MPa for tappevann være gasskjølertrykkene som gir laveste årlig strømforbruk med 83.67 MWh. Den minimale forskjellen skyldes igjen at romoppvarming utgjør hoveddelen av varmen levert av varmpumpen. Skulle tappevann utgjøre en større del av varmebehovet er det rimelig å anta at det resulterer i en økning i effekten av å skille på gasskjølertrykket i de to modusene. På grunn av feilmarginen i kompressormodellen bør ikke disse tallene anses som absolutte. De gir bare en indikasjon på hvor avgjørende det er at varmpumpen operer ved optimalt gasskjølertrykk i romoppvarmingsmodus siden det utgjør det meste av varmebehovet.

I og med at T<sub>1</sub> ligger mellom 19.5 og 24.9°C i alle simuleringen for romoppvarming i Figur 59 er det lite sannsynlig at disse resultatene gir korrekt optimalt gasskjølertrykk. Figur 52 til 55 viser at metode 1 gir et mer konstant avvik for kompressoren. Det vil si at selv om COP får feilaktig verdi så vil den ha samme feil ved alle gasskjølertrykkene og dermed gi et mer presist bilde av optimalt gasskjølertrykk. Ved sammenligning av COP for varmpumpen med de to kompressormodellen i Figur 61 ser man at metode 1 angir et lavere optimalt gasskjølertrykk ved 9.3 MPa gitt driftsforholdene beskrevet i avsnitt 5.3.4.

Unøyaktigheten i kompressormodellen kommer ekstra tydelig fram i Figur 65 og 82. I Figur 65 vises COP til varmpumpen romoppvarmingsmodus med skøytebanen som varmekilde ved varierende gasskjølertrykk og temperatur på frostvæsken fra skøytebanen. Varmen avgitt fra skøytebanen i fordampere er inkludert i COP. Både avsnitt 2.1.4

og resten av resultatene for kombinert drift (Figur 66) og tappevann (Figur 67) tilsier at økende temperatur på frostvæsken vil gi økt COP ved at fordampningstemperaturen øker. For romoppvarming ser ikke dette ut til å gjelde, men dette henger mest sannsynlig sammen med avvik i kompressormodellen. I Figur 68 til 70 ser man at sugegasstemperaturen er opp mot 26°C for romoppvarming med skøytebanen som varmekilde, mens den er under 5°C i de andre to tilfellene. Bakgrunnen for de høye temperaturene antas å ligge i at  $T_5$  er over 32°C som følge av at  $T_{R2}$  er 32°C. Dermed kan ikke resultatene i Figur 65 anses som relevante for å fastslå prosessens COP. Det man kan merke seg er at romoppvarmingsmodus ser ut til å ha høyere virkningsgrad ved 9.3 MPa gasskjølertrykk enn ved 8.8 eller 9.8 MPa. I tillegg bør de høye sugegasstemperaturene sees i sammenheng med høye temperaturer etter gasskjøleren. I simuleringene for romoppvarming var 149.0°C høyeste verdi for  $T_2$ , men med avviket for denne temperaturen vist i Figur 55 er det sannsynlig at temperaturen ligger høyere. En beregning i Dorin Software med de samme driftsforholdene ( $p_2 = 9.8$  MPa,  $T_7 = -18^\circ\text{C}$  og  $T_1 = 25^\circ\text{C}$ ) angir en temperatur etter kompressoren på 178.7°C. Selv ved gasskjølertrykk på 8.8 MPa og ellers like forhold gir Dorin Software en temperatur på 167.5°C. Det vil si at bruk av isbanen som varmekilde kan føre til høye temperaturer etter kompressoren ved romoppvarmingsmodus.

Resultatene for kombinert drift og kun tappevannsproduksjon med skøytebanen som varmekilde antas å være mer pålitelige. Det første som kan påpekes er at optimalt gasskjølertrykk ligger under de simulerte trykkene, men dette diskuteres senere. Det som hovedsakelig er av interesse for disse simuleringene er utfallet av økning i temperatur på frostvæsken fra skøytebanene,  $T_{S1}$ . Ifølge Tabell 72 stiger COP med 0.1661 til 0.2203 ved 2 K økning i  $T_{S1}$ , stigningen øker med økende  $T_{S1}$ . COP i fra disse simuleringene må også sees i sammenheng med Figur 71. For eksempel vil en økning fra original massestrøm til 1.5 ganger original massestrøm gi en økning i fordampningstemperatur fra -16.6 til -16.0°C. Dette vil bidra til en økning i COP [4]. Det at anlegget for skøytebanen/solfangerne ikke har vært i bruk er også med på å redusere virkningsgraden til anlegget ved at skøytebanen ikke avlaster de geotermiske brønnene som varmekilde og overskuddsvarme fra solfangerne ikke føres ned i brønnene. Dette bidrar til temperatursenkning i brønnene som gir lavere  $T_{G1}$  og dermed reduserer COP, som vist i Figur 56 til 58.

*Residential CO2 Heat Pump System for Combined Space Heating and Hot Water Heating* av Jørn Stene nevner lav utløpstemperatur til CO<sub>2</sub> fra gasskjøleren, her  $T_5$ , som viktig for å oppnå høy virkningsgrad. Denne temperaturen er avhengig av temperaturen på vannet inn i gasskjølerne. Det vil si  $T_{R1}$  for romoppvarming og  $T_{V1}$  for tappevann og kombinert drift. Dette stemmer bra overens med resultatene i Figur 72 der virkningsgraden i romoppvarmingsmodus er sterkt avhengig av  $T_{R1}$ , mens denne temperaturen har liten innvirkning på COP ved kombinert drift. Da vil heller  $T_{V1}$  være viktigere. For romoppvarming stiger COP med 0.2715 per 5 K reduksjon i  $T_{R1}$  for simuleringene beskrevet i avsnitt 5.3.6. Figur 73 viser at  $T_{R1}$  vil ha en viss påvirkning på  $T_{R2}$  ved kombinert drift, men ikke nok til å oppnå ønsket temperatur på 60°C for vannet til romoppvarming.

I følge Figur 74 vil en endring av arealet til GK<sub>3</sub> kunne ha større påvirkning på  $T_{R2}$ . Reduksjon av arealet til 0.3 ganger originalt areal ga høyeste  $T_{R2}$  med 54.4°C. Sammenlignet med Figur 63 viser Figur 76 hvordan reduksjon i arealet til GK<sub>3</sub> vil gi større temperaturforskjell mellom fluidene i GK<sub>3</sub>. Dette vil da si at varmeveksleren utnyttes

dårligere, likevel reduseres ikke den totale energimengden overført i gasskjølerne. Endringen i arealet til GK<sub>3</sub> ser generelt ut til å ha lite innvirkning på den totale energimengden overført i gasskjølerne, som vist i Figur 75. Bakgrunnen for dette kan ligge i at GK<sub>1</sub> har et varmeoverføringsareal på 11.21 m<sup>2</sup> mens GK<sub>3</sub> opprinnelig har et areal på 2.76 m<sup>2</sup>.

Fra tabell 21 kan man se at endring i innstillingene til pumpen for frostvæsken i de geotermiske brønnene fra 80 % kapasitet til 100 % kapasitet vil ha effekt på varmepumpens COP ved at fordampningstemperaturen øker. Likevel er ikke denne effekten veldig stor, for varmen levert til romoppvarming fra Tabell 13 vil det gi en reduksjon i årlig strømforbruk i kompressoren på 202.7 kWh tilsvarende 0.24 %. Her er det ikke tatt hensyn til økningen i strømforbruket til pumpen, som må trekkes fra besparelsen. Dette resultatet bør sees i betraktning av sammenhengen med usikkerhet i kompressormodellen ved romoppvarming. Forbedringen i virkningsgrad er større for tappevann og kombinert drift, men disse modulene står for veldig lite av den totale energimengden som leveres i løpet av et år. Selv om Figur 78 viser at fordampningstemperaturen vil ha stor innvirkning på COP, så antyder Figur 77 at massestrømmen til frostvæsken må økes betraktelig for at dette skal ha innvirkning på fordampningstemperaturen. For eksempel må massestrømmen økes fra 0.8 til 1.45 ganger maksimal kapasitet til pumpen for å øke fordampningstemperaturen fra -4.48 til -3.48°C i Figur 77. Grunnen til et det er forskjell mellom fordampningstemperaturen i Figur 77 og Tabell 13 er at varmebehovet i fordampere er satt til konstante verdier i 77, mens det i Tabell 13 er bestemt ut ifra faktiske simuleringer av varmepumpen.

## 8 Konklusjon

Fyret Flerbrukshus er bygget for å gi innbyggerne på Jøa et bygg med høy bruksverdi samtidig som at miljø og energisparing har vært i fokus. Bygget bruker moderne løsninger og spesielt designet av varmepumpen er lite utprøvd tidligere. Å benytte seg av nye løsninger kan by på utfordringer som er vanskelig å forutse, men de involverte aktørene har jobbet hardt for å få dette til å fungere.

CO<sub>2</sub> som arbeidsmedium virker fornuftig med tanke på det høye temperaturløftet for både romoppvarming og tappevannsproduksjon. Likevel passer ikke designet til varmepumpen helt inn med driftsforholdene den opererer ved, i hvert fall ikke slik dette designet presenteres i *Natural Refrigerant CO<sub>2</sub>, Module 5*. Temperaturløftet og turtemperaturen for vannet til romoppvarming er høyere enn det varmepumpen klarer å levere i kombinert drift. Ønsket temperatur er 60°C for vannet til romoppvarming, men ifølge både måledata og simuleringer oppnår ikke varmepumpen generelt mer enn 45-50°C ved kombinert drift. I tillegg er andelen energi levert til tappevannsproduksjon 2.8 % mens den samme rapporten forutsetter 25-30 % for at dette designet skal være effektivt.

Siden tappevannsproduksjon utgjør veldig lite av det totale energibehovet vil endringer i driftsforhold ved romoppvarmingsdrift ha størst innvirkning på systemets COP. I den situasjonen er COP sterkt avhengig av returtemperaturen fra oppvarmingskretsen. Returtemperaturen er på sin side avhengig av forholdet mellom energi levert til skolen (høy temperatur) og energi levert til gulvvarme i bygget (lav temperatur). Hvis man reduserer energimengden levert til skolen vil COP for varmepumpen øke. Energien levert til skolen erstatter eller reduserer skolens behov for fyring med oljekjel og vil derfor gi reduserte CO<sub>2</sub>-utslipp. Av den grunnen må man vurdere hva som er ønsket effekt, å øke varmepumpens COP eller redusere CO<sub>2</sub>-utslipp.

Det er to hovedpunkter ved modellen som reduserer presisjonen til resultatene fra simuleringene:

1. Kompresormodellen brukt i de fleste simuleringene (metode 2) gir upålitelig massestrøm for CO<sub>2</sub> ved høy temperatur før gasskjøleren. Dette er et generelt problem ved simuleringer for romoppvarming siden den høye temperaturen  $T_{R1}$  gir høy  $T_5$  som igjen gir høy  $T_1$ .
2. Antagelsen om mettet gass etter lavtrykksbeholderen gir for høy spesifikk entalpi i punkt 9 og 10. Dette er mest aktuelt ved kombinert og tappevannsdrift fordi lav  $T_{V1}$  gir lav  $T_5$  som igjen reduserer entalpien i punkt 7. Dermed vil arbeidsmediet være enda lenger fra å nå mettet gass i fordampere.

Det første punktet gir ustabile resultater og gjør at simuleringene er upålitelige i situasjonen nevnt over. Det andre punktet gir derimot en mer stabil feil slik at resultater der denne feilen inngår kan brukes til å sammenligne simuleringene mot hverandre. Ifølge disse simuleringene er optimalt gasskjølertrykk 8.4 MPa for kombinert drift og 8.7 MPa for kun tappevann. Feilen som oppstår i simuleringene der metode 1 er brukt for å modellere kompressoren gir også et mer konstant avvik. Med denne metoden angis 9.3 MPa som optimalt gasskjølertrykk for romoppvarmingsmodus.

På tross av endring i både gasskjølerareal og innløpstemperatur på vannet til romoppvarming nådde ikke vannet til romoppvarming høy nok temperatur i simuleringene med kombinert drift. Det høye temperaturløftet, sammen med arbeidsmediets varierende spesifikke varmekapasitet, gjør at det er vanskelig å treffe på det korrekte gasskjølertrykket og de riktige massestrømmene som tillater kombinert drift der man når ønsket utløpstemperatur for både tappevann og romoppvarming. Å heller skille driften i ren oppvarming av tappevann og vann til romoppvarming vil gjøre at man kan oppnå ønsket temperatur i begge tilfeller. Det å skille mellom gasskjølertrykket for de to modusene vil gi en positiv effekt. Denne effekten vil være liten med mindre varmemengden til tappevann økes. Ved samtidig behov for både tappevann og romoppvarming burde i så fall romoppvarming prioriteres siden dette erstatter oljekjelen og CO<sub>2</sub>-utslippet som følger med den, mens tappevannet kan varmes elektrisk.

Tiltaket med få pumpen for frostvæsken i de geotermiske brønnene til å gå på 100 % kapasitet i stedet for 80 % som det gjør nå vil ifølge Tabell 21 øke fordampningstemperaturen. Likevel ser ikke denne endringen ut til å påvirke virkningsgraden vesentlig. Tappevannsdrift får den største endringen med 0.9 % økning i COP ifølge modellen.

Å bruke isbanen som varmekilde vil gi en økt virkningsgrad fordi varmen i fordamperen også regnes som nyttig varme, men dette kan resultere i høye temperaturer ved utløpet til kompressoren ved romoppvarmingsmodus. Ved kombinert drift og kun tappevannsproduksjon vil den lave temperaturen på tappevannet inn i gasskjøleren senke temperaturen til CO<sub>2</sub> etter gasskjøleren, som igjen vil senke temperaturen ved inn- og utløpet til kompressoren.

## 8.1 Videre arbeid

- Selv om modellen kan gi svar på noen spørsmål så vil en mer presis modell som utelukker de to hovedproblemene med kompressoren og antagelsen etter lavtrykk-beholderen kunne gi mer bekreftende og pålitelige svar. Ved videre arbeid med modellering vil det være nyttig å få satt opp lagring av driftsdata for kompressoren og tappevannsberederne. I tillegg vil det hjelpe å utbedre problemene med temperaturmålerne som ikke lagrer verdier under 0°C.
- Delen av anlegget med skøytebane og solfanger har ikke vært i bruk. Dette var ment til å både avlaste de geotermiske brønnene som varmekilde og føre overskuddsvarme ned i brønnene om sommeren. Uten denne funksjonaliteten kan brønnene være utsatt for temperatursenkning. En studie av konsekvensene av dette over tid kan være nyttig dersom feilen ikke blir utbedret.
- Det har vært problemer knyttet til varmtvannstanken til romoppvarmingsvannet og stilt spørsmål rundt effekten av denne. Videre arbeid kan se på hvordan systemet påvirkes av tanken og om den utøver den ønskede effekten.

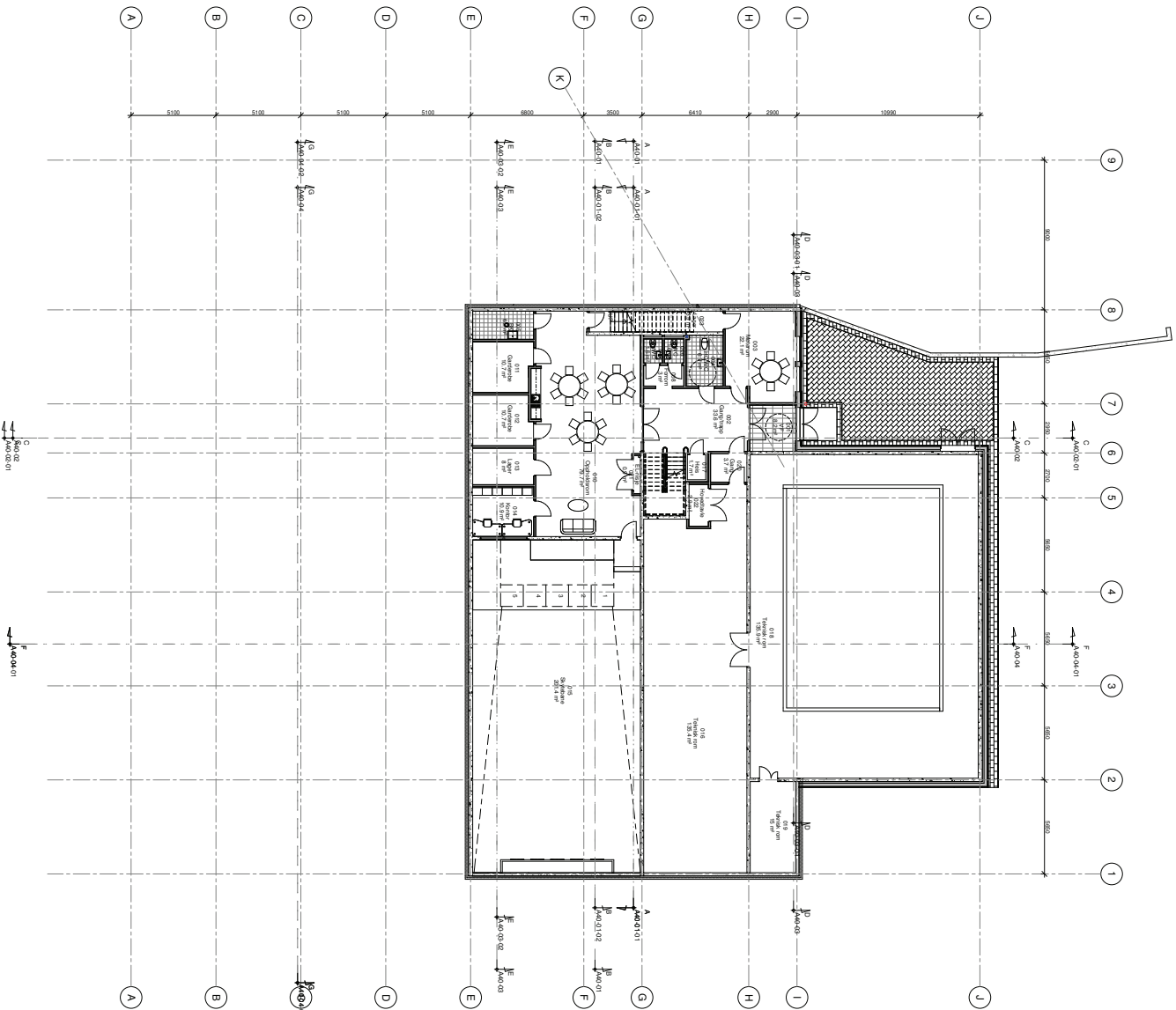
## Referanser

- [1] Web Page. Okt. 2018. URL: <https://www.godeidrettsanlegg.no/forbildeanlegg/fyret-flerbrukshus#title2>.
- [2] Petter Neksa mfl. «CO<sub>2</sub> - A REFRIGERANT FROM THE PAST WITH PROSPECTS OF BEING ONE OF THE MAIN REFRIGERANTS IN THE FUTURE». I:  
I:
- [3] Jørn Stene. «2\_Arbeidsmedier\_2019». Unpublished Work. 2019.
- [4] Jørn Stene. «Residential CO<sub>2</sub> Heat Pump System for Combined Space Heating and Hot Water Heating». Thesis. 2004.
- [5] Jørn Stene. «CO<sub>2</sub> HEAT PUMPS». I: *NATURAL REFRIGERANT CO<sub>2</sub>*. Red. av WALTER REULENS. 2009.
- [6] Shouguo Wang mfl. «Experimental investigation on air-source transcritical CO<sub>2</sub> heat pump water heater system at a fixed water inlet temperature». I: *International Journal of Refrigeration* 36.3 (2013), s. 701–716. ISSN: 0140-7007. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.10.011>. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S014070071200271X>.
- [7] «New prediction methods for CO<sub>2</sub> evaporation inside tubes: Part 1 - A two-phase flow pattern map and a flow pattern based phenomenological model for two-phase flow frictional pressure drops». I: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51.1-2 (2008), s. 111–124. ISSN: 0017-9310. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.04.002.
- [8] «New prediction methods for CO<sub>2</sub> evaporation inside tubes: Part II - An updated general flow boiling heat transfer model based on flow patterns». I: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 51.1-2 (2008), s. 125–135. ISSN: 0017-9310. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.04.001.
- [9] C. C. Wang, K. Y. CHI og C. J. CHANG. «Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers. 1. New experimental data. 2. Correlation.» I: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 43.15 (2000), s. 2681–2691.
- [10] «Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation». I: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 43.15 (2000), s. 2693–2700. ISSN: 0017-9310. DOI: 10.1016/S0017-9310(99)00333-6.
- [11] Frank P. Incropera mfl. *Incropera's principles of heat and mass transfer*. John Wiley og Sons Singapore Pte. Ltd, 2017. ISBN: 978-1-119-38291-1.
- [12] Web Page. 2019. URL: <https://www.ssb.no/statbank/table/04317/>.
- [13] Web Page. URL: <https://www.carel.com/documents/10191/549934/Sensor+pressure+transducer+2018/ebe81af2-4eee-4c5f-8b4c-870bce361cbc>.
- [14] Catalog. 2012.

- [15] Xiang Qin mfl. «A study on the compressor frequency and optimal discharge pressure of the transcritical CO<sub>2</sub> heat pump system». I: *International Journal of Refrigeration* 99 (2019), s. 101–113. ISSN: 0140-7007. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.12.028>. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700718305279>.
- [16] Jørn Stene. «3\_OH\_R744-Varmepumper\_2019\_NO». Unpublished Work. 2019.
- [17] Mauro Dallai. *NxtHPG project - CO<sub>2</sub> transcritical compressors for case studies 4 and 5*. Conference Paper. 2016. URL: [http://www.nxthpg.eu/fileadmin/red/Events/20160316\\_NxtHPG\\_final\\_workshop/8\\_\\_Dorin\\_MCE\\_16Mar16\\_web.pdf](http://www.nxthpg.eu/fileadmin/red/Events/20160316_NxtHPG_final_workshop/8__Dorin_MCE_16Mar16_web.pdf).
- [18] Catalog. 2019. URL: [https://www.kaori-bphe.com/uploads/editor/files/HighPressure\\_EN.pdf](https://www.kaori-bphe.com/uploads/editor/files/HighPressure_EN.pdf).
- [19] M. J. Moran mfl. *Principles of Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons, Inc., 2012.
- [20] Government Document. 2019. URL: <https://www.gov.uk/government/publications/greenhouse-gas-reporting-conversion-factors-2019>.



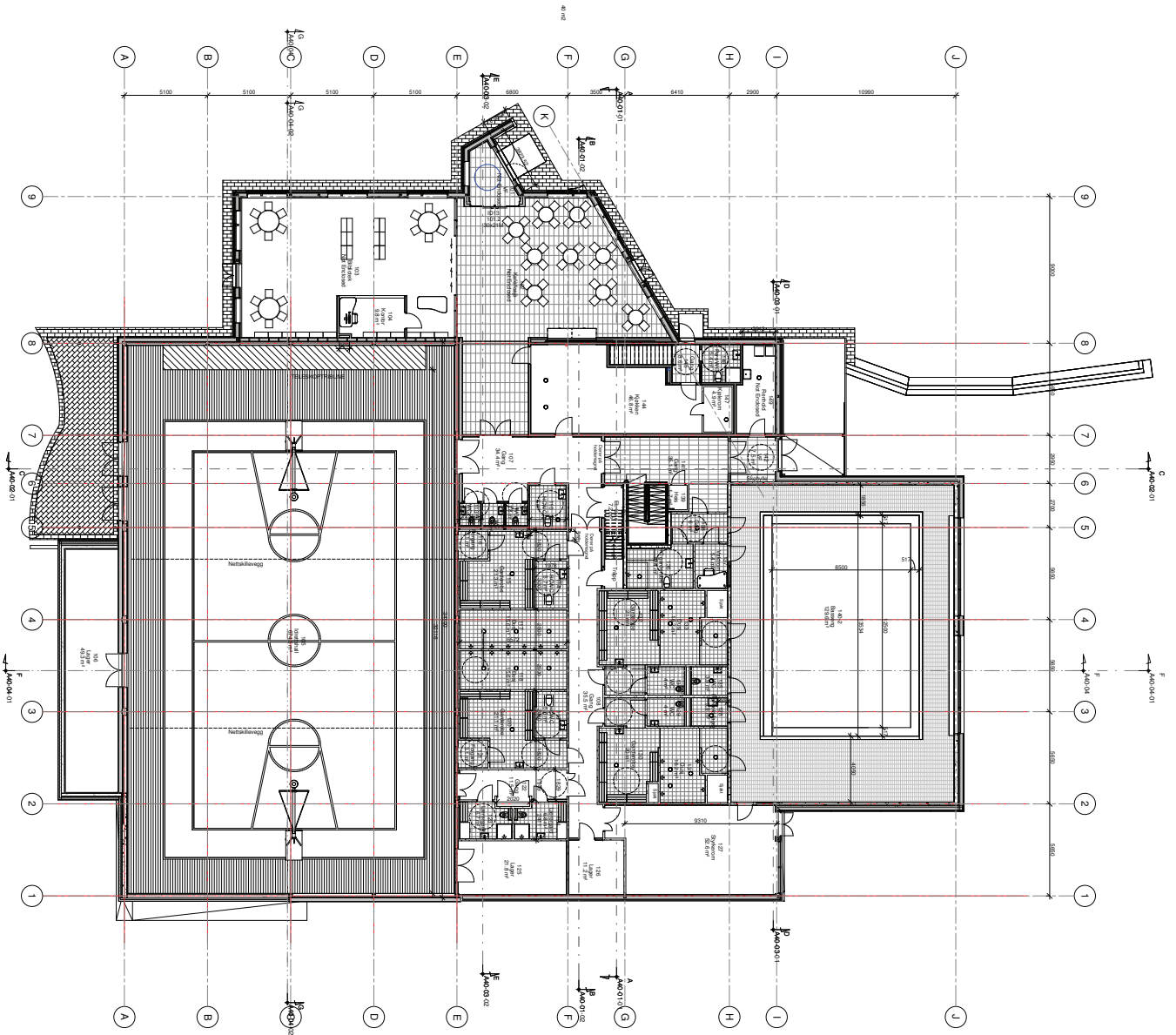
# A Plantegninger



Overflatebehandling golv Ktr regning A20-02-01

A20-01  
AS BULLT

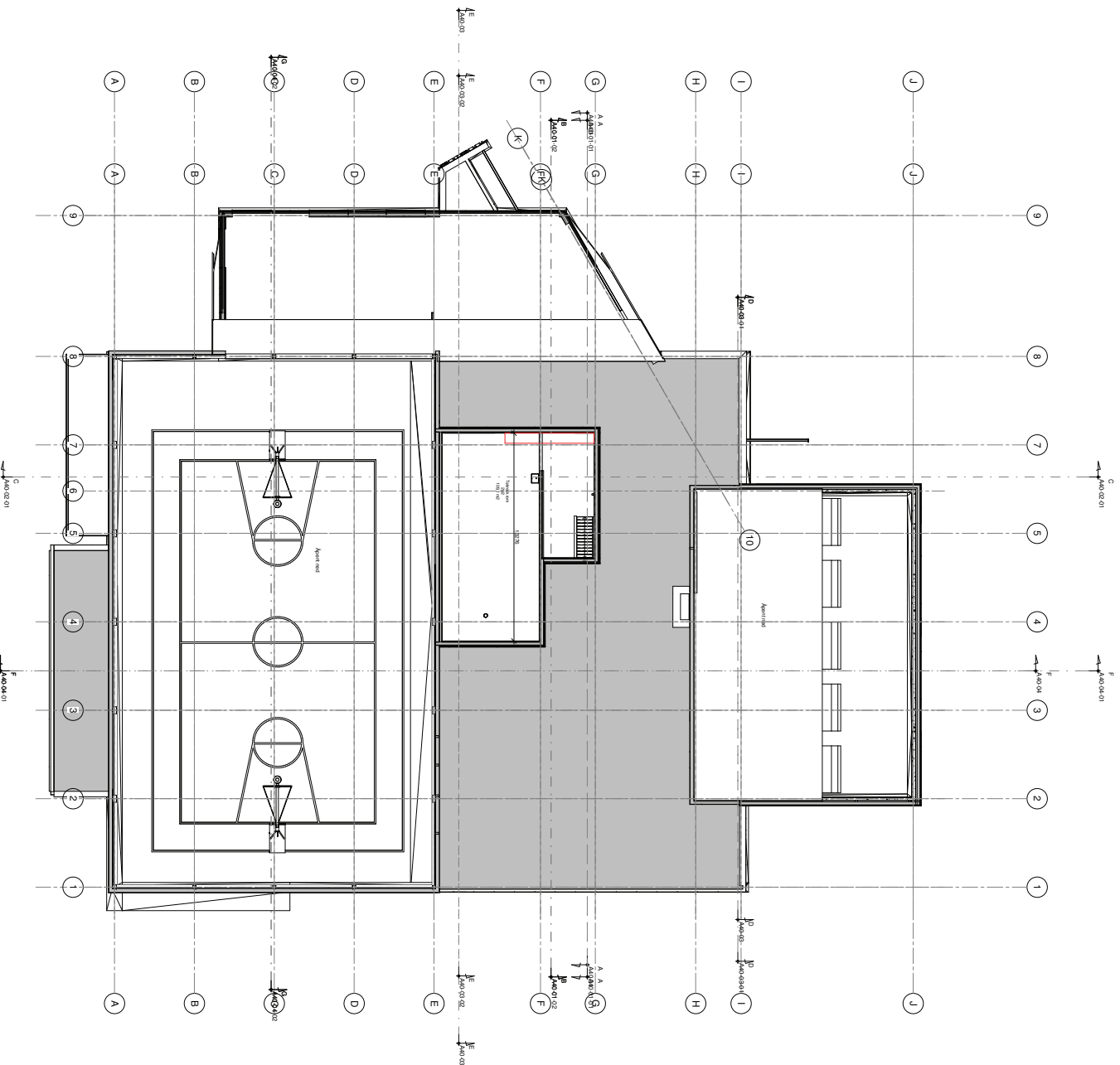
|  |   |
|--|---|
|  |   |
| <b>GL-Bygg AS</b><br>Elektroinstall på Jøa<br>Plan kjeller |   |
| Prosjekt: 2451-104<br>Dato: 2023-10-16                     | Tegning: 2451-104<br>Dato: 2023-10-16     |
| Prosjektleder: [Blank]<br>Tegner: [Blank]                  | Prosjektleder: [Blank]<br>Tegner: [Blank] |
| Prosjekt: 2451-104<br>Dato: 2023-10-16                     | Tegning: 2451-104<br>Dato: 2023-10-16     |



Overflatebehandling golv Kir tegning A20-02-02

A20-02  
AS BUILT

|   |                               |   |                              |
|---|-------------------------------|---|------------------------------|
|   |                               | <b>G-Brogg AS</b><br>Fjellrustveit 10A<br>Plan 1 019<br>0451 1041<br>428 92<br>1 100  |                              |
|   |                               | <b>Prosjekt AS</b><br>Fjellrustveit 10A<br>Plan 1 019<br>0451 1041<br>428 92<br>1 100 |                              |
| Prosjektant<br>Prosjekt AS                  | Utarbeidet av<br>G-Brogg AS   | Tegnet av<br>G-Brogg AS   | Kontrollert av<br>G-Brogg AS |
| Prosjektleder<br>G-Brogg AS                 | Tekniker<br>G-Brogg AS        | Tegningens tittel<br>Overflatebehandling golv Kir tegning A20-02-02                   | Tegningsnummer<br>A20-02-02  |
| Prosjekt<br>Fjellrustveit 10A<br>Plan 1 019 | Tegningens dato<br>2023.10.16 | Tegningsstatus<br>AS BUILT  | Tegningsformat<br>A0         |

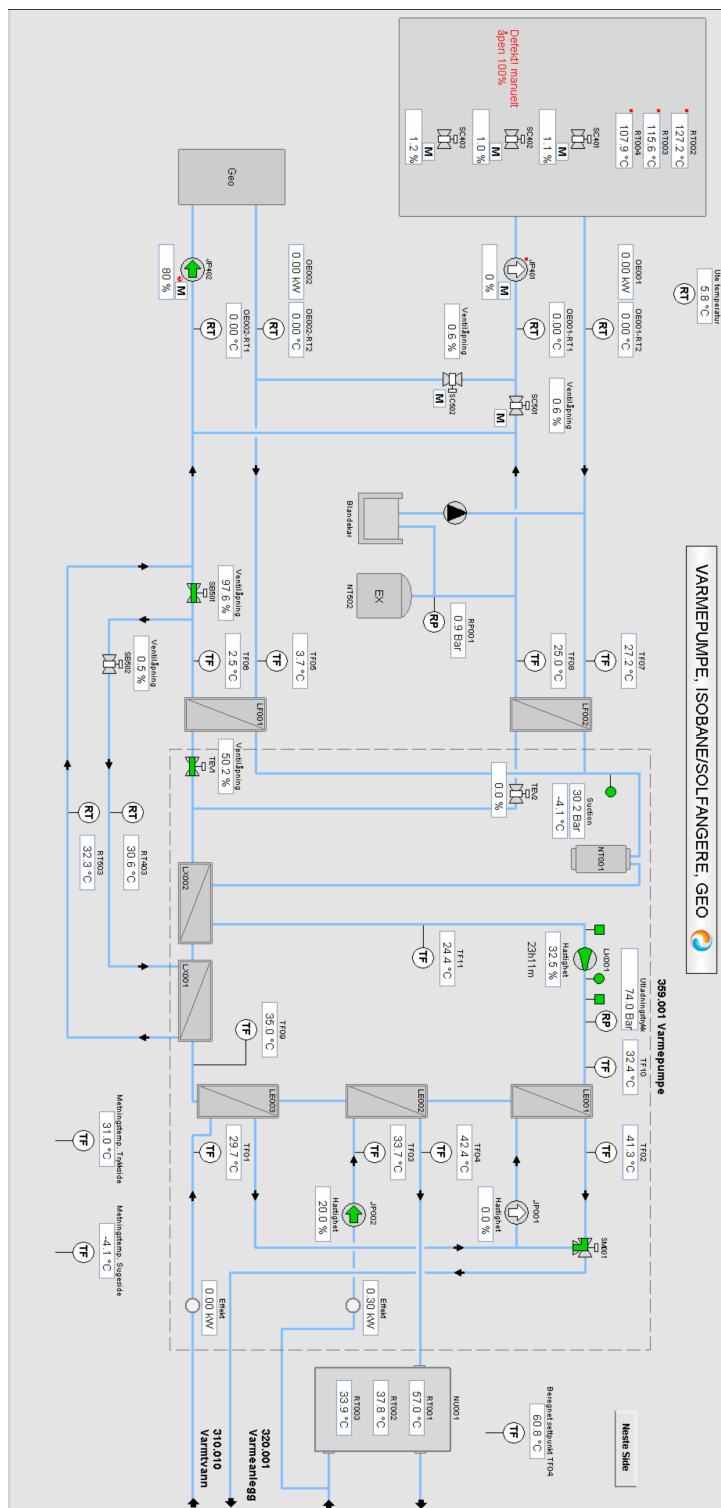


Overflatebehandling golv kir tegning A20-82-03

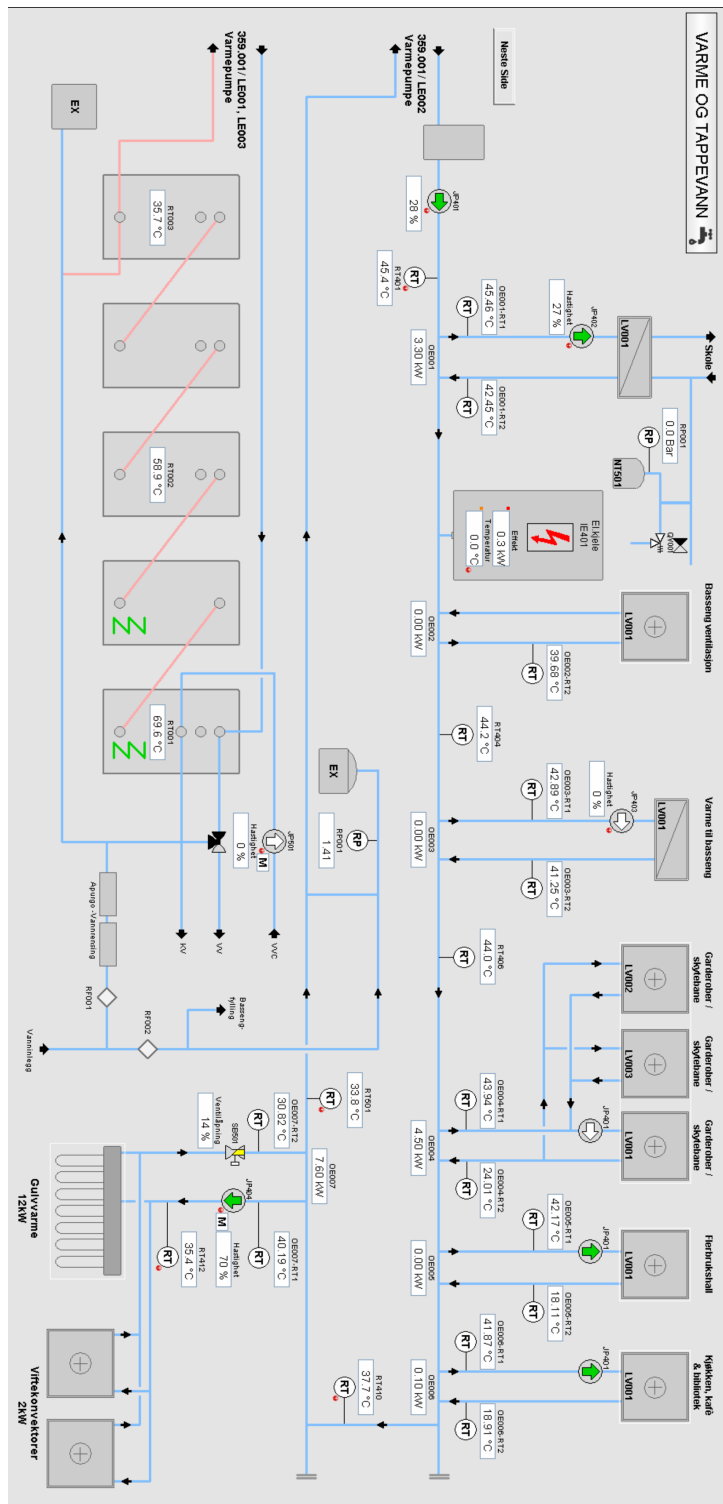
2020-03  
AS BUILT

|   |   |   |
|---|---|---|
|   |   | Prosjekt nr. 2451-104<br>Dato 2020-03<br>Arkiv nr. 1-1300   |
| Oppdragsgiver: <b>GL-BYGGERAS</b><br>Oppdragsleder: <b>Flåmussenfall på Jøa</b><br>Plan 2 etg |   |   |
| Prosjekt nr. 2451-104<br>Dato 2020-03<br>Arkiv nr. 1-1300                                     |   | Tegning nr. 2451-104-03<br>Dato 2020-03<br>Arkiv nr. 1-1300 |
| Tegningstype: <b>AS BUILT</b><br>Dato: 2020-03<br>Arkiv nr: 1-1300                            | Prosjekt nr. 2451-104<br>Dato 2020-03<br>Arkiv nr. 1-1300 | Tegning nr. 2451-104-03<br>Dato 2020-03<br>Arkiv nr. 1-1300 |

## B Skjermbilder fra SD-anlegget



Figur 80: Skjermbilde av varmepumpen fra SD-anlegget

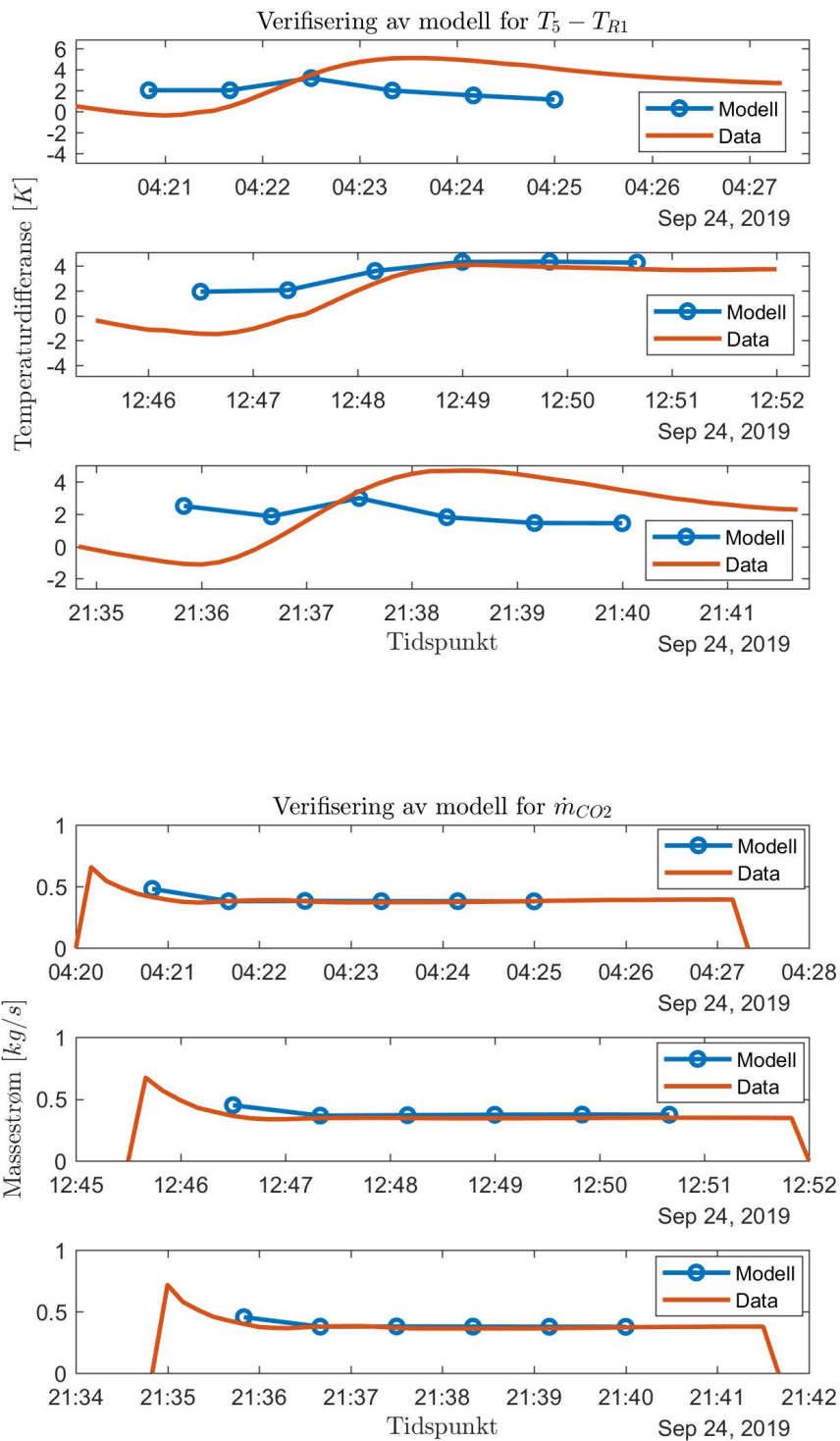


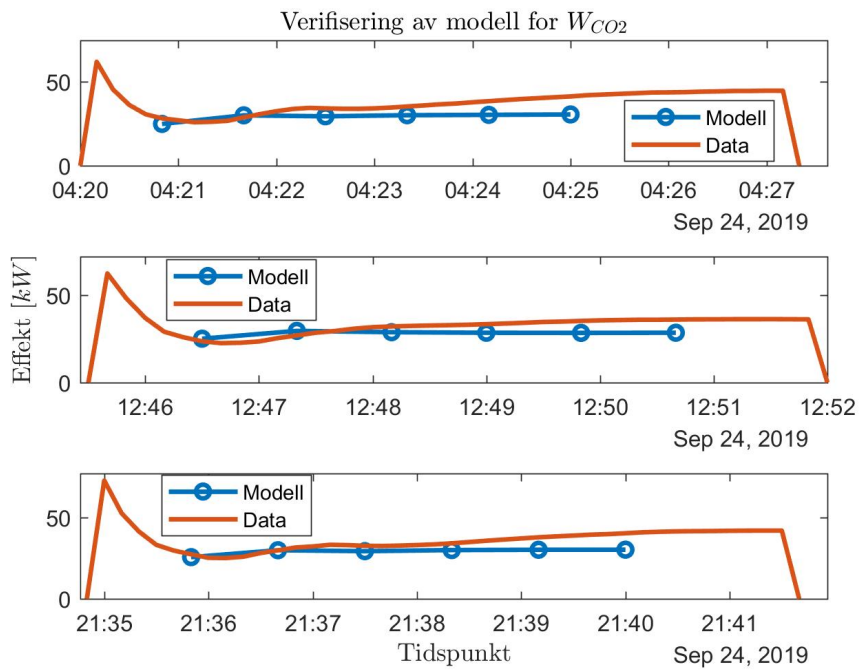
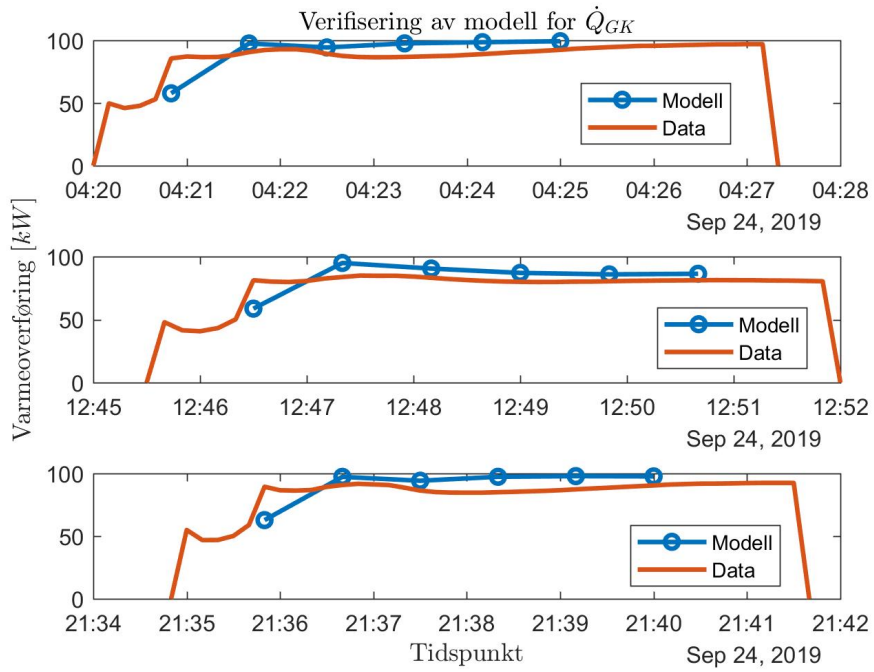
Figur 81: Skjerm bilde av varmeanlegget fra SD-anlegget

## C Resultater - appendiks

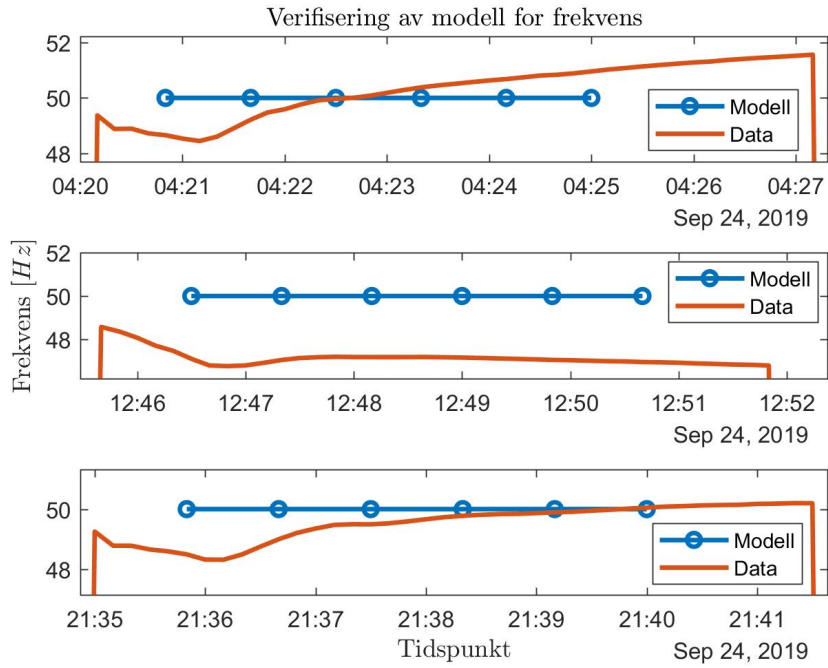
### C.1 Ekstra figurer fra verifisering av modell

#### C.1.1 Verifisering av modell for romoppvarming

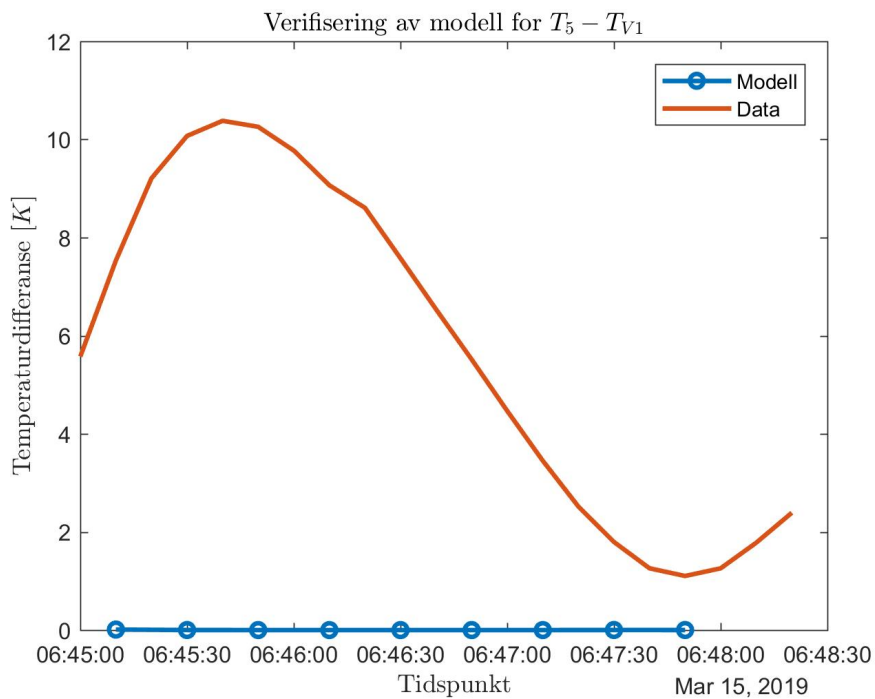


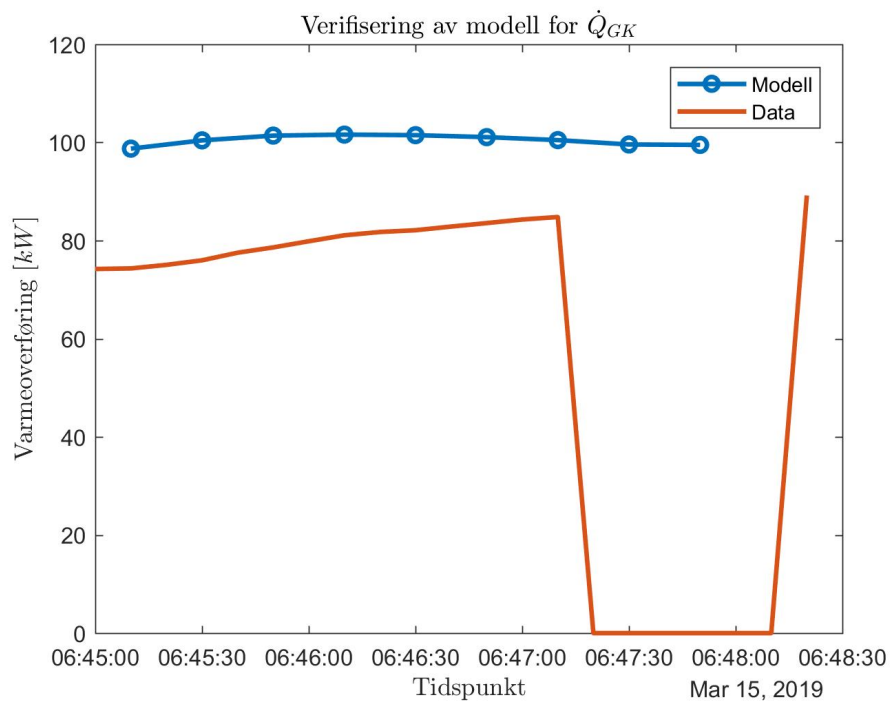
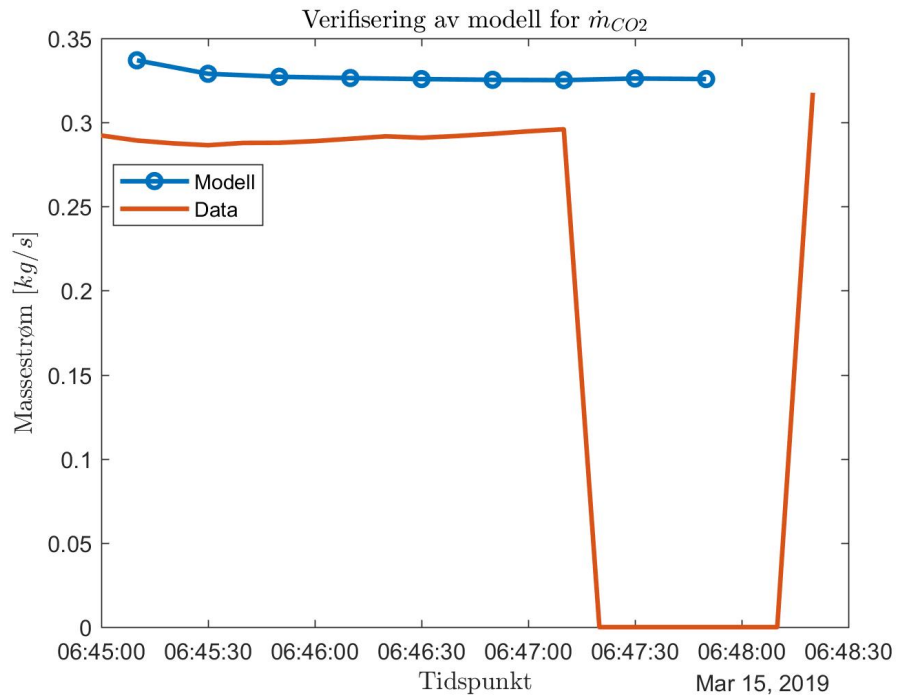


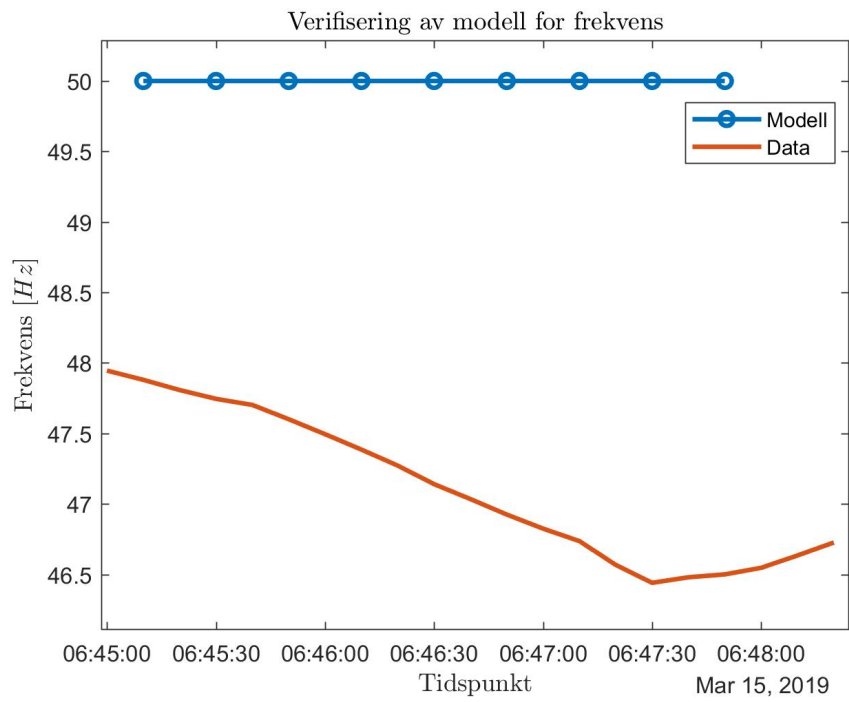
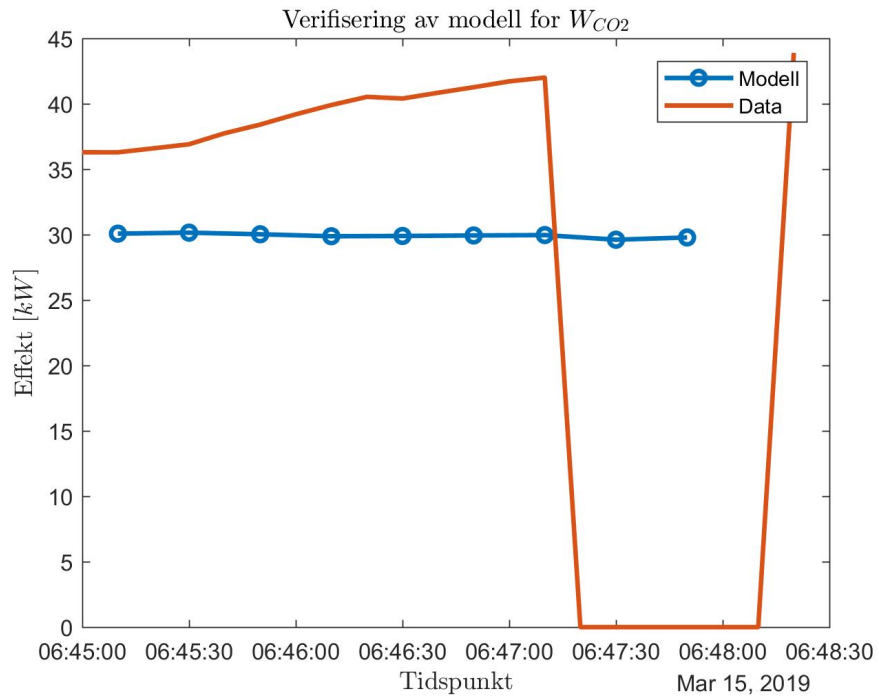




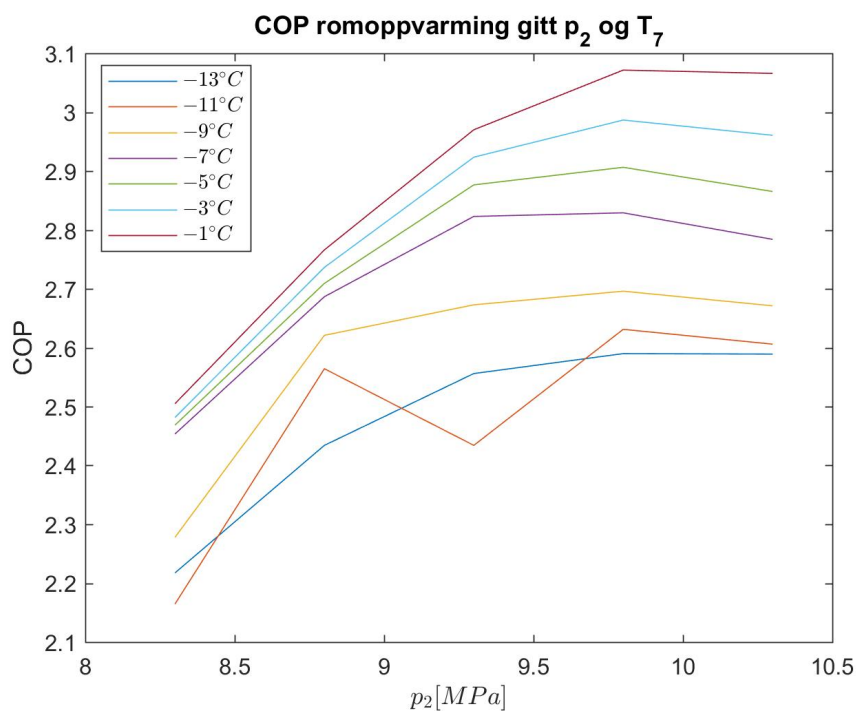
### C.1.2 Verifisering av modell for kombinert drift



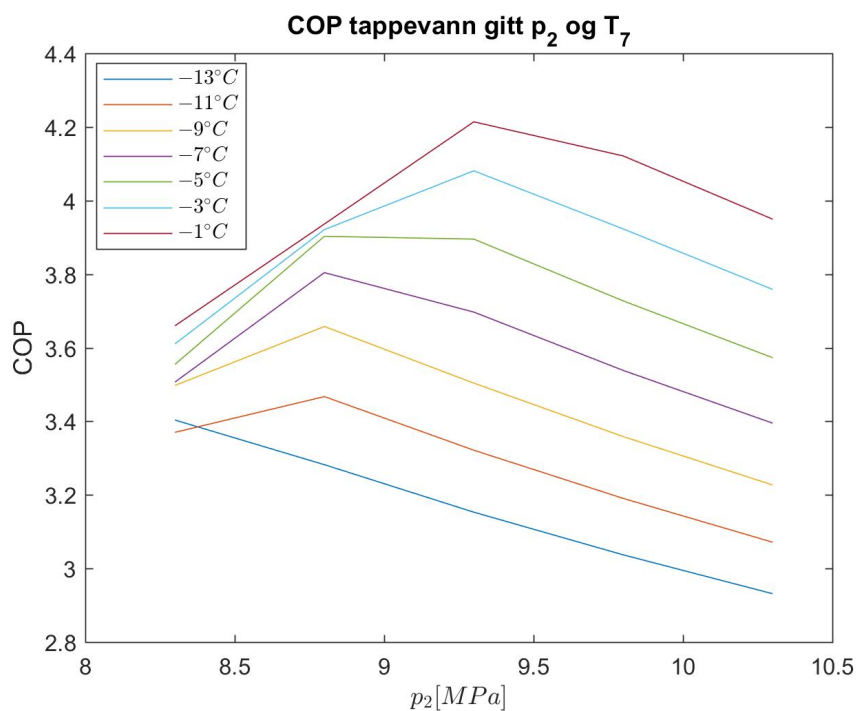




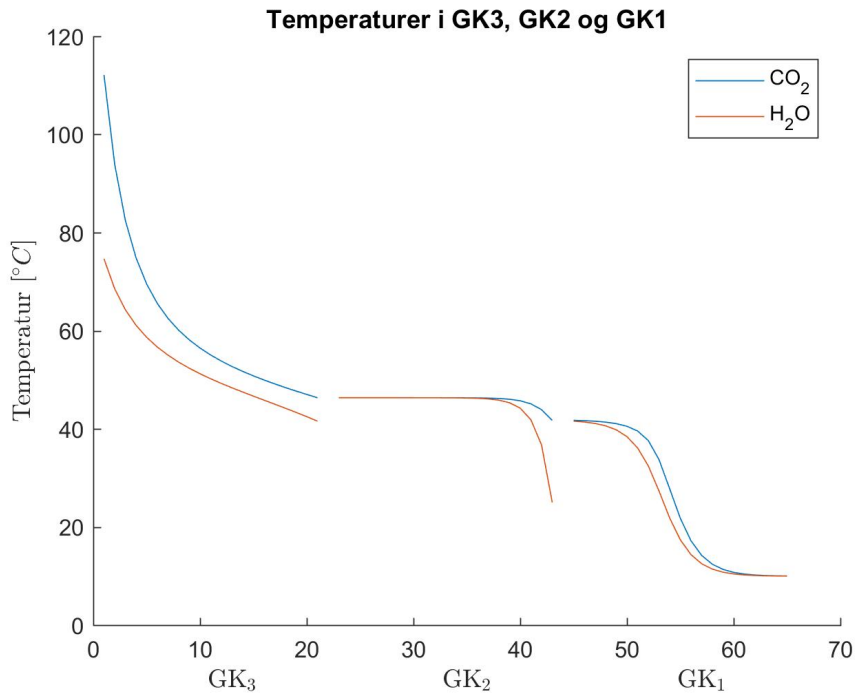
## C.2 Ekstra figurer fra simuleringene



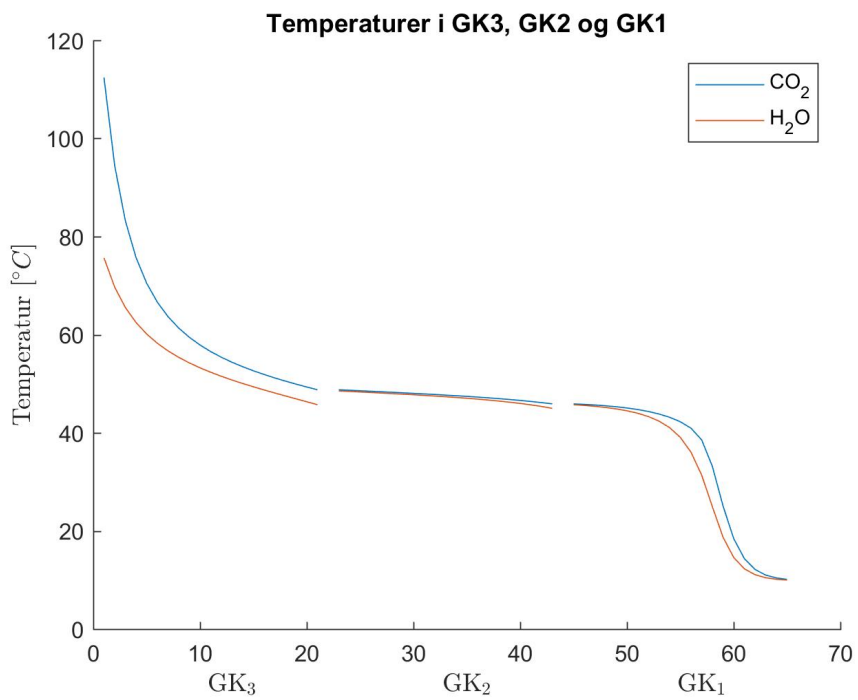
Figur 82: COP for kun romoppvarming ved simulering av nå-tilstand ved varierende  $p_2$  og  $T_7$



Figur 83: COP for kun tappevann ved simulering av nå-tilstand ved varierende  $p_2$  og  $T_7$



Figur 84: Temperaturer i gasskjølerne ved tilfelle nr 1 fra Tabell 9



Figur 85: Temperaturer i gasskjølerne ved tilfelle nr 7 fra Tabell 9

