

Marie Garen Aaberg

Analyse av termisk energiforsyning ved Swecobygget

Masteroppgave i Energibruk og energiplanlegging

Veileder: Jørn Stene

Juni 2019

Marie Garen Aaberg

Analyse av termisk energiforsyning ved Swecobygget

Masteroppgave i Energibruk og energiplanlegging
Veileder: Jørn Stene
Juni 2019

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

Forord

Denne masteroppgaven er skrevet ved Norges Teknisk-Naturvitenskapelige Universitet (NTNU) våren 2019. Oppgaven omfatter 30 studiepoeng og mitt avsluttende arbeid ved mitt toårig masterstudium i Energibruk og energiplanlegging retning Energibruk i bygninger.

Hovedveileder har vært Jørn Stene, førsteamanuensis ved NTNU, institutt for energi- og prosessteknikk. En stor takk for ditt utrolige engasjement, for all kunnskapen du har delt. En ekstra takk for at du alltid har svart på mail. Helg eller helligdager er begreper som ikke har eksistert for deg.

Veileder ved Sweco har vært Asbjørn Orheim Stoveland. Tusen takk for at du har svart på alle mine spørsmål og din gode evne til å forklare ting på en forståelig måte. En takk rettes også til medveildere Dan Vegard Vårdal og Usman Dar.

Takk til Sweco for at jeg har fått lov til å utføre oppgaven på bygget deres. Det har vært utrolig interessant å få utføre analyser på et reelt anlegg, med innovative løsninger og kvalitetsinstallasjoner. Det har vært en stor læringsprosess som jeg vil ta med meg videre ut i arbeidslivet.

Til slutt, tusen takk til Mads Rudbæk fra NH₃ Solutions for all informasjonen du har delt med meg angående varmepumpe-/kjøleaggregatet ved Swecobygget.

Marie Garen Aaberg
Trondheim
11. juni 2019

Sammendrag

Swecobygget er et næringsbygg lokalisert på Fantoft i Bergen. Bygget har passivhusstandard med energimerke A og er klassifisert BREEAM-NOR Excellent. Swecobygget er utleid som kontorarealer for Sweco, Aragon og andre bedrifter i tillegg til en MENY-butikk. MENY-butikken er ikke blitt analysert i oppgaven. Varme- og kjølebehovene i bygget består av romoppvarming, herunder varme til radiatorer og ventilasjonsvarme, tappevannsoppvarming, prosesskjøling av datarom og romkjøling. Totalt årlig varmebehov var estimert til omtrent 100 000 kWh/år (14 kWh/m²), og estimert årlig kjølebehov for bygget på omtrent 140 000 kWh/år (20 kWh/m²). Det termiske energisystemet består av en ammoniakk varmepumpe/kjølemaskin og fjernvarme som spisslast. Varmepumpe/kjølemaskinen er dimensjonert for å dekke maks kjøleeffektbehov på 195 kW. Varmekilden og varmesluket til varmepumpe/kjølemaskinen er 15 vertikale energibrønner på 220 meter hvor kuldebæreren er vann. Oppvarming av varmt tappevann foregår ved bruk av spillvarme fra kuldeanlegget til MENY, ettervarme fra returledningen til varmesystemet og fjernvarme.

I denne masteroppgaven er varme- og kjølesystemet ved Swecobygget analysert for året 2018 hvor de viktigste funnene er:

- **Varmebehovet er større enn kjølebehovet**
Årlig varmebehov er på omtrent 284 000 kWh (40 kWh/m²) og årlig kjølebehov er på omtrent 41 300 kWh (5,9 kWh/m²). Sammenlignet med prosjekterte verdier er klimavhengig varmebehov ca. 242 % høyere enn prosjektert, energibruk til oppvarming av varmt tappevann er ca. 85 % høyere enn estimert, mens kjølebehovet er ca. 70 % lavere reelt enn prosjektert. Det er også oppdaget at det brukes varme gjennom hele sommeren og funn tyder på at bygget kjøles og oppvarmes samtidig.
- **Feil i reguleringen av anlegget**
Varmepumpen kan dekke temperaturkravet til varmesystemet ved utetemperaturer fra -5 °C og oppover, men det brukes konstant noe fjernvarme til romoppvarming, selv også på sommeren. Dette kan skyldes feilmålinger. Turtemperaturen fra varmepumpen og i varmeanlegget stemmer ikke overens med utetemperatur kompenseringsskurven. Dette tyder på at det er noe feil med reguleringen av anlegget.
- **Energidekningsgraden for varmepumpe/kjølemaskinen er 78 %**
En årsak til den lave energidekningsgraden er at varmepumpen var avslått en periode i november og desember. Utelukkes disse månedene fra beregningen er energidekningsgraden på 87 %. En annen forklaring er temperaturbegrensningen på varmepumpen som er på 48 °C og som gjør at varmepumpen deler av oppvarmingssesongen ikke klarer å dekke temperaturkravet og det brukes derfor mer spisslast. Utformingen av systemet for oppvarming av varmt tappevann gir svært begrenset dekningsgrad for varmepumpen.

- **SCOP for varmpumpe/kjølemaskinen er 3,4**
 Årsaken til den relativt lave SCOP-verdien skyldes høyst sannsynlig at varmpumpe/kjølemaskinen driftes mye på lav delast da den er dimensjonert for maks kjølebehov som er mye høyere enn maks varmebehov.
- **Energisparingen er lav**
 Sammenlignet med oppvarming av fjernvarme er energisparingen ved bruk av varmpumpen ca 55 %. Hvis levert kjøling inkluderes og det sammenlignes opp mot en løsning hvor fjernvarme brukes til oppvarming og en kjølemaskin med tørrkjøler brukes for kjøling, så blir energisparingen for varmpumpe/kjølemaskinen ved Swecobygget ca 65 %. Årsaken til den lave energisparingen skyldes relativt lav SCOP-verdi og relativt lav energidekningsgrad for varmpumpe/kjølemaskinen.
- **Brønnparken er i full termisk energibalanse**
 Simuleringen av brønnparken i Earth Energy Designer (EED) med inndata fra SI-MIEN og reelle måledata viser at brønnparken er i full termisk energibalanse.
- **Brønnparken er underdimensjonert**
 Simuleringen i EED er blitt utført over en periode på 25 år hvor laveste temperatur i brønnparken kommer ned mot 1,8 °C, som er under nedre temperaturgrensen for vann (3 °C). Brønnparken er dermed underdimensjonert. Med 18 energibrønner er brønnparken stor nok til at temperaturen ikke går under 3 °C.
- **Maksimalt energi- og effektuttak fra brønnparken er lavt**
 Maks energiuttak fra brønnparken er på 31 kWh/(m·år) noe som er omtrent 70 % lavere enn typiske verdier. Maks effektuttak er på 13 kW/(m·år), som er omtrent 50-60 % lavere enn hva som er vanlig. Årsaken skyldes at det er brukt vann som kuldebærer i energibrønnene slik at nødvendig antall energibrønner er høyere enn ved bruk av frostvæske.
- **Varmpumpe/kjølemaskinen er overdimensjonert**
 Maskinen er dimensjonert ut ifra maksimalt kjøleeffektbehov på 195 kW. Målt maksimalt kjøleeffektbehov i 2018 var på 145 kW. Hele kjølebehovet dekkes av frikjøling mot brønnparken og maskinen har dermed aldri vært i kjøledrift, og driftes på lav delast som varmpumpe, som igjen fører til lav SCOP.
- **Systemutforming**
 Borehullsvarmevekslere i energibrønnene er glattrørskollektorer. Det burde vært valgt turbokollektorer da dette gir bedre varmeovergang, og lavere trykktap hvor sistnevnte medvirker til lavere energibruk for brønnpumpen.

Løsningen hvor vannet fra energibrønnene sirkulerer gjennom kjølekretsen før fordampere øker temperatur inn på fordampere med ca. 5-6 °C, som igjen fører til økt COP og er dermed en smart løsning.

I overordnet kjøledrift hvor aggregatet driftes som en kjølemaskin har det varme vannet som dumpes i energibrønnene ingen ekspansjonsmuligheter. Anlegget har foreløpig ikke vært i overordnet kjøledrift så det er ikke blitt undersøkt hvordan dette fungerer i praksis.

- **Forslag til forbedringer**

For å få økt energidekningsgrad og dermed økt energisparing burde det vært benyttet en høy-temperatur ammoniakk-varmepumpe eller propan-varmepumpe, som kan levere varme opp mot 60 °C (turtemperatur). I tillegg kunne en løsning med overhettingsvarmeveksler gi økt energidekningsgrad for oppvarming av varmt tappevann.

For å oppnå økt SCOP kunne en løsning vært et aggregat med to kompressorer med turtallregulering med kjøleytelse på ca 73 kW (7,5/40 °C) hver. Aggregatet ville da fått bedre delastegenskaper som ville gitt økt SCOP. Eventuelt kunne et PCM-system blitt brukt for spisslastkjøling. Investeringskostnadene er høyere, men løsningen vil gi noe lavere driftskostnader.

Å endre kuldebæreren i energibrønnene fra vann til etanol vil gi en betydelig økonomisk besparelse da antall energibrønner kan reduseres med omtrent 30 % i forhold til dagens brønnpark. Endringen vil også gi økt maksimalt energi- og effektuttak av brønnparken da etanol har en lavere nedre temperaturgrense enn vann.

Abstract

Swecobygget is a commercial building located at Fantoft in Bergen. The building has been designed as a passive house, the energy label for the building is A and it is classified BREEAM-NOR Excellent. Swecobygget is rented out as office space for Sweco, Aragon and other companies in addition to a MENY store. Analysis of the MENY store has been excluded from this report. The heating and cooling needs of the building consists of space heating, including heating for radiators and ventilation heat, domestic hot water heating, process cooling of computer rooms and room cooling. The total annual heating demand was estimated at approximately 100 000 kWh/year (14 kWh/m²), and the estimated annual cooling requirement for the building was approximately 140 000 kWh/m² (20 kWh/m²). The thermal energy system consists of an ammonia heat pump/chiller and district heating as a peak load. The heat pump/chiller is dimensioned to cover the maximum cooling power requirement of 195 kW. The heat source and heat sink for the heat pump/chiller consists of 15 vertical bedrock boreholes, 220 meters deep, where the cold carrier is water. Heating of domestic hot water takes place by using waste heat from the refrigeration plant at the MENY store, reheating from the return pipeline from the heating system and district heating.

In this thesis, the heating and cooling system at Swecobygget was analysed for the year 2018. The most important findings from this analysis are as follows:

- **The heating demand is greater than the cooling demand**
The annual heating demand is approximately 284 000 kWh (40 kWh/m²) and the annual cooling demand is approximately 41 300 kWh (5.9 kWh/m²). Compared to projected values, climate-dependent heat demand is approx. 242 % higher than expected, energy consumption for domestic hot water heating is approx. 85 % higher than estimated, while the cooling requirement is approx. 70 % lower than estimated. It was discovered that heating is used throughout the summer and the findings indicate that the building is both cooling and heating at the same time.
- **Fault in regulating the plant**
The heat pump can meet the temperature requirements of the heating system at a range of outdoor temperatures, from -5 °C and up, however some district heating is constantly used for space heating, even during summer. This may be due to error in the measurements. The outgoing temperature from the heat pump and the heating system do not match the outdoor temperature compensation curve. This result indicates that there may be something wrong with the regulation of the plant.
- **The energy coverage for the heat pump/cooling machine is 78 %**
One reason for the low energy coverage is that the heat pump was turned off for a period in November and December. Excluding these months from the calculation, the energy coverage rate is 87 %. Another reason for the low energy coverage is due to the temperature limitation of the heat pump. The heat pump is limited to 48 °C, making

the heat pump unable to deliver the temperature requirements during a part of the heating season. As a result more peak load is used. The design of the system for heating of domestic hot water also provides very limiting coverage for the heat pump.

- **The SCOP for the heat pump/chiller unit is 3.4**

The reason for the relatively low SCOP value is most likely due to the fact that the heat pump/chiller often operates at low partial load as it is designed for maximum cooling demand which far exceeds the maximum heat demand.

- **Energy saving is low**

Compared with a heating solution using district heating, the energy saving using the heat pump is about 55 %. If supplied cooling is included and it is compared to a solution where district heating is used for heating and a cooling machine with a dry cooler is being used for cooling, the energy saving for the heat pump/chiller at Swecobygget would be around 65 %. The reason for the low energy saving is due to relatively low SCOP value and relatively low energy coverage for the heat pump/chiller unit.

- **The bedrock boreholes are in full thermal energy balance**

The simulation of the bedrock boreholes in Earth Energy Designer (EED) with input from SIMIEN and real measurement data shows that the bedrock boreholes are in full energy balance.

- **The bedrock borehole system is under-designed**

The simulation in EED has been carried out over a period of 25 years where the lowest temperature in the bedrock borehole system falls to 1.8 °C, which is below the lower temperature limit for water (3 °C). The bedrock borehole system is thus under-designed. The addition of 3 new boreholes (a total of 18 boreholes) would ensure that the temperature does not fall below required 3 °C using water as brine.

- **The maximum energy and power output from the bedrock boreholes are low**

The maximum energy output from the boreholes are 31 kWh/(m·year), which is about 70 % lower than typical values. The maximum power output is 13 kW/(m·year), which is about 50-60 % lower than other benchmarks in the industry. The use of water as secondary fluid in the borehole system means that the required number of boreholes is higher than when using antifreeze fluid.

- **The heat pump/cooling unit is oversized**

The machine is designed based on the maximum cooling power requirement of 195 kW. Measured maximum cooling power requirement in 2018 was 145 kW. The entire cooling requirement is covered by free cooling from the bedrock borehole system and

the machine has thus never been in cooling operation and is operated on low partial load as a heat pump, which in turn leads to low SCOP.

- **System design**

Borehole heat exchangers in the bedrock boreholes are smooth tube collectors. It would be recommended that turbo-collectors should have been used, as this would provide better heat transfer and lower pressure. This would result in lower energy consumption for the energy well pump.

The solution where the water from the bedrock boreholes circulates through the cooling circuit before the evaporator increases the temperature before the evaporator by approximately 5-6 °C, which in turn leads to increased COP and is thus a smart solution.

In overall cooling mode where the unit is operated as a cooling machine, the hot water that is dumped in the bedrock boreholes has no expansion possibilities. For the time being, the plant has not been in overall cooling operation, so it has not been investigated how this works in practice.

- **Suggestions for improvement**

In order to obtain increased energy coverage for the heat pump/chiller and thus increased energy saving, a high temperature ammonia heat pump or propane heat pump should be used which can heat up to 60 °C (supply temperature). In addition, a solution with superheat heat exchanger could provide increased energy coverage for heating of domestic hot water.

In order to achieve increased SCOP, a solution could be a unit with two compressors with variable speed control with cooling power of about 73 kW (7.5/40 °C) each. The unit would then have better partial load properties, resulting in an increased SCOP. Another solution could be the installation of a PCM system which could be used for peak load cooling. Capital investment costs are high, but the solution will result in lower operating costs.

Changing the liquid in the bedrock borehole system from water to an ethanol solution will result in a significant economic saving as the number of boreholes can be reduced by about 30 % compared to the current bedrock borehole system. The change of liquid should also increase the maximum energy and power output of the bedrock borehole system as ethanol has a lower temperature limit than water.

Innholdsfortegnelse

Forord	I
Sammendrag	II
Abstract	V
Figurliste.....	XII
Tabelliste	XVII
1 Innledning.....	1
1.1 Målsetting	1
1.2 Avgrensning.....	2
1.3 Prosjektbeskrivelse	2
2 Bakgrunn	3
2.1 Beskrivelse av Swecobygget	3
2.2 Varme- og kjølebehovet for Swecobygget	4
2.3 Tidligere arbeid.....	6
2.4 Litteraturstudie.....	7
2.4.1 Bergvarmepumper.....	7
3 Beskrivelse av varme- og kjølesystemet	11
3.1 Dimensjonerende temperaturer.....	13
3.2 Brønnpark	13
3.3 Kjøledistribusjonssystem.....	15
3.3.1 Kjøling av datarom.....	15
3.3.2 Kjøling av ventilasjonsluft	15
3.4 Varmepumpe/kjølemaskin.....	16
3.4.1 Sikkerhetstiltak ved bruk av ammoniakk som arbeidsmedium.....	23
3.5 Fjernvarmeanlegg	26
3.6 Varmedistribusjonssystem.....	26
3.6.1 Ventilasjonsvarme	26

3.6.2	Radiatorer	26
3.6.3	Buffertank.....	26
3.7	System for tappevannsoppvarming	27
3.8	BREEAM-poeng ved Swecos termiske energisystem.....	29
4	Målesystemer og instrumentering	31
4.1	Målesystem.....	31
4.1.1	Sentral driftskontroll (SD-anlegg).....	31
4.1.2	EOS energioppfølgingssystem	32
4.2	Måleinstrumentering.....	32
4.3	Målenøyaktighet	37
5	Reguleringsstrategi.....	38
5.1	Generell reguleringsstrategi.....	38
5.1.1	Overordnet varmedrift.....	38
5.1.2	Frikjøling	43
5.1.3	Overordnet kjøledrift.....	45
5.2	Regulering av tappevannsanlegget	47
5.2.1	Regulering ved legionellaspyling.....	48
6	Prosessbeskrivelse og kvalitetssikring	50
6.1	Prosessbeskrivelse	50
6.1.1	Fremgangsmetode ved databehandling	50
6.2	Kvalitetssikring.....	50
6.2.1	Måleoppløsning.....	50
6.2.2	Måleusikkerhet	50
6.2.3	Feilmålinger	51
7	Analyser	52
7.1	Varme- og kjølebehov	52
7.1.1	Årlig varme- og kjølebehov	52

7.1.2	Normalårskorrigerings av varmebehov	53
7.1.3	Oppvarming av varmt tappevann	56
7.1.4	Kjølebehov	61
7.1.5	Varmebehov på sommeren	64
7.2	Analyse av varmeanlegget	70
7.3	Analyse av varmepumpe/kjølemaskinen	74
7.3.1	Energidekningsgrad	74
7.3.2	SCOP – gjennomsnittlig COP	80
7.3.3	Energisparing	86
7.4	Analyse av brønnen	87
7.4.1	Kuldebærer	87
7.4.2	Temperaturanalyse	88
7.4.3	Temperaturutvikling	91
7.4.4	Kostnadsanalyse – alternativ kuldebærer	96
7.4.5	Maksimalt energi- og effektuttak fra brønnen	98
7.5	Systemutforming	99
7.5.1	Dimensjonering av varmepumpe/kjølemaskin	99
7.5.2	Borehullsvarmeveksler	101
7.5.3	Temperaturøkning før fordampere	101
7.5.4	Ekspansjonssystem i kjøledrift	105
7.5.5	Ammoniakk	106
8	Konklusjon	109
	Referanser	111
	Vedlegg	115
	Vedlegg A – Netto energibehov ved Swecobygget	115
	Vedlegg B – Skjermbilder fra SD-anlegget	116
	Vedlegg C – Oversikt over nummering i tegninger og SD-anlegget	119

Vedlegg D – Beregning av graddagstall for normalårskorrigerings.....	122
Vedlegg E – Beregning av knyttet til SCOP	123
Vedlegg F – Beregning av energibesparing	124
Vedlegg G – Bakgrunn for EED simulering	125
Vedlegg H – CoolPack beregninger.....	130
Vedlegg I – Beregning av pris for PCM vs varmpumpe	132

Figurliste

Figur 2.1 Swecobygget, Fantoftvegen 14P. Foto av Og Arkitekter (Og Arkitekter, 2016).	3
Figur 2.2 Beregnet effekt-varighetskurve for varme- og kjølebehovet for Swecos del av bygget.	5
Figur 2.3 Temperaturutviklingen i fjellgrunnen (Stene, 2019b).	8
Figur 2.4 Eksempel på prinsipiell systemløsning for en bergvarmepumpe med fjell/berg som varmekilde og varmesluk (Stene, 2018c).	9
Figur 3.1 Forenklet systemskjema av det termiske energisystemet ved Swecobygget med angitt dimensjonerende temperatur ved varme- og kjøledrift.	12
Figur 3.2 Illustrasjon av borehullskonfigurasjonen.....	14
Figur 3.3 Kollektorslanger fra energibrønnene ført inn i første underetasje (U1).	14
Figur 3.4 Sabiana Maestro fancoil (Sabiana, 2017).	15
Figur 3.5 Akkumulatortank Fiorini VKG (Novema Kulde, 2019).	15
Figur 3.6 Varmepumpe/kjølemaskinen ved Swecobygget. Aggregatet er bygget inn i et støydempet kabinett som også hindrer ammoniakk utslipp i teknisk rom ved eventuell lekkasje under drift.	17
Figur 3.7 Prinsippskisse av varmepumpe/kjølemaskinen ved Swecobygget.	19
Figur 3.8 Kompressoren Sabroe CMO 26 til varmepumpe/kjølemaskinen ved Swecobygget.	19
Figur 3.9 Alfa Laval M10-BWREF platevarmeveksler (Alfa Laval, 2019).	21
Figur 3.10 Analyse i Coolpack av syklusen i varme- og kjøledrift.....	22
Figur 3.11 Klassifisering av oppholdssteder (Standard Norge, 2016a).	23
Figur 3.12 Maksimal tillatt fyllingsmengde (Standard Norge, 2016a).	23
Figur 3.13 Buffertank av typen OSO 17RB Maxi Buffer fra OSO-Hotwater (OSO Hotwater Export AS, 2019).....	27
Figur 3.14 Forenklet systemskjema av system for oppvarming av varmt tappevann ved Swecobygget.	28
Figur 3.15 Varmtvannstanker.....	28

Figur 4.1 Varmepumpe/kjølemaskinen og kjølesystemet i SD-anlegget.....	32
Figur 4.2 Systemskjema med måleinstrumenter for det termiske energisystemet ved Swecobygget.	34
Figur 4.3 Måleinstrumenter for system for oppvarming av varmt tappevann.	36
Figur 5.1 Prinsippskisse av det termiske energisystemet i overordnet varmedrift.....	40
Figur 5.2 Utetemperatur kompenseringskurve for pumpe P9 mot brønnparken.....	41
Figur 5.3 Utetemperatur kompenseringskurve for varmepumpen ved Swecobygget i varmedrift.	42
Figur 5.4 Utetemperatur kompenseringskurve for fjernvarmeanlegget.	42
Figur 5.5 Prinsippskisse av det termiske energisystemet i frikjølemodus.	44
Figur 5.6 Prinsippskisse av det termiske energisystemet i overordnet kjøledrift.....	46
Figur 5.7 Utetemperatur kompenseringskurve ved kjøledrift for kjølemaskinen.	47
Figur 5.8 Prinsippskisse for regulering av system for tappevannsoppvarming.	48
Figur 7.1 Fordeling av årlig forbruk av varme og kjøling.	53
Figur 7.2 Oversikt over energimålere for klimaavhengig varmebehov.	54
Figur 7.3 Sammenligning av målt (normalårskorrigert) og simulert varmebehov for året 2018.	55
Figur 7.4 Sammenligning av målt (normalårskorrigert) og simulert varmebehov ved ulike energiberegnings metoder.	56
Figur 7.5 Energimålere i systemet for oppvarming av varmt tappevann.	57
Figur 7.6 Månedsfordeling for oppvarming av varmt tappevann.	58
Figur 7.7 Sammenligning av målt og estimert varmtvannsbehov.....	58
Figur 7.8 Energiforbruk til oppvarming av varmt tappevann 3-9 desember.....	59
Figur 7.9 Effektbehov for oppvarming av varmt tappevann 3-9 desember.	60
Figur 7.10 Oversikt over kjøledistribusjonssystemet med energimålere.	61
Figur 7.11 Sammenligning av målt og prosjektert kjølebehov.	62
Figur 7.12 Månedsoversikt for totalt kjølebehov.	63
Figur 7.13 Simulert og målt behov for ventilasjonskjøling.	63

Figur 7.14 Utetemperaturer målt i 2018 mot utetemperaturer brukt i SIMIEN-simulering. ...	64
Figur 7.15 Romoppvarming og romkjøling fra april til september 2018.....	65
Figur 7.16 Undermålere for radiatorvarme.	65
Figur 7.17 Energiforbruk for undermålere av radiatorvarme i juli 2018 plottet mot utetemperatur.....	66
Figur 7.18 Ventilasjonsskjølebehov i juli 2018 plottet mot utetemperatur.	67
Figur 7.19 Energibehov til radiatorvarme og ventilasjonsskjøling 27 juni til 4 juli 2018 plottet mot utetemperatur.	68
Figur 7.20 Effektbehov til radiatorvarme og ventilasjonsskjøling 27 juni 2018 plottet mot utetemperatur.....	69
Figur 7.21 Oversikt over måleinstrumentering brukt i analysen av varmeanlegget.	71
Figur 7.22 Fjernvarme og varme fra varmepumpen til romoppvarming i 2018.	71
Figur 7.23 Temperaturer i varmeanlegget plottet mot utetemperatur kompenseringsskurven for varmeanlegget.	72
Figur 7.24 Temperaturer i varmeanlegget plottet mot utetemperaturkompenseringsskurven for varmepumpen.	73
Figur 7.25 Dekningsgrad for oppvarming av varmt tappevann.	75
Figur 7.26 Returtemperatur fra varmeanlegget.	76
Figur 7.27 Tur- returtemperatur i varmeanlegget.....	76
Figur 7.28 Trykkgasstemperaturen ved kompressorutløpet for VP/KM målt i 2018.	77
Figur 7.29 Fjernvarme forbruk måned for måned i 2018.....	78
Figur 7.30 Varmeproduksjon fra fjernvarme varmeveksler og varmepumpe i november og desember 2018.....	79
Figur 7.31 SCOP for varmepumpen i 2018.....	81
Figur 7.32 Oversikt over måleinstrumenter i analysen av temperaturer som påvirker COP-verdien.....	81
Figur 7.33 Vanntemperatur inn på fordampner og ut av kondensator, samt temperaturløft og målt SCOP for varmepumpen.	82

Figur 7.34 Vanntemperatur inn på fordamper og ut fra kondensator, temperaturløft og målt SCOP for varmepumpen for periode med lave utetemperaturer.....	83
Figur 7.35 Eksempel på prinsipiell sammenligning av relativ COP ved dellastdrift (%) for ulike kompressortyper og -regulering (Stene, 2018d).....	84
Figur 7.36 COP ved dellast med gjennomsnittlig temperatur inn på fordamper og ut fra kondensator på henholdsvis 7,8 °C og 43,2 °C.....	85
Figur 7.37 Pådrag i prosent av maks ytelse på varmepumpe/kjølemaskinen i 2018.	85
Figur 7.38 Oversikt over måleinstrumenter brukt for å analysere brønnenparken.	88
Figur 7.39 Temperatur-varighetskurve for tur- og returtemperatur i energibrønnene.	89
Figur 7.40 Tur- og returtemperatur for energibrønnene plottet mot fordampereffekten.	90
Figur 7.41 Temperaturutvikling i brønnenparken i løpet av 25 år. Simulering utført i EED med inndata fra SIMIEN, hvor kjølebehovet dekkes med frikjøling.....	92
Figur 7.42 Gjennomsnittlig vanntemperatur i brønnene i løpet av 25 år. Simulering utført i EED med inndata fra SIMIEN, hvor kjølebehovet dekkes med frikjøling.....	92
Figur 7.43 Temperaturutvikling i brønnenparken i løpet av 25 år. Simulering utført i EED med inndata fra SIMIEN, hvor kjølebehovet dekkes av kjølemaskinen.....	93
Figur 7.44 Gjennomsnittlig vanntemperatur i brønnene i løpet av 25 år. Simulering utført i EED med inndata fra SIMIEN, hvor kjølebehovet dekkes av kjølemaskinen.....	93
Figur 7.45 Temperaturutvikling i brønnenparken simulert i EED over 25 år med inndata fra måleverdier.....	94
Figur 7.46 Gjennomsnittlig vanntemperatur i brønnene i løpet av 25 år. Simulering utført i EED med inndata fra måleverdier.....	95
Figur 7.47 Temperaturutvikling i brønnenparken simulert i EED over 25 år med inndata fra måleverdier med 18 energibrønner.	95
Figur 7.48 Gjennomsnittlig vanntemperatur i brønnene i løpet av 25 år. Simulering utført i EED med inndata fra måleverdier med 18 energibrønner.	96
Figur 7.49 Temperaturutvikling i brønnenparken med etanol som kuldebærer over en periode på 25 år. Simulering utført i EED.	97
Figur 7.50 Gjennomsnittlig frostvæsketemperatur i brønnene i løpet av 25 år. Simulering utført i EED med inndata fra måleverdier.....	97

Figur 7.51 Målt effekt-varighetskurve for 2018.....	100
Figur 7.52 Måleinstrumenter for analyse av temperaturøkning før fordampner i varmedrift..	102
Figur 7.53 Temperaturøkning før fordampner i varmedrift i perioden januar til og med mars 2018.....	103
Figur 7.54 Måleinstrumenter for analyse av temperaturøkning før fordampner i frikjøledrift.	104
Figur 7.55 Temperaturøkning før fordampneren i frikjøledrift.....	105
Figur 7.56 Prinsippskisse av anlegget i kjøledrift med ekspansjonskar.....	106
Figur 7.57 Damptetthet for ulike arbeidsmedier (Stene, 2018b).....	107
Figur 7.58 Væsketetthet for ulike arbeidsmedier (Stene, 2018a).....	107
Figur 7.59 Eksempel på trykkgasstemperatur for ulike arbeidsmedier ved gitte driftsforhold (5/50 °C) (Stene, 2018b).	108

Tabelliste

Tabell 2.1 Faktaboks om Swecobygget (Og Arkitekter, 2016) (Stoveland, 2019).....	4
Tabell 2.2 Varme- og kjølebehov ved Swecobygget.	4
Tabell 2.3 Beregnet effektbehov for oppvarming og kjøling for Swecobygget.....	4
Tabell 2.4 Beregnet effekt- og energibehov for oppvarming og kjøling ved Swecos del av bygget (Sweco Norge AS, 2017).....	5
Tabell 2.5 Beregnet energiforbruk opp mot målt energiforbruk til termiske energiposter i Swecobygget (Aksnes & Walle, 2018).	6
Tabell 3.1 Komponenter og delsystemer ved det termiske energisystemet ved Swecobygget med beskrivelse.	11
Tabell 3.2 Dimensjonerende temperaturer i det termiske energisystemet ved Swecobygget. .	13
Tabell 3.3 Informasjon om brønnparken (Fetveit, 2019).	13
Tabell 3.4 Spesifikasjoner for varmpumpe/kjølemaskinen (Rasmussen, 2014).	16
Tabell 3.5 Spesifikasjoner for komponenter i varmpumpe/kjølemaskinen (Rasmussen, 2014).	18
Tabell 3.6 Driftsdata for varmpumpe/kjølemaskinen i kjøle- og varmemodus ved dimensjonerende forhold.....	21
Tabell 3.7 Grenseverdier for BREEAM-NOR nivåer (Norwegian Green Building Council, 2012).....	29
Tabell 3.8 Grunnlag for BREEAM-poeng for Swecobygget med bakgrunn i det termiske energisystemet (Sweco Norge AS, 2016).	29
Tabell 4.1 Måleenheter ved Swecobygget.	33
Tabell 4.2 Måleinstrumenter ved det termiske energisystemet ved Swecobygget.	35
Tabell 4.3 Måleinstrumenter ved system for oppvarming av varmt tappevann ved Swecobygget.	36
Tabell 4.4 Målenøyaktighet for måleinstrumenter (Honeywell Inc, 2016; Kamstrup A/S, 2012, 2015, 2018; Pro dual, 2010; Scandinavian Electric AS, 2013).....	37
Tabell 7.1 Varme- og kjøleleveranse 2018.	52
Tabell 7.2 Energimåler for klimaavhengig energibruk.	53

Tabell 7.3 Normalårskorrigert klimaavhengig varmebehov.	54
Tabell 7.4 Normalårskorrigert klimaavhengig varmebehov sammenlignet med prosjekterte verdier.....	55
Tabell 7.5 Oppvarmingsbehov for varmt tappevann 2018. VP er forkortelse for varmepumpe.	57
Tabell 7.6 Sammenligning av spesifikt årlig energibehov til varmtvannsoppvarming (Alfstad, 2018; Nordang, 2015a; Orvik, 2015; Standard Norge, 2014).....	60
Tabell 7.7 Sammenligning av målt og prosjektert kjølebehov.....	62
Tabell 7.8 Avvik mellom hovedmåler for radiatorvarme og undermålere juli 2018.	66
Tabell 7.9 Gjennomsnittlig energibehov til radiatorvarme i sommermånedene 2018.....	70
Tabell 7.10 Energidekningsgrad for varmepumpe/kjølemaskinen for året 2018.....	74
Tabell 7.11 Energidekningsgrad VP/KM for rom- og ventilasjonsoppvarming.....	74
Tabell 7.12 Dekningsgrad oppvarming av varmt tappevann.	75
Tabell 7.13 Energidekningsgrad for varmepumpe/kjølemaskinen uten data fra november og desember.....	79
Tabell 7.14 Forklaring til utregning av SCOP.	80
Tabell 7.15 SCOP for varmepumpe/kjølemaskinen i 2018.....	80
Tabell 7.16 Utetemperaturer fra 27. februar til og med 6. mars.	83
Tabell 7.17 Sammenligning av kuldebærere (International Institute of Refrigeration, 1997).	87
Tabell 7.18 Korrelasjon mellom fordampereffekt og temperaturer i energibrønnene.	90
Tabell 7.19 Gjennomsnittlig vanntemperatur i brønner for året 2017 og 2018.	91
Tabell 7.20 Investeringskostnader for bergvarmesystem (Stene, 2019a).	98
Tabell 7.21 Kostnadsanalyse av ulike kuldebærer-løsninger i bergvarmesystemet.....	98
Tabell 7.22 Maks energi- og effektuttak fra brønnparken 2018.	99

1 Innledning

Norske yrkesbygg har hatt en samlet energibruk på rundt 36 TWh de siste årene ved tilnærmet normal utetemperatur og står for rundt 15 % av all energibruk innenlands. For å kunne redusere energiforbruket i yrkesbygg er det derfor svært viktig å få informasjon om hva yrkesbygg bruker energi til og hvilke faktorer som påvirker energibruken (NVE, 2016).

Strengere krav til inneklime i bygg fører til større mengder ventilasjonsluft, som igjen resulterer i økt energibruk til oppvarming av ventilasjonsluft og til vifter som sirkulerer luften gjennom bygget. Det stilles også krav til maksimal tillatt innnetemperatur på arbeidsplassen fra arbeidstilsynet. I kontorbygg er det ofte installert mye teknisk utstyr som avgir varme, som dermed fører til et behov for komforkjøling i bygget. Ettersom det stilles strengere krav til tett bygningskropp som holder bedre på varmen blir dette problemet større i nyere bygg (NVE, 2016).

En faktor som påvirker energibruken betydelig er valg av oppvarmingsløsning. Å installere en varmpumpe er svært gunstig da dette reduserer energibruken til oppvarming kraftig. En dominerende faktor for energibruken i bygg er hvordan byggene driftes. Bygg i dag består av flere og mer avanserte tekniske anlegg som dermed stiller høyere krav til korrekt oppfølging og betjening av anleggene, ettersom at feil i driften påvirker energibruken negativt (NVE, 2016).

Kunnskap om drift av tekniske anlegg i bygg og kartlegging av løsninger som fungerer og faktorer som fører til problemanlegg vil kunne bidra til bedre installasjoner i fremtiden som igjen vil resultere i redusert energibruk i bygg. Denne Masteroppgaven er en analyse av det termiske energisystemet installert ved Swecobygget ved Fantoft i Bergen.

1.1 Målsetting

Målsettingen med oppgaven er å utføre en dybdeanalyse av det termiske energisystemet som er installert ved Swecobygget. I analysen inngår delsystemene i det termiske energisystemet, vurdering av systemløsninger, komponentvalg, bakgrunnen for dimensjonering og lignende. Resultatet av oppgaven kan brukes til å lære om løsninger som fungerer og om forbedringer som bør gjøres i fremtiden ved lignende anlegg.

Målene er å avdekke og presentere følgende:

- **Analyse av bygningen varme- og kjølebehov**
Ved å sammenligne målte data opp mot prosjekterte kan det avdekkes om dimensjoneringsgrunnlaget for varmpumpe/kjølemaskinen var korrekt. Resultatet av dette vil også påvirke reguleringen av anlegget.
- **Varmepumpe-/kjøleanleggets ytelse**
Herunder er det interessant å se på varmpumpe/kjølemaskinens effektfaktor (COP) og årsvarmefaktor (SCOP). Energidekningsgraden til varmpumpe/kjølemaskinen er

også interessant å analysere her. Ved bruk av disse verdiene kan årlig energisparing ved bruk av varmepumpe/kjølemaskinen estimeres.

- **Vurdering av energibrønnene**

Det er interessant å se på temperaturnivået i energibrønnene da det vil si noe om dimensjoneringen av brønnparken er korrekt. Ettersom det er blitt brukt vann som kildedebærer i energibrønnene er det spesielt interessant å se hvordan dette påvirker dimensjoneringen og ytelsen til brønnparken.

- **Vurdering av systemutforming**

Analyse av komponenter og enheter med identifikasjon av eventuelle feil og forslag til forbedringer.

1.2 Avgrensning

Oppgavens hovedfokus er på å analysere det termiske energisystemet ved Swecobygget. Bygningen består også av en MENY-butikk i første etasje. Termisk energi som går til denne delen av bygget vil ikke bli analysert, da data for dette ikke har vært mulig å innhente. Prosjekteringstall fra SIMIEN gjelder kun for Swecos del av bygget og dermed vil fokuset ligge på den termiske energien som går til Sweco.

1.3 Prosjektbeskrivelse

Problembeskrivelsen er delt inn i følgende punkter:

- Beskrivelse av bygget med termisk energiforsyning - varmepumpesystem/brønnpark med spisslastkilde for oppvarming/kjøling via distribusjonssystemer samt varmegjenvinningssystem (spillvarme fra butikk).
- Vurdering av overordnet konsept for varmegjenvinning, oppvarming og kjøling.
- Beskrivelse av målesystem og SD-anlegg.
- Analyse basert på måldata fra SD-anlegget av bygningens varme- og kjølebehov, varmepumpe-/kjøleanleggets ytelse, effektfaktor (COP, SCOP), energidekningsgrad, driftstekniske egenskaper og frikjøling kontra mekanisk kjøling samt utnyttelse av spillvarme.
- Analysen skal også omfatte en sammenligning og vurdering av målte og prosjekterte verdier samt en vurdering av systemutforming og komponenter/enheter med identifikasjon av eventuelle feil og forslag til forbedringer.

2 Bakgrunn

2.1 Beskrivelse av Swecobygget

Swecobygget er et forretningsbygg lokalisert i Bergen på Fantoft som ble ferdigstilt høsten 2016. Bygget har et totalt areal på 18 000 m² fordelt over fire etasjer over bakken og tre plan med parkeringskjeller under bygget. I byggets første etasje er det en MENY-butikk og et kontorareal som leies ut til bedrifter. I andre, tredje og fjerde etasje er det kontorarealer for Sweco AS og Aragon AS. Sweco har deltatt i prosjekteringen av bygget. Bygget har passivhusstandard med energimerke A og er klassifisert BREEAM-NOR Excellent.



Figur 2.1 Swecobygget, Fantoftvegen 14P. Foto av Og Arkitekter (Og Arkitekter, 2016).

Det er mange tiltak som har skapt et helhetlig energikonsept ved Swecobygget og som har gitt grunnlag for Enova-støtte. Varmesystemet består av en ammoniakk varmepumpe/kjøle-maskin, oppvarming av tappevann foregår blant annet ved å utnytte spillvarme fra MENY-butikkens kuldeanlegg, og det er installert solceller på taket og fasaden for produksjon av strøm. For spisslast er bygget tilkoblet et fjernvarmeanlegg.

Tabell 2.1 Faktaboks om Swecobygget (Og Arkitekter, 2016) (Stoveland, 2019).

Totalt areal (BRA)	18 000 m ²
Areal kontordel for Sweco (oppvarmet BRA)	7052 m ²
Energikilder oppvarming	Berggrunns ammoniakk varmepumpe
	Spillvarme fra kuldeanlegget til MENY
	Fjernvarme
Energiproduksjon	Solceller på tak og fasade

2.2 Varme- og kjølebehovet for Swecobygget

Det er viktig å kartlegge hvilket varme- og kjølebehov bygget har og hvilke poster dette består av. Dette gir bakgrunn for utformingen og dimensjoneringen av varme- og kjøleanlegget. Tabell 2.2 presenterer varme- og kjølebehovene ved Swecobygget.

Tabell 2.2 Varme- og kjølebehov ved Swecobygget.

Varme- og kjølebehov			
Varmebehov	Romoppvarming	Ventilasjonsvarme	Varmt tappevann
Kjølebehov	Ventilasjonskjøling	Prosesskjøling	

Dimensjonering av varmepumpen baserer seg på netto effektbehov for oppvarming ved dimensjonerende utetemperatur (DUT) og maksimalt effektbehovet for kjøling som bygget har. Normalt dimensjoneres varmepumpen slik at den dekker 40-70 % av netto dimensjonerende effektbehov ved DUT. Energidekningsgrad for bergvarmepumper ligger stort sett på 85-95 %. I Tabell 2.3 fremkommer prosjektert effektbehov til varme og kjøling for Swecobygget. Det er ikke blitt gitt informasjon om energibehovet for hele bygget og derfor er det kun effektbehovet som presenteres.

Tabell 2.3 Beregnet effektbehov for oppvarming og kjøling for Swecobygget.

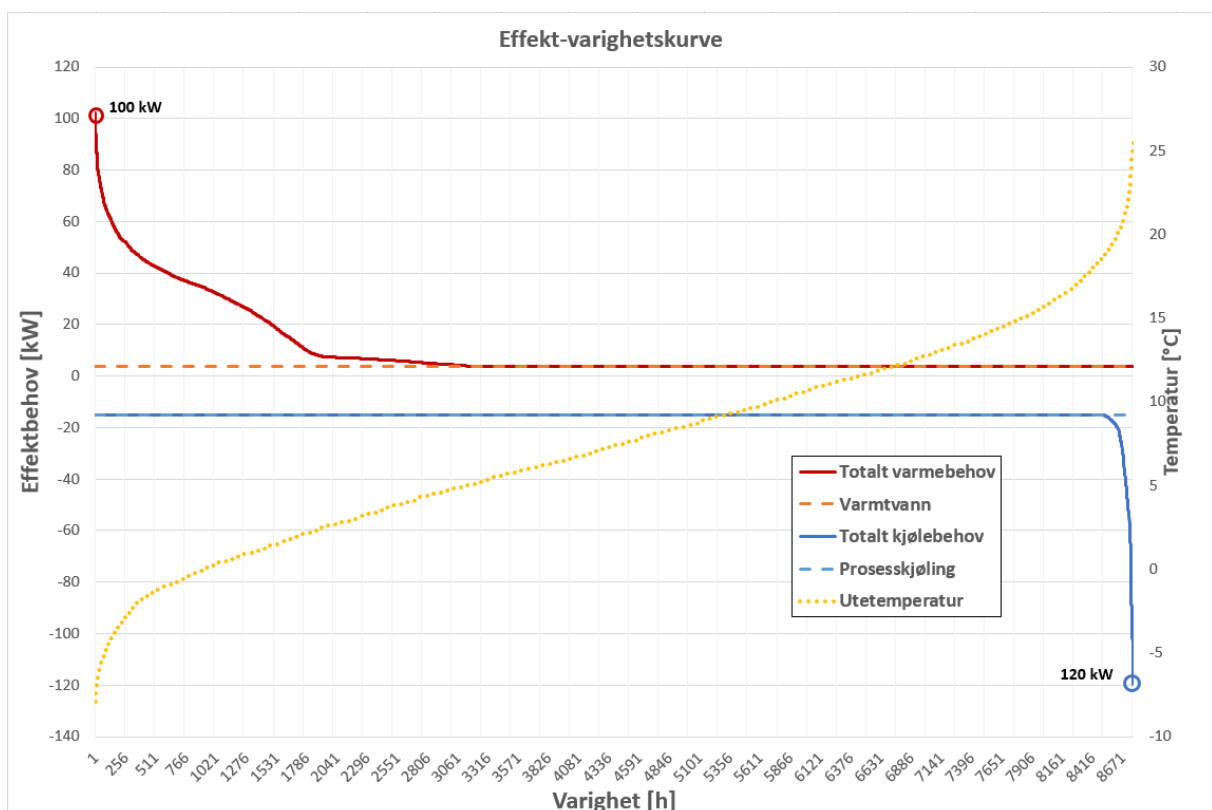
Varmebehov	
	Brutto effektbehov
Romoppvarming	115 kW
Ventilasjonsvarme	172 kW
Totalt varmebehov	287 kW
Kjølebehov	
Ventilasjonskjøling	180 kW
Kjøling av datarom (prosesskjøling)	15 kW
Totalt kjølebehov	195 kW

I Tabell 2.4 fremkommer beregnet effekt- og energibehov for oppvarming og kjøling for Swecos del av bygget.

Tabell 2.4 Beregnet effekt- og energibehov for oppvarming og kjøling ved Swecos del av bygget (Sweco Norge AS, 2017).

	Netto effektbehov	Årlig energibehov
Varmebehov		
Romoppvarming	78 kW	52 764 kWh/år
Ventilasjonsvarme	29 kW	16 990 kWh/år
Tappevann	5 kW	32 738 kWh/år
Totalt varmebehov	112 kW	102 492 kWh/år
Kjølebehov		
Ventilasjonkjøling	105 kW	4705 kWh/år
Kjøling av datarom (prosesskjøling)	15 kW	131 400 kWh/år
Totalt kjølebehov	120 kW	136 105 kWh/år

Fra timesverdier fra årssimuleringen utført i SIMIEN og fra andre prosjekteringstall er et effekt-varighetsdiagram for oppvarming og kjøling blitt laget. Denne fremkommer i Figur 2.2 og viser årlig netto varmebehov og kjølebehov for Swecos del av bygget. Tall for prosesskjøling og varmebehov for oppvarming av varmt tappevann er lagt inn manuelt.



Figur 2.2 Beregnet effekt-varighetskurve for varme- og kjølebehovet for Swecos del av bygget.

2.3 Tidligere arbeid

Swecobygget har vært analysert i flere studentoppgaver tidligere; bacheloroppgaven “Commissioning av Swecobygget – Energioppfølging første halvår” (Skjoldal & Aaberg, 2017), bacheloroppgaven “Energioppfølging av Swecobygget i Bergen” (Aksnes & Walle, 2018), og prosjektoppgaven “Calculation of the space-heating of non residential buildings” (Taksdal, 2017).

Kort oppsummert omhandler de to bacheloroppgavene om avvik mellom målt og beregnet energibehov i Swecobygget. Målingene i oppgavene er utført over ulike tidsrom; den første oppgaven tar for seg de 4 første månedene av 2017, hvorpå den andre oppgaven er en fortsettelse av den første og tar for seg hele 2017. I Tabell 2.5 presenteres de termiske energipostene hvor det ble funnet størst avvik.

Tabell 2.5 Beregnet energiforbruk opp mot målt energiforbruk til termiske energiposter i Swecobygget (Aksnes & Walle, 2018).

Energipost	Beregnet	Målt	Avvik
Romoppvarming	52 764 kWh/år	160 470 kWh/år	+ 204 %
	7,5 kWh/(m ² ·år)	23 kWh/(m ² ·år)	
Ventilasjonsvarme	16 990 kWh/år	68 280 kWh/år	+ 302 %
	2,4 kWh/(m ² ·år)	9,8 kWh/(m ² ·år)	
Oppvarming av varmt tappevann	32 738 kWh/år	55 631 kWh/år	+ 70 %
	4,7 kWh/(m ² ·år)	7,9 kWh/(m ² ·år)	

Noe av avviket mellom målt og beregnet energiforbruk for disse postene kan forklares på bakgrunn av følgende funn:

Romoppvarming

- Romtemperaturen som er blitt brukt i SIMIEN-beregningene er satt til 21 °C mens romtemperaturen i realiteten ligger rundt 23 °C.
- Soneinndelingen utført i beregningsfasen til bygget er blitt utført for grovt. Flere soner kunne bidratt til et bedre bilde av varmeutvekslingen fra byggets internlast.
- U-verdien på glasstaket kan være høyere enn antatt.

- Solskjermingen på vinduene har ikke fungert som den skal. Denne går på selv om solen ikke skinner direkte på en fasade. Dette gjør at gratis varme fra solen ikke blir utnyttet.

Ventilasjonsvarme

- Tilluftstemperaturen i SIMIEN er satt til 19 °C. I realiteten vil denne temperaturen variere ut ifra hvilket behov det er i bygget. Det vil dermed kreves mer energi for å varme opp luften til en høyere temperatur på de dagene det trengs. Dette vil gi økt energiforbruk til energiposten ventilasjonsvarme.
- Kjøkkenavtrekket slipper ut mye luft uten noe form for varmegjenvinning.

Varmt tappevann

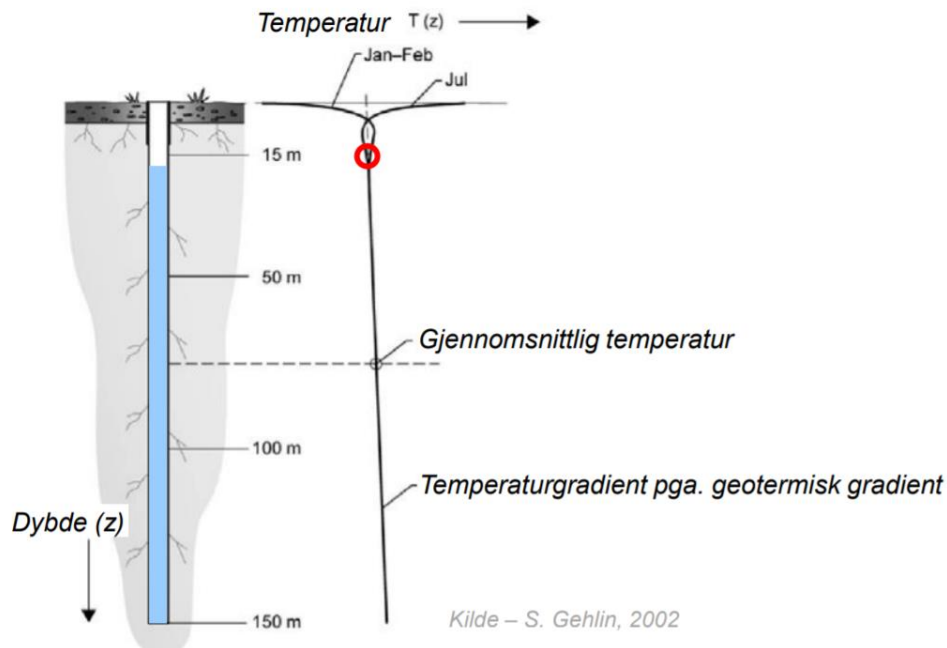
- SIMIEN-beregningene tar ikke hensyn til sirkulasjonstapet i varmtvannsystemer. Distribusjonsvirkningsgraden i SIMIEN er satt til 1, altså det antas null varmetap ved distribusjon. Det ville det vært mer hensiktsmessig å sette denne verdien til 0,6, som er standardverdi for sirkulasjonstap i varmtvannsystemer. Et konstant varmetap grunnet kontinuerlig sirkulerende vann vil gi et økt forbruk til oppvarming av varmt tappevann.

I prosjektoppgaven “Calculation of the space-heating of non residential buildings” (Taksdal, 2017) har Swecobygget blitt brukt som casebygg for å undersøke hvilken effekt inkluderingen av interne varmelaster har på dimensjonerende netto varmeeffektbehov. Resultatene i oppgaven viser at inkludering av statiske og dynamiske interlaster gir en reduksjon i effektbehovet på henholdsvis 47 % og 17 % for casebygget (Taksdal, 2017).

2.4 Litteraturstudie

2.4.1 Bergvarmepumper

Som varmekilde er fjell/berg svært driftssikkert, drift- vedlikeholds- og livssyklus kostnadene er lave, mens installasjonskostnadene er høye. Ettersom temperaturen for urørt berggrunn på ca 15 meters dybde nesten ikke er påvirket av årstidsvariasjoner så er fjell/berg en svært stabil varmekilde med tilnærmet konstant temperaturen året rundt. Temperaturen på fjellet/berget stiger også med dybden ettersom at temperaturen i jordens indre er høy. Graden av hvor mye temperaturen øker med dybden kalles for den geotermiske gradienten. Figur 2.3 viser prinsipielt hvordan temperaturen øker med dybden i fjellet/berget.



Figur 2.3 Temperaturutviklingen i fjellgrunnen (Stene, 2019b).

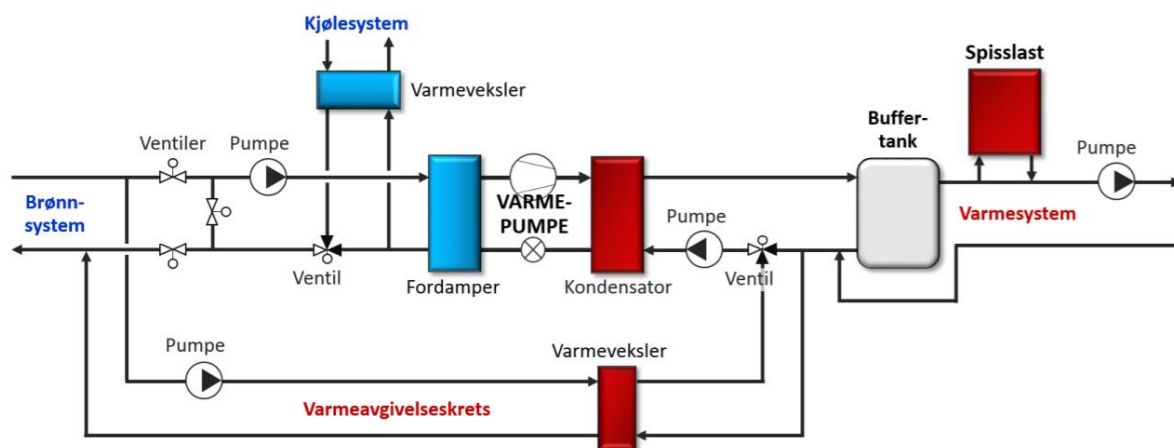
I tettbygde strøk vil ofte temperaturen i grunnen være enda høyere grunnet varmetilførsel fra vann, kloakkrør og bygninger. Fjell/berg er også relativt varmetregt, som vil si at det tar relativt lang tid før en varm eller en kald puls sprer seg. Som et eksempel kan det nevnes at ved et normalt varmeuttak av et borehull over en periode på 1 år har gjennomsnittlig temperatur i fjellet/berget sunket med mindre enn $0,02\text{ }^{\circ}\text{C}$ i en radius på 20 meter fra borehullet. Etter 10 år vil temperaturen i et område på 60 meter fra borehullet være påvirket. Temperatursenkningen vil alltid være størst nærmest hullet. Hvis fjellet gjennomstrømmes av grunnvann vil dette gi økt varmeytelse for borehullene (Björk et al., 2013).

Det er kun den vannfylte delen av borehullet som overfører varme. Denne delen kalles den aktive borehullsdybden og er en viktig parameter ved dimensjonering av brønnparker. Grunnvannsspeilet blir nesten alltid funnet på 2-7 meters dybde, men det er flere faktorer som påvirker dette. Terrenget påvirker slik at i lave områder i terrenget kan grunnvannet også “renne over” (artesiske vann), mens det på høye punkter i terrenget vil være mindre grunnvann. Grunnvannsnivået påvirkes også av nedbør og sesong. Hele eller deler av brønner som ikke er vannfylte kan etterfylles med annet fyllmateriale med god varmeledningsevne f.eks. bentonitt (Björk et al., 2013).

Temperaturen i fjellet avtar når varmen blir tatt ut av et borehull, avhengig av varmelast, aktiv borehullsdybde og egenskapene til fjellet. Temperaturen reduseres saktere desto høyere termisk ledningsevne og spesifikk varmekapasitet fjellet har, og motsatt vil temperaturen reduseres raskere ved høy varmelast per meter borehull. I utgangspunktet er det kun den aktive borehullslengden som har innvirkning. Borehulldiameteren har liten innvirkning. Ved varmeuttak vil det til å begynne med tas varme fra omgivelsene i nærheten av borehullet. Med tiden vil

varme bli hentet lenger og lenger fra borehullet. For et enkelt borehull uten andre borehull innenfor en radius på 100 meter, vil varmestrømmene etter lang tid oppnå en stabil tilstand, hvor varmen kommer hovedsakelig fra bakken og en mindre del fra den geotermiske varmen. Borehullet lades opp omtrent naturlig. Det tar typisk 50 år for et temperaturfelt rundt et borehull på 150 meters dybde å nærme seg denne tilstanden. Selv om det tar lang tid å nærme seg stabil tilstand vil borehullets temperatur reduseres med 80 % av endelig verdi allerede etter ett år. Etter noen år reduseres ikke gjennomsnittstemperaturen i borehullet betydelig lenger, og årsvariasjoner i varmeuttaket vil ta overhånd. Hvis derimot borehullet er omgitt av ett eller flere borehull, vil disse borehullene etter hvert forstyrre hverandre. I dette tilfellet vil temperaturen fortsette å synke og komme langt under nullpunktet om flere borehull er svært tett sammen. Årsaken til at gjennomsnittstemperaturen på borehullet synker når nærliggende borehull kommer for nær er fordi det tilgjengelige grunnområdet for oppladning avtar. Av symmetriske grunner disponerer det ene borehullet bare halve grunnen mot det nærliggende borehullet. Løsningen for å unngå at den gjennomsnittlige temperaturen i borehullet blir for lav er ladning av borehullene. Dette gjøres fortrinnsvis om sommeren, enten ved noen enkle konvektorer som tar varme fra luften, eller en enkel sløyfe av plastslange plassert på et sørvendt tak, ved hjelp av avtrekksluft fra et ventilasjonsanlegg, eller ved å dumpe varme i brønnparken når bygget krever kjøling (Björk et al., 2013).

Bergvarmepumper er koblet til vertikale borehull i fjell (energibrønner) hvor brønnene fungerer som varmekilde ved overordnet varmebehov og som varmesluk ved overordnet kjølebehov. Borehullene er typisk på 200-300 meter dybde med en brønnavstand på typisk 15-20 meter hvis det kun er varmeuttak, for å minimere varmepåvirkningen borehullene har seg imellom. Den mest vanlige utformingen av varmeopptakssystemet er en indirekte løsning, hvor en pumpe sirkulerer frostvæske (etanol/vann HX24, HX35) i en sekundærkrets med et lukket rørsystem mellom varmepumpens fordampere og én eller flere borehullsvarmevekslere. Anbefalt minimums temperatur på frostvæske er mellom $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ og $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ for å unngå utfrysning av vann i energibrønnene. Ettersom etanol er brennbart er maksimalt anbefalte temperatur på frostvæsken mellom $20\text{-}25\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Figur 2.4 Eksempel på prinsipiell systemløsning for en bergvarmepumpe med fjell/berg som varmekilde og varmesluk (Stene, 2018c).

En borehullsvarmeveksler (kollektorslange) i plast installeres i hver energibrønn. Vanligvis er dette et enkelt U-rør (Ø40/2,3, PN10, PE100, SDR17) med integrert bunnlodd. Varmevekslerne kobles sammen i parallell, enten i samle- eller i samle-/fordelingsstokk som går rett inn i teknisk rom, og deretter inn på samleledninger som går til/fra varmepumpeanleggets fordampere (kald side).

Swecobygget er interessant å analysere da løsningene for bergvarmepumpeanlegget ikke er helt typiske. Kollektorslangene i brønnsystemet er fylt med vann og ikke frostvæske. Vannet sirkulerer først gjennom kjølesystemet før det går gjennom fordampere. På denne måten øker temperaturen på vannet før fordampere. Kollektorslangene er også ført direkte inn gjennom hull boret i veggen i parkeringskjelleren og går inn på en felles fordelingsledning. Det hydrauliske skillet i systemet er kun et rør og ikke en buffertank, og dermed sørges det for konstant vannmengde over kondensator ved hjelp av trykkdifferansegivere.

3 Beskrivelse av varme- og kjølesystemet

I dette kapittelet vil varme- og kjølesystemet ved Swecobygget bli presentert. Først fremkommer en overordnet oversikt over systemet, etterfulgt av en presentasjon av dimensjonerende temperaturer for systemet. Deretter følger en detaljert beskrivelse av de ulike undersystemene.

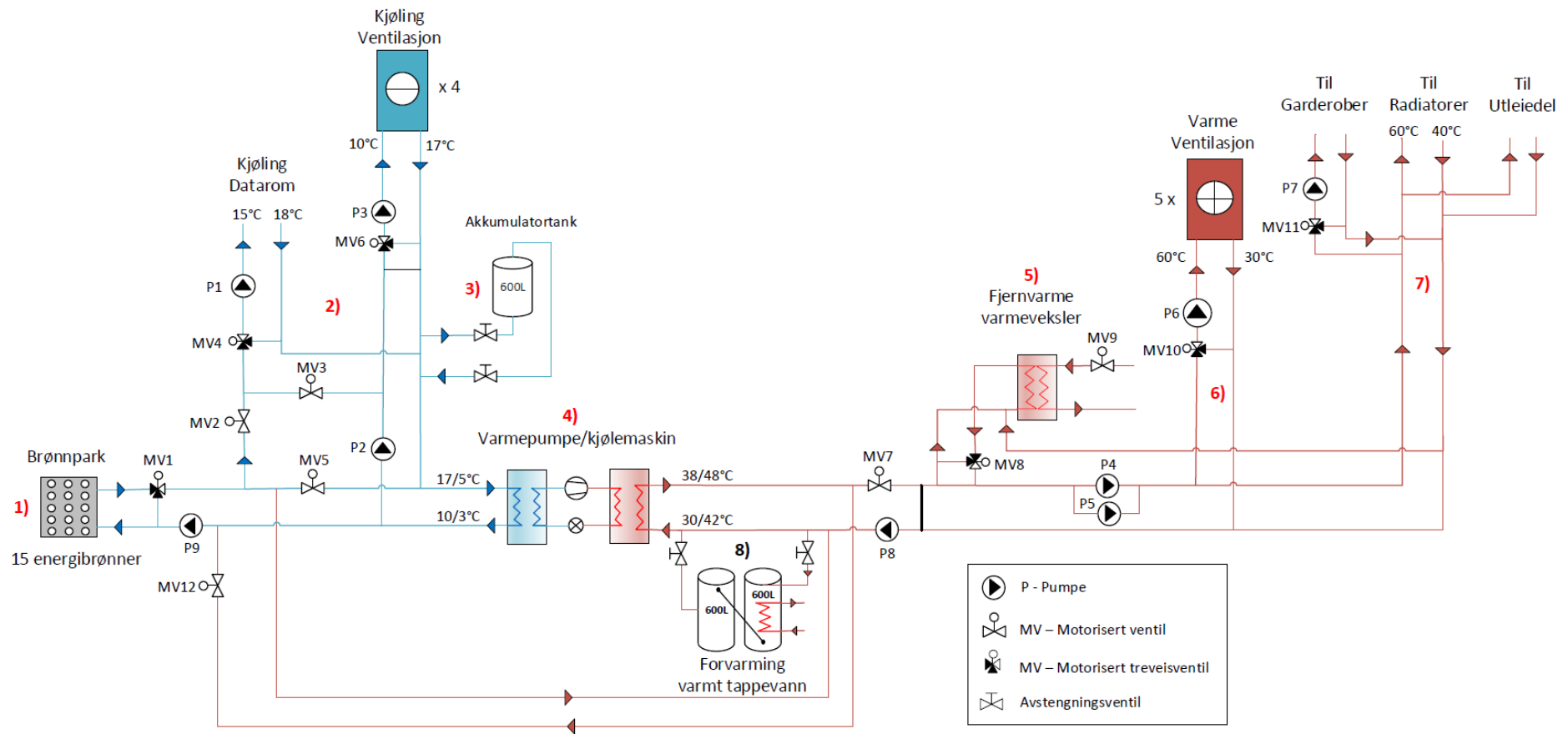
Det termiske energisystemet ved Swecobygget kan deles inn i seks undersystemer:

- Brønnpark
- Kjøledistribusjonssystem
- Varmepumpe/kjølemaskin
- Fjernvarme varmeveksler
- Varmedistribusjonssystem
- System for oppvarming av varmt tappevann

Tabell 3.1 presenterer komponentene og delsystemene for det termiske energisystemet ved Swecobygget. Numrene i tabellen samsvarer med Figur 3.1 som presenterer et forenklet systemskjema. Alle tegninger av de ulike systemene i oppgaven er laget av undertegnede basert på originale systemskjema.

Tabell 3.1 Komponenter og delsystemer ved det termiske energisystemet ved Swecobygget med beskrivelse.

Nr	Komponent/delsystem	Beskrivelse
1)	Brønnpark	<ul style="list-style-type: none">• 15 energibrønner i fjell• Væske i kollektorer: vann
2)	Kjølesystem	<ul style="list-style-type: none">• Kjøling av datarom (Prosesskjøling)• Kjøling av ventilasjonsluft
3)	Akkumulatortank kjølesystem	<ul style="list-style-type: none">• 600 liter
4)	Varmepumpe/kjølemaskin	<ul style="list-style-type: none">• Arbeidsmedium: Ammoniakk• Temperatur for varmeleveranse opptil 48 °C• Nominell varmekapasitet: 196 kW (5/48 °C)• Nominell kjølekapasitet: 195 kW (30/10 °C)
5)	Fjernvarme varmeveksler	<ul style="list-style-type: none">• Spisslast
6)	Ventilasjons varmebatteri	<ul style="list-style-type: none">• 5 stk vannbårne varmebatterier
7)	Radiatorkurs	<ul style="list-style-type: none">• For romoppvarming av kontorer hos Sweco og utleiedel• Gulvvarme i garderoben er inkludert i denne kretsen
8)	Forvarming av varmt tappevann	<ul style="list-style-type: none">• Varmevexlingstank med integrert spiral



Figur 3.1 Forenklet systemskjema av det termiske energisystemet ved Swecobygget med angitt dimensjonerende temperatur ved varme- og kjøle-drift.

3.1 Dimensjonerende temperaturer

Dimensjonerende tur- og returtemperaturer i det termiske energisystemet er vist i Tabell 3.2. Mange av systemene er regulert etter en utetemperatur kompenseringsskurve for å minimalisere energibruken i bygget. Utekompenseringskurvene og strategien for reguleringen av anlegget vil bli presentert i kapittel 5.

Tabell 3.2 Dimensjonerende temperaturer i det termiske energisystemet ved Swecobygget.

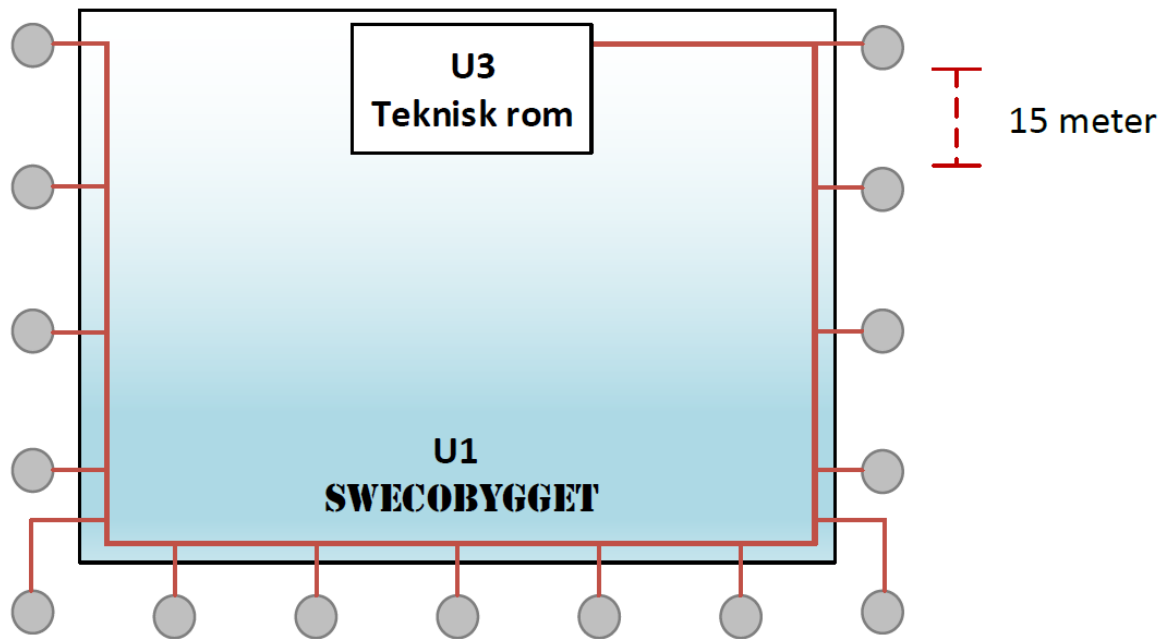
Nr	System	Turtemperatur	Returtemperatur
2)	Kjøling av datarom	15 °C	18 °C
2)	Kjøling av ventilasjonsluft	10 °C	17 °C
6)	Varme til ventilasjonsluften	60 °C	30 °C
7)	Varme til radiatorer, garderobe og utleiedel	60 °C	30 °C

3.2 Brønnpark

Varmekilden til varmepumpen er energibrønner i fjell. Brønnparken består av 15 vertikale energibrønner hver med 220 meters dybde. Tabell 3.3 presenterer mer informasjon om brønnparken og Figur 3.2 viser borehullskonfigurasjonen.

Tabell 3.3 Informasjon om brønnparken (Fetveit, 2019).

Antall borehull	15
Midlere borehullsdypde	220 meter
Total boreddybde	3300 meter
Avstand mellom borehull	15 meter
Kollektortype	Enkelt U-rør, glattrørskollektor
Kollektor dimensjoner	Ø40/2,4
Kollektor materialkvalitet	PN10, PE100,SDR17
Boreretning	Loddrett
Estimert maks varmeeffektuttak	90 W/m
Væske i kollektor	Vann



Figur 3.2 Illustrasjon av borehullskonfigurasjonen.

I første underetasje (U1) avsluttes alle kollektorslangene fra energibrønnene med avstengningsventil og innreguleringsventil før de går inn på en fordelingsledning i U1. Ledningen er lagt som et konvensjonelt to-rørsystem med vendt retur som går ned i teknisk rom i U3 hvor det er koblet opp mot varmpumpe/kjølemaskinen og til kjølesystemet (Vestheim AS, 2015). Kollektorslangene føres inn gjennom veggen i U1 som vist i Figur 3.3. Denne løsningen minimerer frostfaren.



Figur 3.3 Kollektorslanger fra energibrønnene ført inn i første underetasje (U1).

3.3 Kjøledistribusjonssystem

Kjølesystemet dekker kjøling for ventilasjonsaggregater og datakjøling. Overskuddsvarmen fra datakjøling og kjøling av ventilasjonsluft benyttes til å varme opp vannet fra brønnparken før det går gjennom fordamperen (Sweco Norge AS, 2015).

3.3.1 Kjøling av datarom

For kjøling av datarom er det montert en fancoil av typen Maestro MTO74 av merket Sabiana (Sabiana, 2014). Effektbehovet for kjøling av datarom er dimensjonert til 15 kW, og dimensjonerende temperaturer er 15/18 °C på tur- og returtemperaturen.



Figur 3.4 Sabiana Maestro fancoil (Sabiana, 2017).

3.3.2 Kjøling av ventilasjonsluft

Det er montert en isvannstank av typen Fiorini VKG, 600 liter, på returledningen fra ventilasjonskjølingen (Vestheim AS, 2015). Rørstrekket i kjølesystemet er ikke er langt og har dermed ikke stort nok volum. Isvannstanken fungerer dermed som en akkumulatortank for å få nok volum i rørnett (Vårdal, 2019).



Figur 3.5 Akkumulatortank Fiorini VKG (Novema Kulde, 2019).

3.4 Varmepumpe/kjølemaskin

Varmepumpe/kjølemaskinen er levert av det danske firmaet NH₃ Solutions (NH₃ Solutions, 2019b). Anlegget er et vann/vann kundetilpasset spesialanlegg med 195 kW kjøleytelse ved 10/38 °C (Rasmussen, 2014). Arbeidsmediet er ammoniakk (NH₃, R717) noe som fører til en del sikkerhetstiltak da ammoniakk er meget giftig, og lav brennbarhet. Ammoniakk er klassifisert som B2L ifølge NS-EN378 Kuldeanlegg og varmpumper - Sikkerhets- og miljøkrav (Standard Norge, 2016a). Kompressoren reguleres ved turtallsregulering og sylindravlastning (Rasmussen, 2014). I Tabell 3.4 presenteres spesifikasjoner for varmpumpe/kjølemaskinen.

Tabell 3.4 Spesifikasjoner for varmpumpe/kjølemaskinen (Rasmussen, 2014).

Parameter	Beskrivelse
Produsent	NH ₃ Solutions, Danmark
Arbeidsmedium	Ammoniakk (NH ₃ , R717)
Trykkklasse	28 bar
Væske på fordamperside	Vann
Væske på kondensatorside	Vann
Ca driftsvekt	2900 kg
Lengde x bredde x høyde	2500 mm x 1800 mm x 2100 mm
Kapasitetsregulering av 6 -sylindret stempelkompressor	<ul style="list-style-type: none">• Turtallsregulering (VSD)• Sylindravlastning
Dimensjonerende trykktap fordamper	20 kPa
Dimensjonerende trykktap kondensator	19 kPa
Fylling ammoniakk	20 kg
COP ved full last	<ul style="list-style-type: none">• Kjølemodus: 6,3 (10/38 °C)• Varmemodus: 4,6 (5/48 °C)



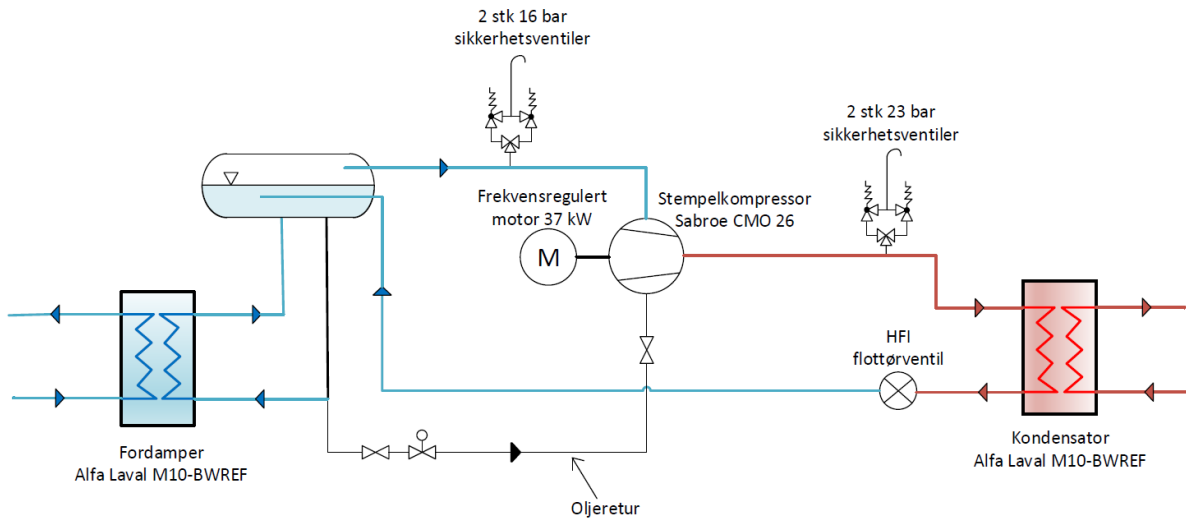
Figur 3.6 Varmepumpe/kjølemaskinen ved Swecobygget. Aggregatet er bygget inn i et støydempet kabinett som også hindrer ammoniakk utslipp i teknisk rom ved eventuell lekkasje under drift.

Spesifikasjoner for komponentene i varmpumpe/kjølemaskinen er fremvist i Tabell 3.5.

Tabell 3.5 Spesifikasjoner for komponenter i varmepumpe/kjølemaskinen (Rasmussen, 2014).

Komponent	Spesifikasjoner
Kompressor	<ul style="list-style-type: none"> • Type: Sabroe CMO 26 • Stempelkompressor • 6 sylindre • Effekt tilført: <ul style="list-style-type: none"> - Kjølemodus: 30,8 kW (10/38 °C) - Varmemodus: 11 kW (5/48 °C) • Kapasitetsregulering <ul style="list-style-type: none"> - Turtallsregulering (56-16 Hz) - Sylindravlastning
Motor	<ul style="list-style-type: none"> • Type: Busck el-motor • 37 kW • Energiklasse IE3 • Frekvensomformer <ul style="list-style-type: none"> - Type: Danfoss VLT HVAC Drive FC-102 - 37 kW IP 55
Fordamper	<ul style="list-style-type: none"> • Type: Alfa Laval M10-BWREF • Resirkulasjonsfordamper • Platevarmeveksler med ramme • Areal: 13,4 m² • U-verdi: 3471 W/m² K • LMTD: 4,8 K • Platemateriale: ANSI 304 (rustfritt stål)
Kondensator	<ul style="list-style-type: none"> • Type: Alfa Laval M10-BWREF • Platevarmeveksler med ramme • Areal: 13,4 m² • U-verdi: 3018 W/m² K • LMTD: 5,9 K • Platemateriale: ANSI 304 (rustfritt stål)
Strupeventil	<ul style="list-style-type: none"> • Type: Danfoss HFI • Flottørventil

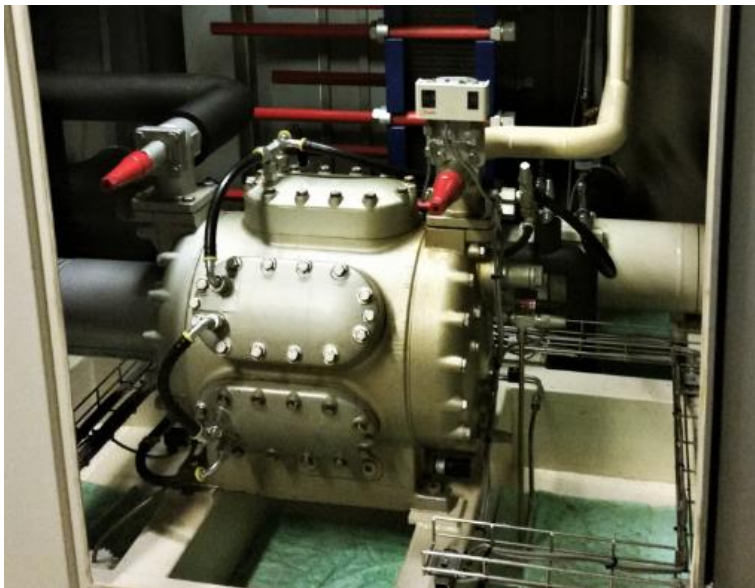
En prinsippskisse av varmepumpe/kjølemaskinen er vist i Figur 3.7.



Figur 3.7 Prinsippskisse av varmepumpe/kjølemaskinen ved Swecobygget.

Kompressoren er utstyrt med:

- Sabroe Unisab III kontrollsystem
- Frekvensomformer FC102
- Sensor for sugetrykk, utløpstrykk og oljetrykk
- Temperaturføler for sugetemperatur, utløpstemperatur og oljetemperatur
- Høypressostat KP7ABS
- Veivhusvarmer
- Oljereturventil med påbygget timer
- Nødstop



Figur 3.8 Kompressoren Sabroe CMO 26 til varmepumpe/kjølemaskinen ved Swecobygget.

Ammoniakk-varmepumper har svært høy trykkgasstemperatur. For å holde trykkgasstemperaturen på akseptabelt nivå er det installert vannkjøling av toppdekslene i kompressorene. I de svarte slagene som kan sees i Figur 3.8 sirkulerer det vann for kjøling av toppene av sylindren, hvor temperaturen er høyest.

Stempelkompressorer er spesielt energieffektive kompressorer da trykkventilene tilpasser kompresjonstrykket til kondensatortrykket. Dette gjør at ventilene gir “optimal” drift ved varierende fordampnings- og kondenseringstemperatur og -trykk. I motsetning til scroll- og skruekompressorer er det ingen over-/underkompresjon i en stempelkompressor.

Kapasitetsreguleringen av varmepumpen med både turtallsregulering og sylindravlastning utføres ved hjelp av Sabroe Unisab III kontroll system (Johnson Controls, 2016). I varmemodus reguleres kapasiteten etter utgående vanntemperatur fra kondensatoren. Kompressorens turtall reguleres for å opprettholde ønsket utgående vanntemperatur. Sylindravlastning oppstår først når laveste frekvens er oppnådd (16 Hz). Maksimal frekvens er 56 Hz, dermed vil sylindravlastning inntreffe ved ca 29 % ytelse på maskinen. Den samme reguleringen gjelder også i kjølemodus. Forskjellen er at kapasiteten reguleres ut ifra ønsket vanntemperatur ut fra fordamper (Rasmussen, 2014).

Fordamperen er platevarmeveksler med pakninger/ramme og av type resirkulasjonsfordamper. Væskesirkulasjonen gjennom en resirkulasjonsfordamper er større enn den mengden arbeidsmedium (væske) som fordamper. Det vil si at ved fordamperutløpet er det en blanding av væske og damp. Hele fordamperflaten får dermed en væskefilm som fører til meget god varmeovergang og dermed høyere U-verdi og høyere fordampningstemperatur enn ved en tørrfordamper. Væske-gass blandingen går inn på en væskeutskiller hvor kompressoren suger av mettet gass. Væsken sendes på nytt gjennom fordamperen, hvor en ny væske-gass blanding kommer ut på andre siden.

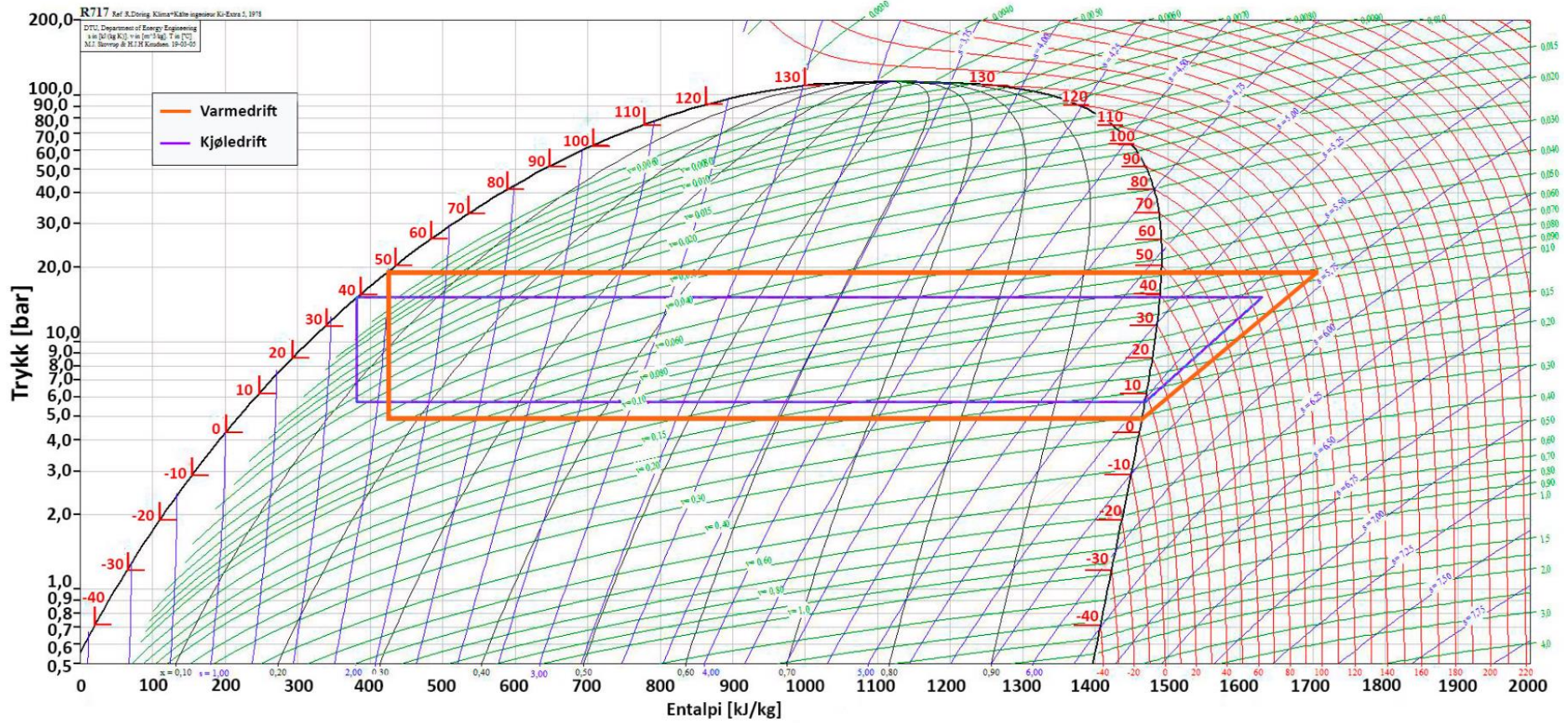


Figur 3.9 Alfa Laval M10-BWREF platevarmeveksler (Alfa Laval, 2019).

Tabell 3.6 Driftsdata for varmepumpe/kjølemaskinen i kjøle- og varmemodus ved dimensjonerende forhold.

Parameter	Verdi
Varmemodus (5/48 °C)	
Fordampningstemperatur	2 °C
Temperaturer fordamperside	5/3 °C
Massestrøm fordamperside	0,0048 l/s
Kondenseringstemperatur	48 °C
Temperaturer på kondensatorside	42/48 °C
Massestrøm kondensatorside	0,002 l/s
Kjølemodus (10/38°C)	
Fordampningstemperatur	8 °C
Temperaturer fordamperside	17/10 °C
Massestrøm fordamperside	0,0066 l/s
Kondenseringstemperatur	39 °C
Temperaturer på kondensatorside	30/38°C
Massestrøm kondensatorside	0,0067 l/s

En analyse av syklusen i varme- og kjøledrift er fremstilt i Figur 3.10 med verdier fra Tabell 3.6.



Figur 3.10 Analyse i Coolpack av syklusen i varme- og kjøledrift.

3.4.1 Sikkerhetstiltak ved bruk av ammoniakk som arbeidsmedium

3.4.1.1 Sikkerhetstiltak fra lovverk

NS-EN378 (Standard Norge, 2016a) stiller krav til maksimal tillat fyllingsmengde av ammoniakk. Dette fremkommer i Figur 3.11 og Figur 3.12.

Categories	General characteristics	Examples ^a
General access a	Rooms, parts of buildings, building where — sleeping facilities are provided — people are restricted in their movement — an uncontrolled number of people are present — any person has access without being personally acquainted with the necessary safety precautions	Hospitals, courts or prisons, theatres, supermarkets, schools, lecture halls, public transport termini, hotels, dwellings, restaurants
Supervised access b	Rooms, parts of buildings, buildings where only a limited number of people may be assembled, some being necessarily acquainted with the general safety precautions of the establishment	Business or professional offices, laboratories, places for general manufacturing and where people work
Authorized access c	Rooms, parts of buildings, buildings where only authorized persons have access, who are acquainted with general and special safety precautions of the establishment and where manufacturing, processing or storage of material or products take place	Manufacturing facilities, e.g. for chemicals, food, beverage, ice, ice-cream, refineries, cold stores, dairies, abattoirs, non-public areas in supermarkets

^a The list of examples is not exhaustive.

Figur 3.11 Klassifisering av oppholdssteder (Standard Norge, 2016a).

Toxicity class	Access category	Location classification				
		I	II	III	IV	
A	a	Toxicity limit × Room volume or see C.3		No charge restriction ^a	The charge requirements based on toxicity shall be assessed according to location I, II or III, depending on the location of the ventilated enclosure	
	b	Upper floors without emergency exits or Below ground floor level	Toxicity limit × Room volume or see C.3			No charge restriction ^a
		Other	No charge restriction ^a			
	c	Upper floors without emergency exits or Below ground floor level	Toxicity limit × Room volume or see C.3			
		Other	No charge restriction ^a			
	B	a	For sealed sorption systems, toxicity limit × Room volume and not more than 2,5 kg, all other systems, toxicity limit × Room volume			No charge restriction ^a
b		Upper floors without emergency exits or Below ground floor level	Toxicity limit × Room volume	Charge not more than 25 kg ^a		
		Density of personnel <1 person per 10 m ²	Charge not more than 10 kg ^a	No charge restriction ^a		
		Other	Charge not more than 10 kg ^a	Charge not more than 25 kg ^a		
c		Density of personnel <1 person per 10 m ²	Charge not more than 50 kg ^a and emergency exits are available	No charge restriction ^a		
		Other	Charge not more than 10 kg ^a	Charge not more than 25 kg ^a		

^a For open air, EN 378-3:2016, 4.2 applies and, for machinery rooms, EN 378-3:2016, 4.3 applies.

Figur 3.12 Maksimal tillatt fyllingsmengde (Standard Norge, 2016a).

Ettersom ammoniakk er svært giftig er det flere påkrevde og anbefalte sikkerhetstiltak ved bruk av arbeidsmediet:

- Lav fyllingsmengde
- Doble sikkerhetsventiler ved lavtrykk og høytrykk som er koblet til rørledninger som fører til tak
- Overstrømningsventiler fra trykkside til sugeside av kompressoren som åpnes ved ekstreme trykk
- Rørledning i stål eller rustfritt stål med sveiste skjøter
- Røntgenkontroll av en prosentandel av beholdere og sveiste rør
- Ved fyllingsmengde over 50 kg er det krav til seksjonerings-/stengeventiler (Norsk varmpumpe og kuldenorm, 2018) (NKF, 2018)
- Ved større fyllingsmengder: Indirekte systemutforming slik at alle R717 komponenter er i et spesielt utformet maskinrom med begrenset adgang

For maskinrommet er det spesifisert egne sikkerhetstiltak:

- Gasstett maskinrom eller gasstett container på tak
- Brannsikre tak og vegger (EI 60)
- Selvlukkende dører som åpner utover for sikring og enkle rømningsveier
- Gulvet skal være utformet slik at det har kapasitet til å samle opp hele fyllingsmengden (væske)
- Nødbelysning som går på batteri
- Alarmsystem med både lys og lyd som varsler om eventuelle ammoniakk lekkasjer. Dette skal være plassert utenfor døren til maskinrommet
- Manuell nødstoppbryter plassert utenfor maskinrommet som slår av strømforsyningen til kompressoren

Det stilles krav til montering av gassdetektorer:

- Ammoniakk-detektorer plasseres over aggregatene
- To uavhengige sensorer for deteksjon av lav og høy gasskonsentrasjon
- Tilkoblet automatisk overvåknings- og alarmsystem

Krav til nødventilasjon som aktiveres ved deteksjon av ammoniakk:

- Uavhengig av bygningens ventilasjonssystem
- Gnistsikker vifte, eventuelt Ex-sikker motor

- Avtrekk ved taknivå
- Avkastluft avgis i trygg avstand fra områder mennesker oppholder seg og fra luftinntak til ventilasjonssystemet, f.eks. på taket

Diverse sikkerhetsutstyr:

- Øyevasksystem (og nøddusj ved større anlegg)
- Brannslukningsapparat, gassmaske og førstehjelpsutstyr

3.4.1.2 Sikkerhetstiltak utført ved Swecobygget

Swecobygget er et kontorbygg og er dermed klassifisert i klasse b under klassifisering av oppholdssteder. Alle komponentene med kuldemedium er lokalisert i maskinrommet, dermed klassifiseres oppstillingsstedet for anlegget seg i klasse 3. Klasse b oppstillingssted 3 gir ingen begrensninger til fyllingsmengde hvis det ikke er forbindelse mellom teknisk rom og befolket området. Maskinrommet er lokalisert i underetasje 3 (U3) og det er begrenset tilgang til rommet (kun for autorisert personell).

I tillegg til sikkerhetstiltak påkrevd av NS-EN378 (Kuldeanlegg og varmepumper - Sikkerhets- og miljøkrav) (Standard Norge, 2016a) er ammoniakkutslipp ved Swecobygget sikret ved en såkalt “rom i rom” løsning. Varmepumpe/kjølemaskinen er montert i et galvanisert kabinett. Kabinettet (maskinrommet) er plassert i et teknisk rom. Bunnen av kabinettet fungerer som oppsamlingskar ved et eventuelt utslipp av ammoniakkvæske eller olje. Betjeningspanel for styring av varmepumpe/kjølemaskin er plassert på utsiden av kabinettet. Det er montert avtrekk i toppen av kabinettet og brannspjeld for tilluft på siden av kabinettet (Rasmussen, 2014).

Gassdetektor er montert i toppen av kabinettet for å detektere ammoniakklekkasje. Når det detekteres verdier over 250 ppm gis en foralarm til SD-anlegget om utløst foralarm ammoniakk. Når verdier overstiger 2000 ppm i maskinrommet sendes et nødstoppsignal til varmepumpe/kjølemaskinen. Sirener og blinkende varselampe utenfor maskinrommet utløses og det gis alarm til SD-anlegget om utløst ammoniakkalarm (Sweco Norge AS, 2015).

I det tekniske rommet er det også montert en gassdetektor i taket over varmepumpe/kjølemaskinen for å detektere ammoniakk nivå utenfor kabinettet. Ved ammoniakk nivå over 250 ppm gis det alarm til SD-anlegget om utløst ammoniakk alarm i teknisk rom i U3. Varmepumpe/kjølemaskinen mottar da nødstoppsignal (strømtilførselen kuttes), og sirene og blinkende signal starter opp (Sweco Norge AS, 2015).

Hvis det oppdages/detekteres brann i garasjen eller i energisentralen slås avtrekksviften for maskinrommet seg av, brannspjeld ved tilluftskanalen til containeren får signal om å stenge, og varmepumpe/kjølemaskinen får stoppsignal (Sweco Norge AS, 2015).

Det er plassert et sikkerhetsskap som inneholder øyeskyll og hudskyll i tilfelle det har oppstått et ammoniakkutslipp og noen har fått ammoniakk på seg.

3.5 Fjernvarmeanlegg

Som spisslast er det installert en varmeveksler med en kapasitet på 290 kW, som er koblet til BKKs fjernvarmeanlegg (Vestrheim AS, 2016). Denne er prosjektert til å dekke dimensjonerende varmeeffektbehov (Sweco Norge AS, 2017).

3.6 Varmedistribusjonssystem

3.6.1 Ventilasjonsvarme

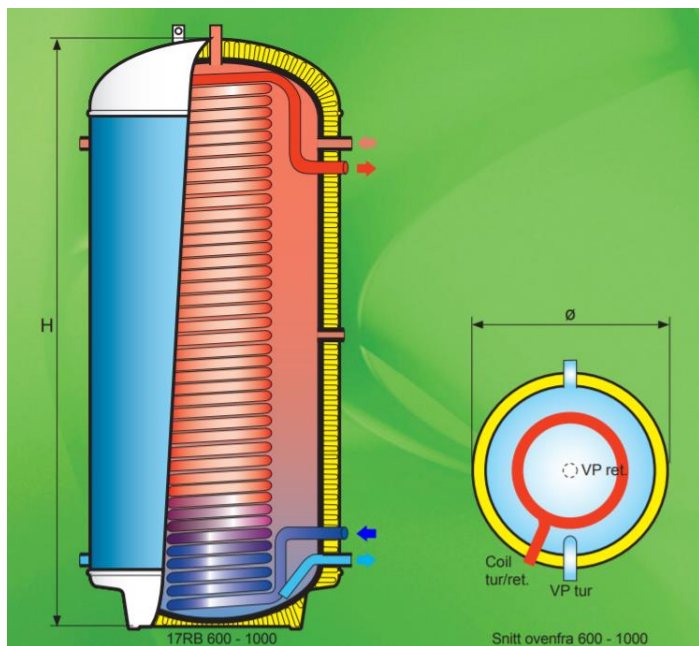
Total kapasitet på ventilasjonsvarmen er 172 kW med tur- og returtemperatur på 60/30 °C. Vann som er varmet opp av varmepumpen sirkulerer gjennom varmebatteri som er installert i ventilasjonsaggregatet. 82 kW er distribuert på Sweco's kontorareal og kontorareal utleiedel i første etasje. De resterende 90 kW er avsatt til MENY-butikken (Vestrheim AS, 2016) hvis de eventuelt skulle ønske å koble seg på anlegget, men per i dag er MENY selvforsynt med varme fra kuldeanlegget i butikken (Stoveland, 2019).

3.6.2 Radiatorer

Det er installert radiatorer i alle kontorer og oppholdsrom, i tillegg til rom og arbeidsplasser hvor det trengs ekstra oppvarming og individuell regulering av romtemperatur. Under radiator-kretsen inngår det også gulvvarme. I inngangspartier, vestibyleområder og garderober er det installert gulvvarmesystem for å opprettholde temperaturkravet i disse arealene ved infiltrasjonen som oppstår grunnet persontrafikk inn og ut av områdene (Vestrheim AS, 2016).

3.6.3 Buffertank

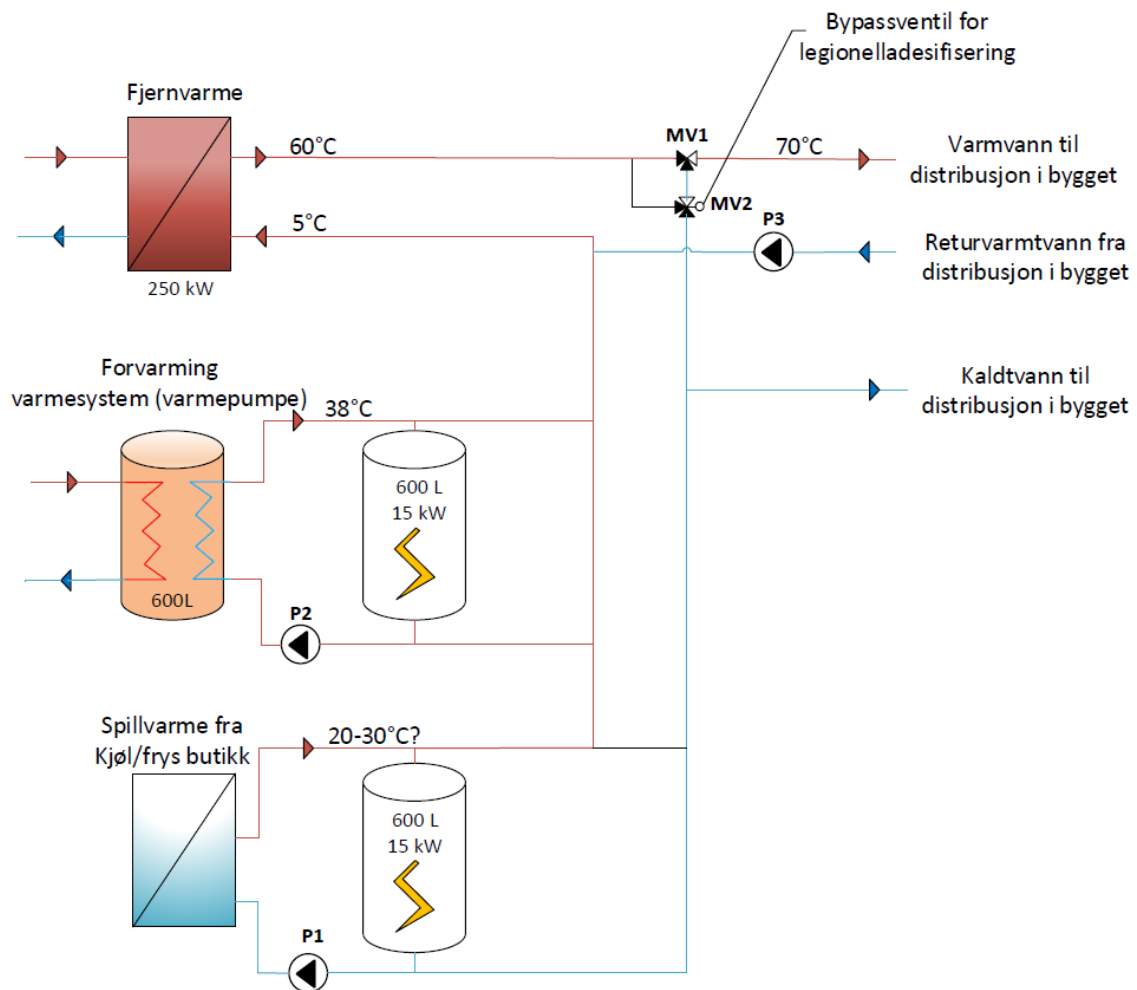
Returvannet fra varmekursen går inn på buffertanken, hvor vannet i tillegg til å akkumulere varme også forvarmer tappevannet. Tanken er av typen OSO 17RB Maxi Buffer fra OSO-Hotwater på 600 liter (Vårdal, 2015). Tanken gir et større volum for varmepumpen å jobbe mot, noe som reduserer antall start og stopp av maskinen ved laveste varmelast. Det er valgt å plassere tanken på returledningen ettersom dette vil redusere returtemperaturen tilbake til varmepumpen som er gunstig for varmepumpedriften. Dermed får en både varmet opp tappevannet og redusert returtemperaturen til varmepumpen (Stoveland, 2019).



Figur 3.13 Buffertank av typen OSO 17RB Maxi Buffer fra OSO-Hotwater (OSO Hotwater Export AS, 2019).

3.7 System for tappevannsoppvarming

Vannet varmes først opp i en varmeveksler som er koblet til kuldeanlegget til MENY-butikken i første etasje. Deretter blir det videre oppvarmet i en akkumulatortank hvor returvannet fra varmesystemet ettervarmer tappevannet. Hvis vannet fremdeles ikke har oppnådd sett-punktstemperaturen ettervarmes det i en varmeveksler tilkoblet fjernvarmeanlegget. Etter varmeveksleren mot kuldeanlegget og mot varmepumpen er det montert beredertanker med el-kolbe som benyttes til legionella-spyling (Vårdal, 2019). Figur 3.14 viser et forenklet systemskjema for oppvarming av varmt tappevann ved Swecobygget.



Figur 3.14 Forenklet systemskjema av system for oppvarming av varmt tappevann ved Sweco-bygget.



Figur 3.15 Varmtvannstanker.

3.8 BREEAM-poeng ved Swecos termiske energisystem

BREEAM (Building Research Establishment's Environmental Assessment Method) er et frivillig miljøklassifiseringssystem for bygg. Poeng blir utdelt i ti kategorier i henhold til ytelse. Poengene blir lagt sammen til én poengsum på en skala; Pass, Good, Very Good, Excellent, og Outstanding. Det er utviklet en norsk tilpasning med tilknytning til relevante standarder og regler innenfor energi og miljøområder som heter BREEAM-NOR. Tabell 3.7 presenteres grenseverdiene for klassifisering og sertifisering etter BREEAM-NOR (Norwegian Green Building Council, 2012).

Tabell 3.7 Grenseverdier for BREEAM-NOR nivåer (Norwegian Green Building Council, 2012).

BREEAM-NOR nivåer	% poeng oppnådd
Pass	≥ 30
Good	≥ 45
Very Good	≥ 55
Excellent	≥ 70
Outstanding*	≥ 85

*Det er tilleggskriterier for å oppnå Outstanding.

Swecobygget er BREEAM-NOR Excellent klassifisert med poengsum på 71 %. Dette kapitlet vil gå gjennom hvilke faktorer ved det termiske energisystemet som har bidratt med poeng i BREEAM sertifiseringen.

Tabell 3.8 Grunnlag for BREEAM-poeng for Swecobygget med bakgrunn i det termiske energisystemet (Sweco Norge AS, 2016).

Emne	Beskrivelse	Poeng
Helse og Innemiljø		
HEA 11 Termisk soning	Swecobygget er utstyrt med Lindinvent ventiler som regulerer varme/kjøle-systemet i bygget (ventilasjonsvarme/kjøling og radiatorer). Ventilene er koblet opp til SD-anlegget. Hele bygget er delt inn i soner og det er oppdrettet egen bruker med begrenset tilgang til SD-anlegget for å kunne regulere temperaturen i sonen (individuell brukerkontroll).	1
HEA 12 Mikrobiell forurensning	En sirkulasjonsledning er installert hvor vann sirkulerer med en temperatur på 55-60 °C. Det er ingen blindledninger eller andre blindsoner med lavere temperatur. Dette vil holde legionellabakterier under kontroll, ved å forhindre at de formerer seg og vokser. Det er også installert Rada Outlook elektronisk dusjsystem med automatisk legionella-spyling integrert som sørger for sjokkoppvarming ved 70 °C i 5 minutter minimum 1 gang i måneden. Kombinasjonen av disse to løsningene vil gi god legionella beskyttelse.	1

Energi		
ENE 1 Energieffektivitet	Swecobygget har energimerke A. Prosentvis forbedring i energieffektivitet er på ca 60 % i forhold til referansebygget (kontorbygg) med energikarakter C.	10
ENE 2 Delmåling av betydelig energibruk	Det er installert delmålere for termisk energi koblet opp mot sentral driftskontroll med overvåkning og presentasjon av resultater for systemene: Romoppvarming og ventilasjonsvarme, varmtvann, kjøling, vifter og pumper (hoved), belysning og teknisk utstyr med 2 delmålere for hver etasje.	1
ENE 3 Delmåling av høy energibelastning og utleiearealer	Det er installert elektriske- og termiske energimålere per etasje, energioppfølgingsystem, lokal tilgang og SD anlegg som gir en god tilgjengelighet og oversikt over energiforbruk for leietaker, og for eventuelle fremtidige leietakere.	1
ENE 5 Energiforsyning med lavt klimagassutslipp	<p>Energiforsyningen er dekket av en høyeffektiv varmepumpe og av fjernvarme (spisslast). Det er montert solceller for produksjon av elektrisitet.</p> <p>Varmepumpen forsyner bygget med varme fra spillvarme fra ventilasjonskjøling og kjøling av datarom, i tillegg utnyttes det geobrønner/borehull. Spillvarme fra dagligvarebutikken utnyttes også til å forvarme tappevann.</p> <p>Bergvarmepumpe med 90 % dekningsgrad for oppvarming, fjernvarme som spisslast med 10 % dekningsgrad, utnyttelse av spillvarme fra næringsvirksomhet i bygget, og solceller med 17 % dekningsgrad for el-forbruk.</p> <p>Denne løsningen er beregnet til å gi en utslippsreduksjon på ca 35 % i CO₂ ekvivalenter i forhold til referanseløsning.</p>	3
Forurensning		
POL 1 Kuldemedium GWP	Ammoniakk er benyttet som kuldemedium i varmepumpe/kjøleaggregatet, og har ODP og GWP verdi lik 0.	1
POL 2 Forebygge lekkasjer fra kuldemedier	<p>Ammoniakken oppbevares i delvis lufttett innbygning.</p> <p>Varmepumpe/kjølemaskinen er montert i en "rom i rom" løsning, et kabinett hvor gulvet er tett og fungerer som et oppsamlingskar ved en eventuell lekkasje. Det er også montert detektorer for å detektere ammoniakktutslipp.</p>	2
POL 4 NOx-utslipp fra varmekilde	Swecobygget er svært energieffektivt og oppvarmingssystemet består av en energieffektiv varmepumpeløsning og tilknytning til fjernvarmeanlegg. Lokale myndigheter krever tilkobling til fjernvarme.	1

4 Målesystemer og instrumentering

I dette kapitlet vil målesystemet som brukes i Swecobygget bli beskrevet etterfulgt av en beskrivelse av instrumenteringen som er blitt installert for overvåkning og regulering av anlegget.

4.1 Målesystem

I Swecobygget benyttes det to ulike målesystemer:

- Sentral driftskontroll (SD-anlegg)
- EOS energioppfølgingssystem

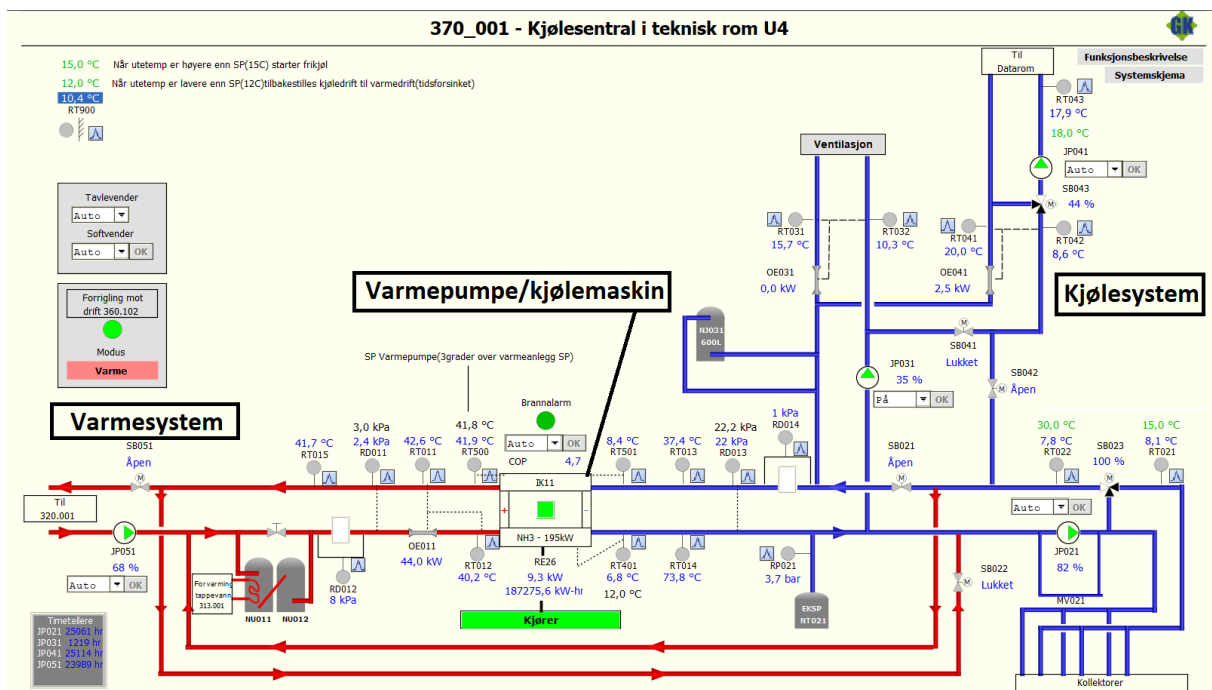
SD-anlegget brukes til detaljovervåkning av målinger og i tillegg brukes det til å regulere anlegget. EOS energioppfølgingssystemet brukes til en mer overordnet oversikt over energibruken i bygget.

4.1.1 Sentral driftskontroll (SD-anlegg)

Sentral Driftskontroll (SD-anlegg) brukes for overvåkning og regulering av anlegget. Her måles og logges alle relevante måleverdier og driftsituasjonen til alle regulerbare komponenter i hele varme- og kjøleanlegget, med undersystemer. Dette anlegget viser status for reguleringsstrategien og overvåker om systemene i det termiske energisystemet fungerer som planlagt.

SD-anlegget er av typen Niagara som er en webbasert løsning levert av GK Norge AS (GK Byggautomasjon AS, 2016). Data sendes til SD-anlegget kontinuerlig via Modbus RS-485 (Stoveland, 2019).

Systemene i SD-anlegget er fremvist grafisk og interaktive slik at anlegget kan overvåkes i nåtid. Et eksempel på dette fremkommer i Figur 4.1. Relevante bilder fra SD-anlegget er presentert i Vedlegg B.



Figur 4.1 Varmepumpe/kjølemaskinen og kjølesystemet i SD-anlegget.

4.1.2 EOS energioppfølgingssystem

EOS energioppfølgingssystemet er levert av Adaptic og kalles Discover. Systemet gir informasjon om effekt- og energibruk i bygget, og i tillegg finnes det moduler for overvåking av strømkvalitet, inneklimate, miljø og avfallshåndtering (Adaptic, 2018).

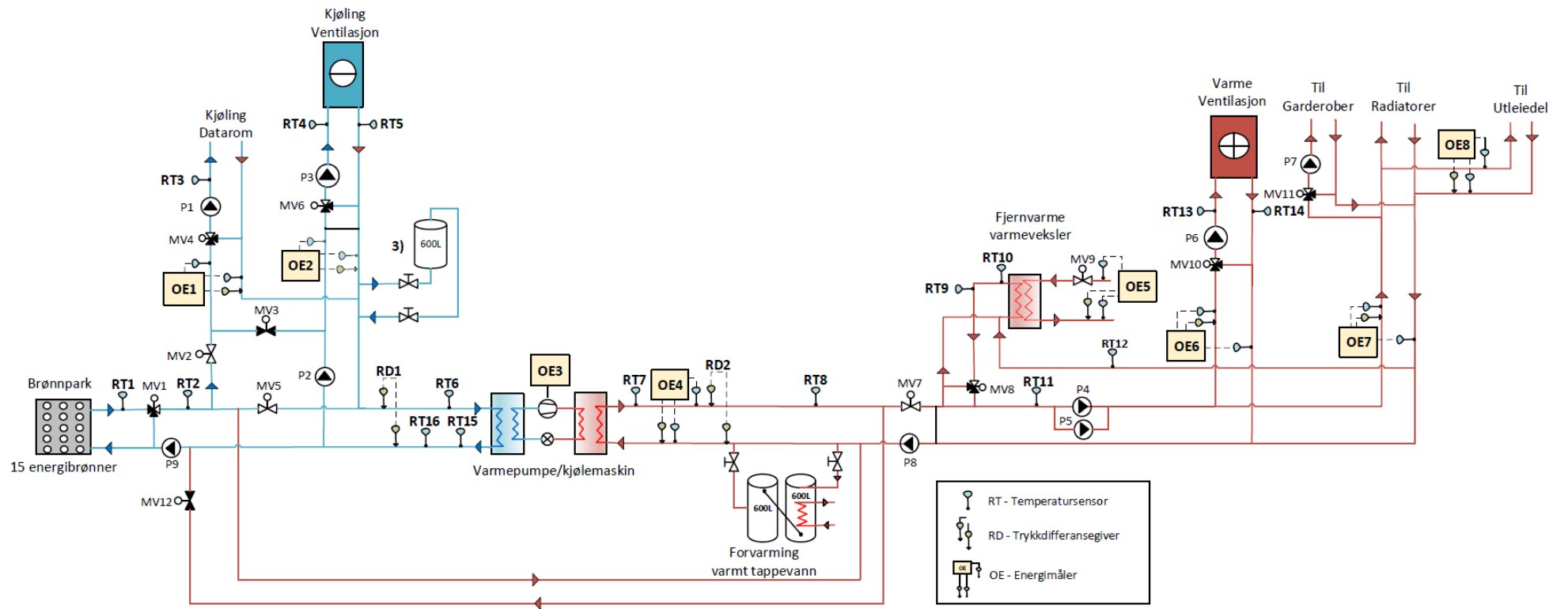
4.2 Måleinstrumentering

Noen av målerne er installert for å oppnå BREEAM poeng som nevnt i kapittel 3.8. En oversikt over alle måle- og reguleringsinstrumenter ved Swecobygget og tilhørende koder som er benyttet i SD-anlegget kan sees i Vedlegg C. Tabell 4.1 presenterer først de ulike type målerne som er installert og hvilke måleenheter disse måleinstrumentene har.

Tabell 4.1 Måleenheter ved Swecobygget.

ID	Beskrivelse	Enhet
Energimålere		
OE	Energi	W
V	Volumstrøm	m ³ /h
T1	Turtemperatur	°C
T2	Returtemperatur	°C
Temperaturmålere		
Tx	Turtemperatur	°C
Ty	Returtemperatur	°C
Trykkmålere		
RD	Trykkdifferanse	bar

Figur 4.2 viser måleinstrumentene i et forenklet systemskjema over det termiske energisystemet.



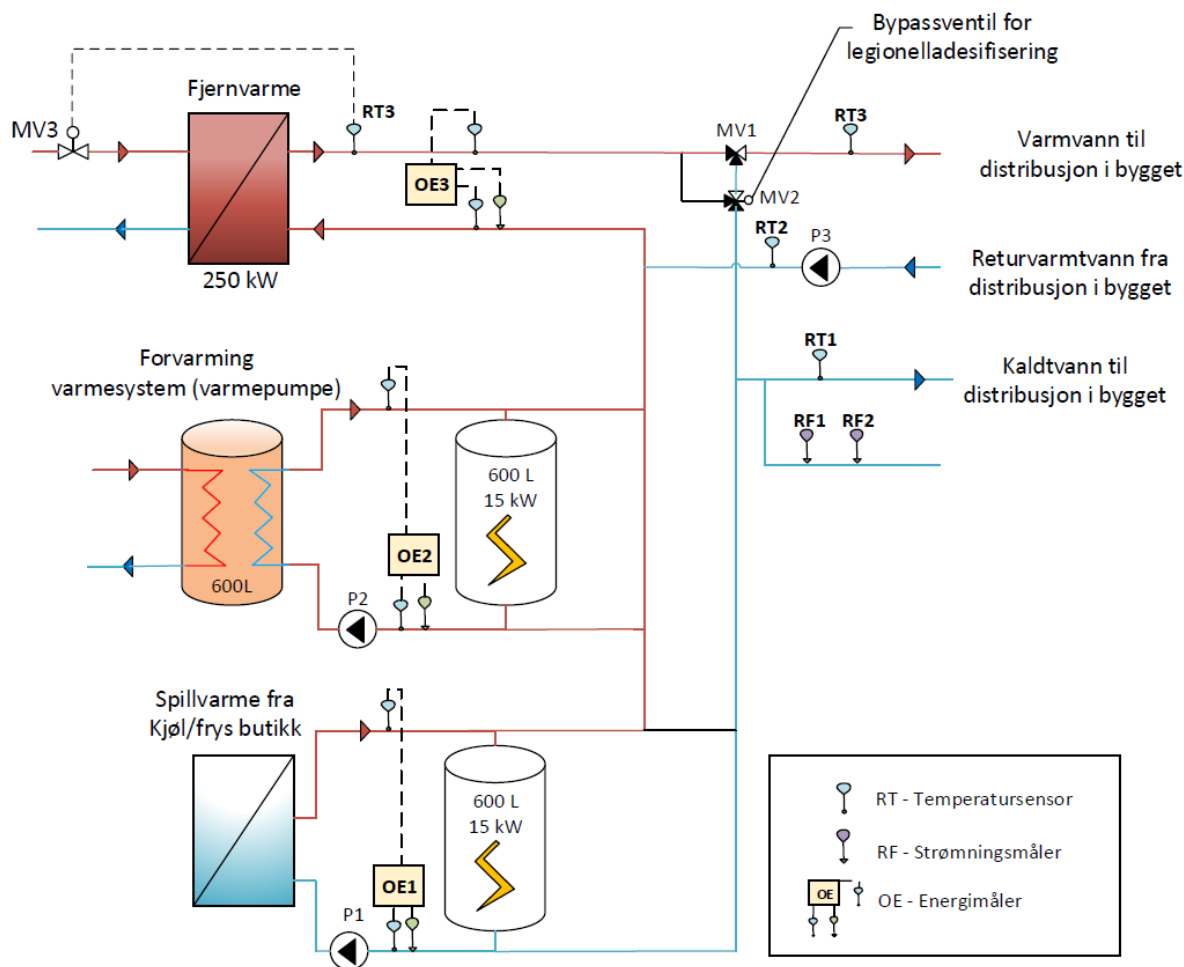
Figur 4.2 Systemskjema med måleinstrumenter for det termiske energisystemet ved Swecobygget.

Tabell 4.2 presenterer de ulike måleinstrumentene med forklaring og identifikasjon tilknyttet Figur 4.2.

Tabell 4.2 Måleinstrumenter ved det termiske energisystemet ved Swecobygget.

ID	Beskrivelse
Termiske energimålere	
OE1	Kjøling av datarom
OE2	Kjøling av ventilasjonsluft
OE4	Varme produsert av varmepumpen
OE5	Forbruk av fjernvarme
OE6	Varme av ventilasjonsluften
OE7	Radiator og gulvvarme (samlet)
OE8	Varme til utleiedel
Elektrisk energimåler	
OE3	Elektrisitetsforbruksmåler varmepumpe
Temperaturmålere	
RT1	Returtemperatur fra brønnparken
RT2	Temperatur etter treveis blandeventil MV1
RT3	Turtemperatur datakjøling
RT4	Turtemperatur ventilasjonskjøling
RT5	Returtemperatur ventilasjonskjøling
RT6	Temperatur før fordamperen
RT7	Intern temperatursensor for varmepumpen etter kondensatoren
RT8	Temperatur etter kondensatoren
RT9	Temperatur etter fjernvarme varmeveksler
RT10	Temperatur etter fjernvarmeveksler som regulerer ventil MV9
RT11	Turtemperatur varmesystem etter fjernvarme varmeveksler
RT12	Returtemperatur radiatorkrets som går inn på fjernvarmeveksler
RT13	Turtemperatur ventilasjonsvarmekrets
RT14	Returtemperatur ventilasjonsvarmekrets
RT15	Temperatur etter fordamperen
RT16	Intern temperatursensor for varmepumpen etter fordamperen
Trykksensor	
RD1	Trykkdifferansegiver ved fordamper (kald side)
RD2	Trykkdifferansegiver ved kondensator (varm side)

Figur 4.3 viser måleinstrumenter installert ved systemet for oppvarming av varmt tappevann.



Figur 4.3 Måleinstrumenter for system for oppvarming av varmt tappevann.

Tabell 4.3 inneholder forklaring til måleinstrumentene til systemet for oppvarming av varmt tappevann.

Tabell 4.3 Måleinstrumenter ved system for oppvarming av varmt tappevann ved Swecobygget.

ID	Beskrivelse
Energimålere	
OE1	Varmegjenvinning fra kuldeanlegg i butikk
OE2	Forvarming fra varmepumpen
OE3	Ettervarming med fjernvarme
Temperaturmålere	
RT1	Temperatur på kaldt nettvann til distribusjon i bygget
RT2	Temperatur på returvann fra distribusjon i bygget
RT3	Turtemperatur varmtvann til distribusjon i bygget
Volumstrøm målere	
RF1	Vannmengdemåler for SD-anlegget
RF2	Vannmengdemåler for kommunen

4.3 Målenøyaktighet

For å kunne beregne måleavvik er det viktig å se på nøyaktigheten til måleutstyret. I Tabell 4.4 fremkommer målenøyaktigheten ved måleinstrumentene installert ved Swecobygget.

Tabell 4.4 Målenøyaktighet for måleinstrumenter (Honeywell Inc, 2016; Kamstrup A/S, 2012, 2015, 2018; Pro dual, 2010; Scandinavian Electric AS, 2013).

Måleinstrument	ID	Type	Spesifikasjon	Nøyaktighet
Energimåler				
Termisk energimåler	OE	Kamstrup Multical 602	Utregnet, E_c	$\pm (0,15 + 2/\Delta\Theta^1) \%$
Temperatursensor i energimåler	OE _x – T1/T2	PT500	Sensor, E_T 0-180 °C	$\pm (0,4 + 4/\Delta\Theta) \%$
Volumstrømsmåler i energimåler	OEX-V	UltraFlow 54	$Q_p = 2.5 \text{ m}^3/\text{h}$ – 100 m^3/h	$\pm (1+0,01 \times Q_p/Q) \%$
Elektrisk energimåler	OE3	Scandinavian Electric CVM-MINI-HAR-RS485		0,5 % av full skala ± 1 siffer
Øvrig instrumentering				
Temperatursensor	RT	Honeywell VF20	0 °C	$\pm 0.3 \text{ K}$
Trykkdifferanse giver	RD	Pro dual VPEL		< 2,5 %
Strømningsmåler	RF	Kamstrup Multical 62		$\pm 2-5 \%$

5 Reguleringsstrategi

I dette kapittelet vil reguleringsstrategien for det termiske anlegget og undersystemene bli beskrevet.

5.1 Generell reguleringsstrategi

På fordampersiden (kald side) skal varmepumpen/kjølemaskinen gå med funksjon for sugetrykksbegrensning slik at temperaturen ut ikke blir lavere enn 3 °C. Dette er fordi det brukes vann som væske i brønnsystemet, og for å unngå utfrysning av vannet i brønnene bør ikke temperaturen underskride 3 °C (Sweco Norge AS, 2015). Sugetrykksbegrensningen foregår internt i varmepumpen hvor den sørger for at trykket på den kalde siden ikke blir for lavt, med følgende for lav temperatur, ved å begrense pådraget på varmepumpe/kjølemaskinen etter dette (Vårdal, 2019).

Anlegget reguleres ut ifra tre ulike driftsmoduser:

- Overordnet varmedrift
- Frikjøling
- Overordnet kjøledrift

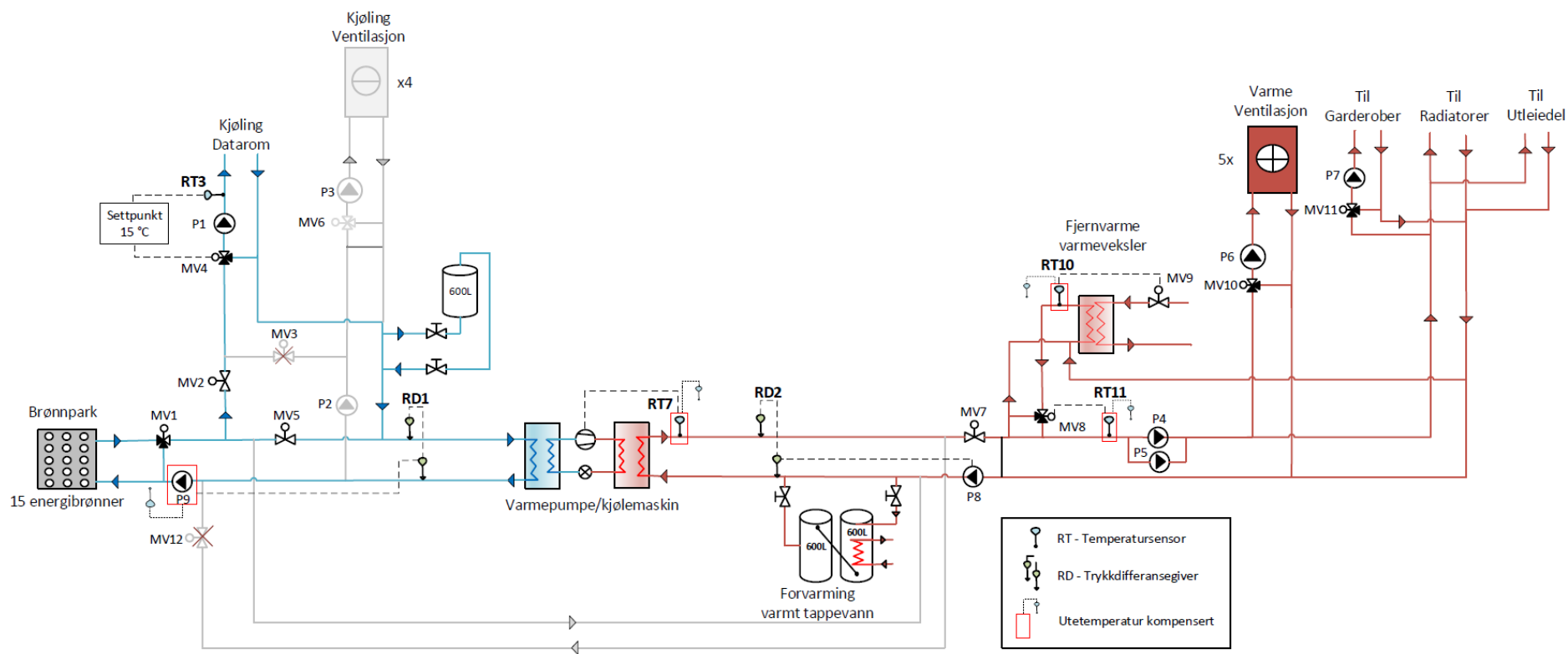
5.1.1 Overordnet varmedrift

Systemet starter i varmepumpedrift (Sweco Norge AS, 2015) og ved overordnet varmebehov i bygget er anlegget i varmedriftsmodus. Ved overordnet varmebehov er det ikke behov for ventilasjonskjøling. Vannet fra utløpet av fordamperen går ned i energibrønnene hvor temperaturen på vannet øker. Deretter går noe av vannet gjennom kretsen for datakjøling hvor det kjøler ned datarommet og hvor temperaturen på vannet øker ytterligere, mens resten av vannet går rett mot fordamperen. I fordamperen vil arbeidsmediet bli varmet opp av vannet som sirkulerer gjennom fordamperen og gå videre i varmepumpekretsen. Kompressoren reguleres ut ifra ønsket temperatur ut fra kondensatoren som er utetemperatur-kompensert. En ventil ved kretsen mot fjernvarme varmeveksleren reguleres etter ønsket turtemperatur for varmeanlegget som også er utetemperatur-kompensert. Fjernvarme bidrar til å varme opp vannet ytterligere ved behov og skal reguleres slik at det kun benyttes spisslast når varmepumpen ikke klarer å opprettholde settpunktstemperatur i varmesystemet. Varmelegget dekker varme til ventilasjonsluften, gulvvarme i garderober, radiatorer i kontorene, radiatorer i utleiedelen og ettervarming av varmt tappevann. Kretsen for varmeavgivelse til brønnene er stengt.

Figur 5.1 illustrerer hvordan anlegget driftes og hvilke komponenter som er relevante for reguleringen i varmedrift. Følgende sekvens skal gå:

1. Ventil MV12 stenges
2. Ventil MV5 åpnes
3. Ventil MV1 åpnes mot brønnenparken
4. Ventil MV3 stenges
5. Ventil MV2 åpnes
6. Ventil MV4 stenges mot primærsiden
7. Ventil MV7 åpnes
8. Pause avhengig av produktenes gangtid
9. Pumpe P1, P5 og P8 starter
10. Pause på 30 sekunder
11. Varmepumpe/kjølemaskin får startsignal
12. Varmepumpe/kjølemaskin får signal om å regulere kompressorytelsen etter settpunkttemperatur ut på varm side (temperatursensor RT7)
13. Pumpe P1 går med innebygget proposjonaltrykkregulering.
14. Frekvensomformer (turtallsregulering) benyttes ved innregulering for å unngå unødvendig struping

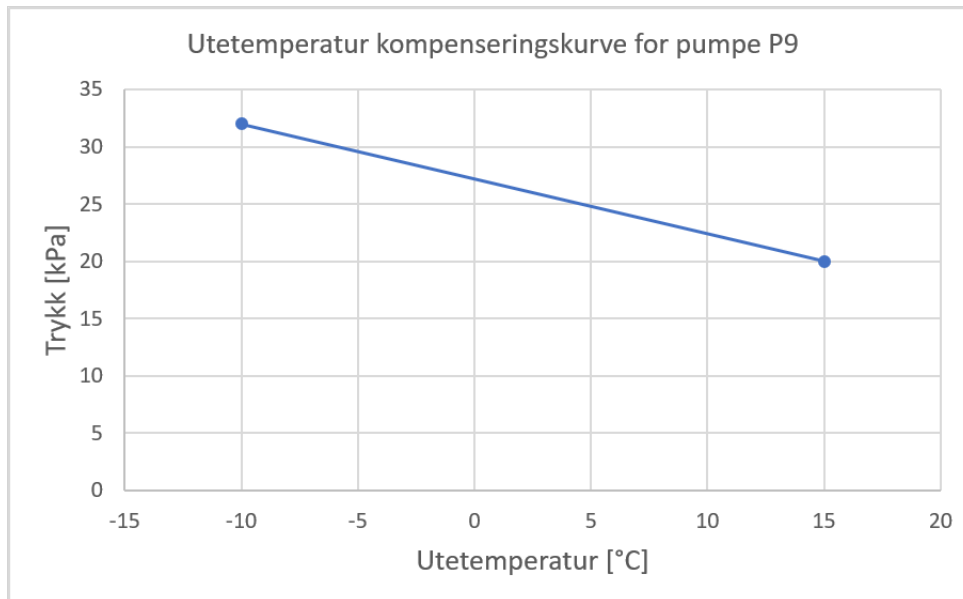
Treveis blandeventil MV4 skal regulere etter RT3, hvor temperaturen skal holdes konstant på 15 °C.



Figur 5.1 Prinsippkisse av det termiske energisystemet i overordnet varmedrift.

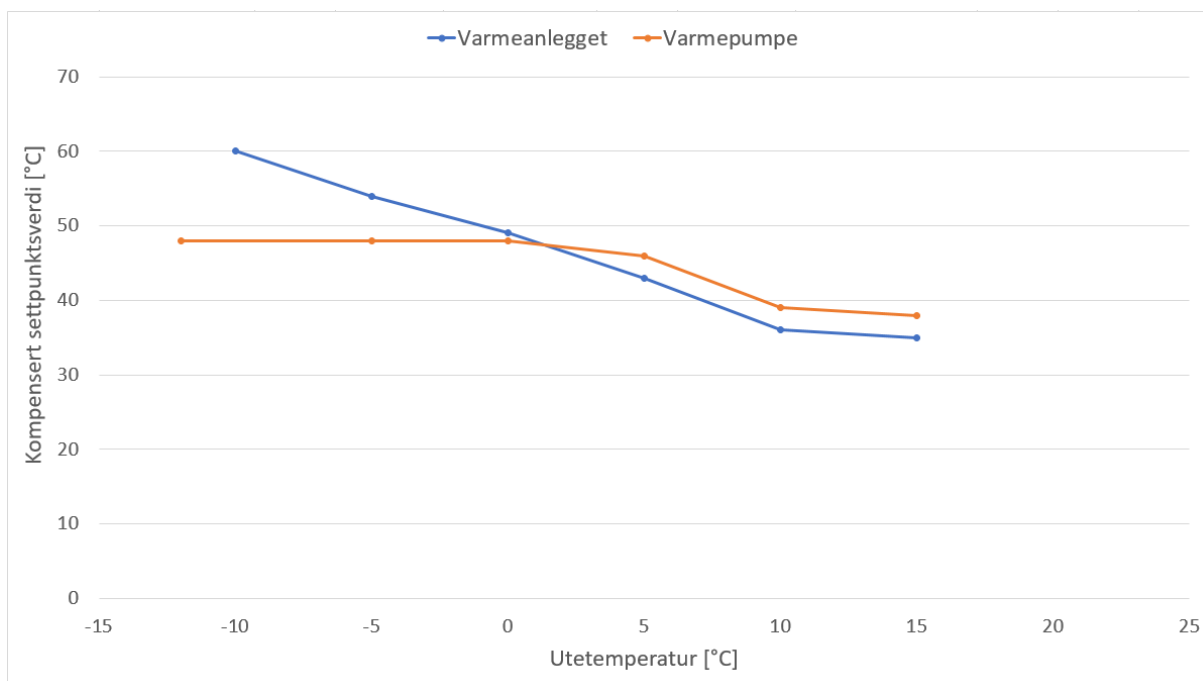
For å sørge for konstant vannmengde over kondensatoren reguleres pådraget på pumpe P8 etter differansetrykk RD2, da lik trykkdifferanse på tur- og returrørene til kondensatoren vil tilsvare lik vannmengde. Settpunktet er utekompensert og er satt til 2,5 kPa.

Pådrag for pumpe P9 mot brønnparken reguleres etter differansetrykk RD1. Settpunktet er utekompensert for å spare pumpeenergi når varmeeffektbehovet er lavt. Den utekompenserte kurven fremkommer i Figur 5.2.



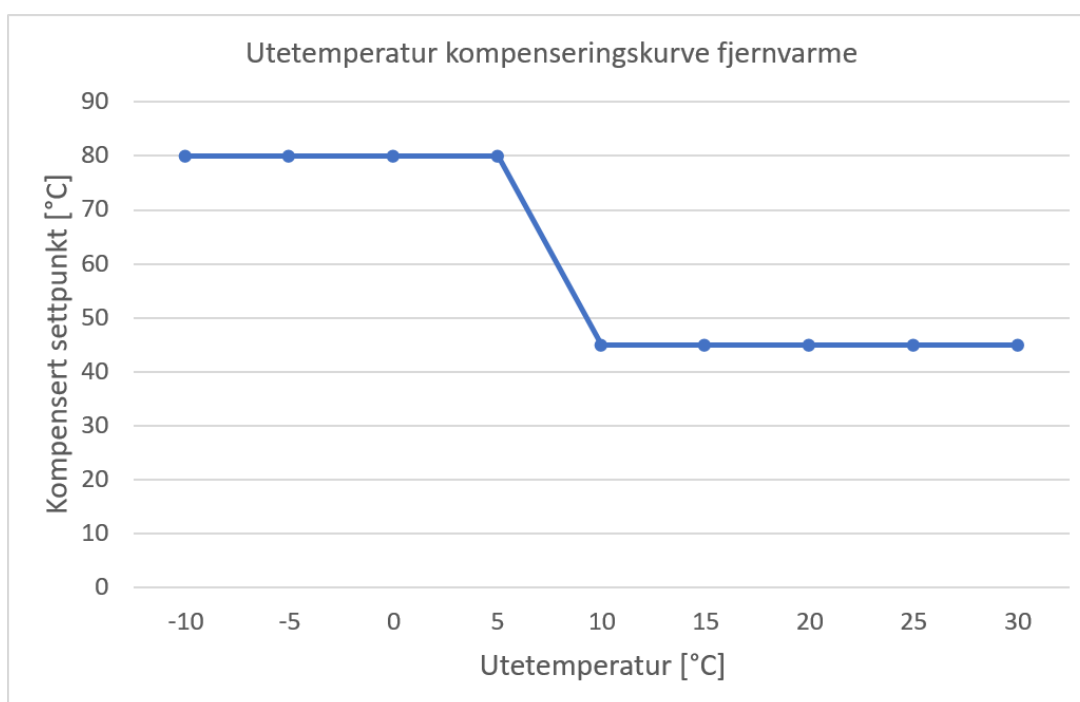
Figur 5.2 Utetemperatur kompenseringsskurve for pumpe P9 mot brønnparken.

Varmepumpe/kjølemaskinen ytelse reguleres av innebygget automatikk, temperaturføler RT7 fra Figur 5.1, ut fra signal om ønsket temperatur som er satt i SD-anlegget. Temperaturen er utetemperatur-kompensert og koblet til kurven for varmeanlegget, men er 3 °C høyere og har en begrensning på 48 °C. Årsaken til at den er satt 3 °C høyere er for å ha en margin så ikke fjernvarmen kobles inn for tidlig grunnet feil temperaturmåling. Ventil MV8 reguleres slik at RT11 er lik ønsket turtemperatur for varmeanlegget (Sweco Norge AS, 2015). Utetemperatur kompenserte kurvene for varmpumpen og varmeanlegget fremkommer i Figur 5.3.



Figur 5.3 Utetemperatur kompenseringskurve for varmepumpen ved Swecobygget i varmedrift.

Fra Swecobygget sendes det signal til leverandøren av fjernvarmeanlegget (BKK) om ønsket temperatur på fjernvarmen, RT10. Signalet fra Sweco skal være utetemperatur-kompensert. Kurven er presentert i Figur 5.4. Hvis varmepumpen slås av skal signalet ligge inne på 80 °C, og når varmepumpen går på igjen skal signalet automatisk gå tilbake til den utetemperatur-kompenserte kurven (Sweco Norge AS, 2015).



Figur 5.4 Utetemperatur kompenseringskurve for fjernvarmeanlegget.

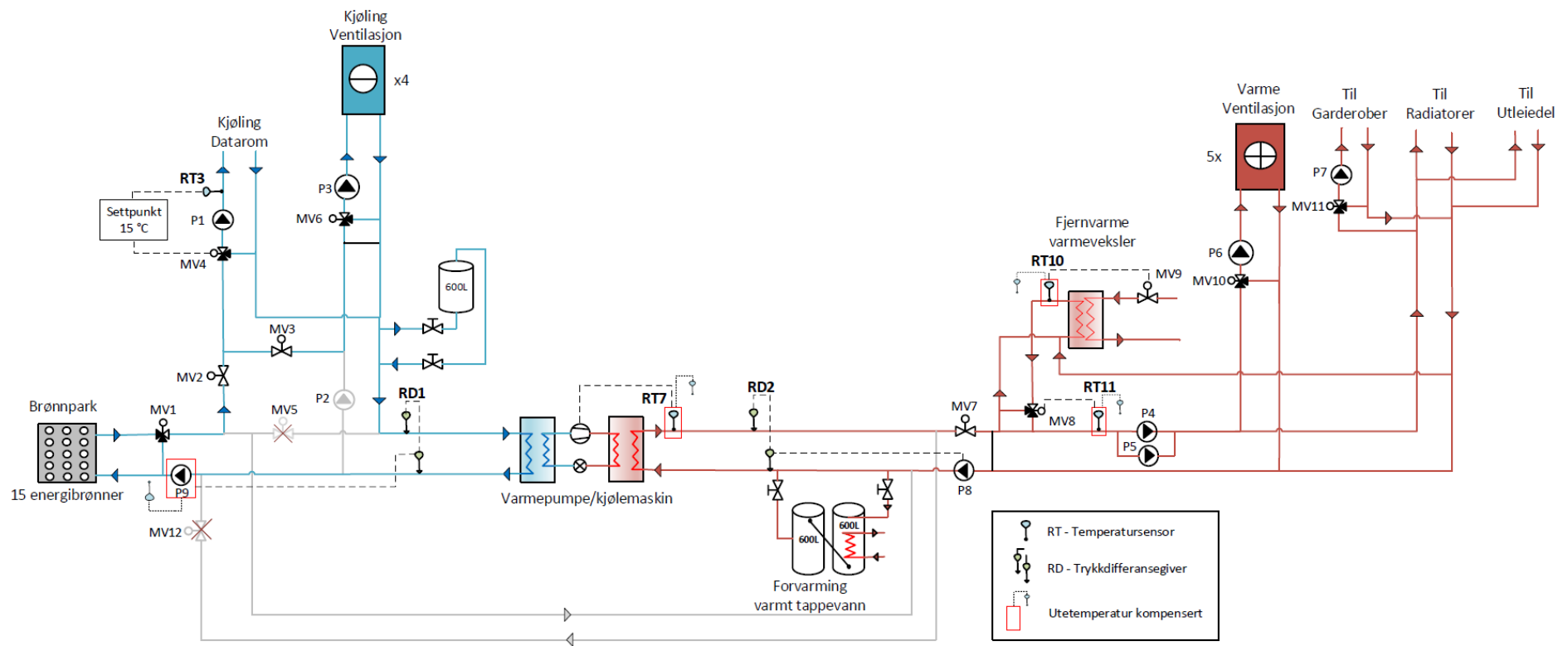
5.1.2 Frikjøling

Når utetemperaturen er høyere enn 15 °C skal systemet åpne for frikjøling. Bygget har nå et moderat klimakjølebehov foruten behovet for dataromkjøling som er tilnærmet konstant. En ventil mot kretsen for ventilasjonskjøling åpnes derfor opp slik at vannet fra brønnparken også kan strømme inn på kjølebatteriene i ventilasjonsaggregatene, og ventilen som går direkte mot fordampere stenges. Alt vannet fra brønnparken sirkulerer dermed gjennom kjølekretsen og temperaturen før fordampere vil dermed øke ytterligere. Noe av vannet fra brønnparken sirkulerer mot datakjølingsystemet og noe mot ventilasjonskjøling. Returvannet fra kjølekretsen samles før det går inn på fordampere.

Figur 5.5 illustrerer hvordan anlegget driftes i frikjølemodus. Følgende sekvens skal gå:

1. Ventil MV3 åpnes
2. Pause tilpasset gangtid
3. Ventil MV5 stenges

Koblingsdifferansen er 2 °C for at anlegget ikke skal koble inn og ut av frikjølingsmodus ved små temperaturforandringer. Systemet vil gå tilbake til varmedrift når utetemperaturen synker til 13 °C (Sweco Norge AS, 2015).



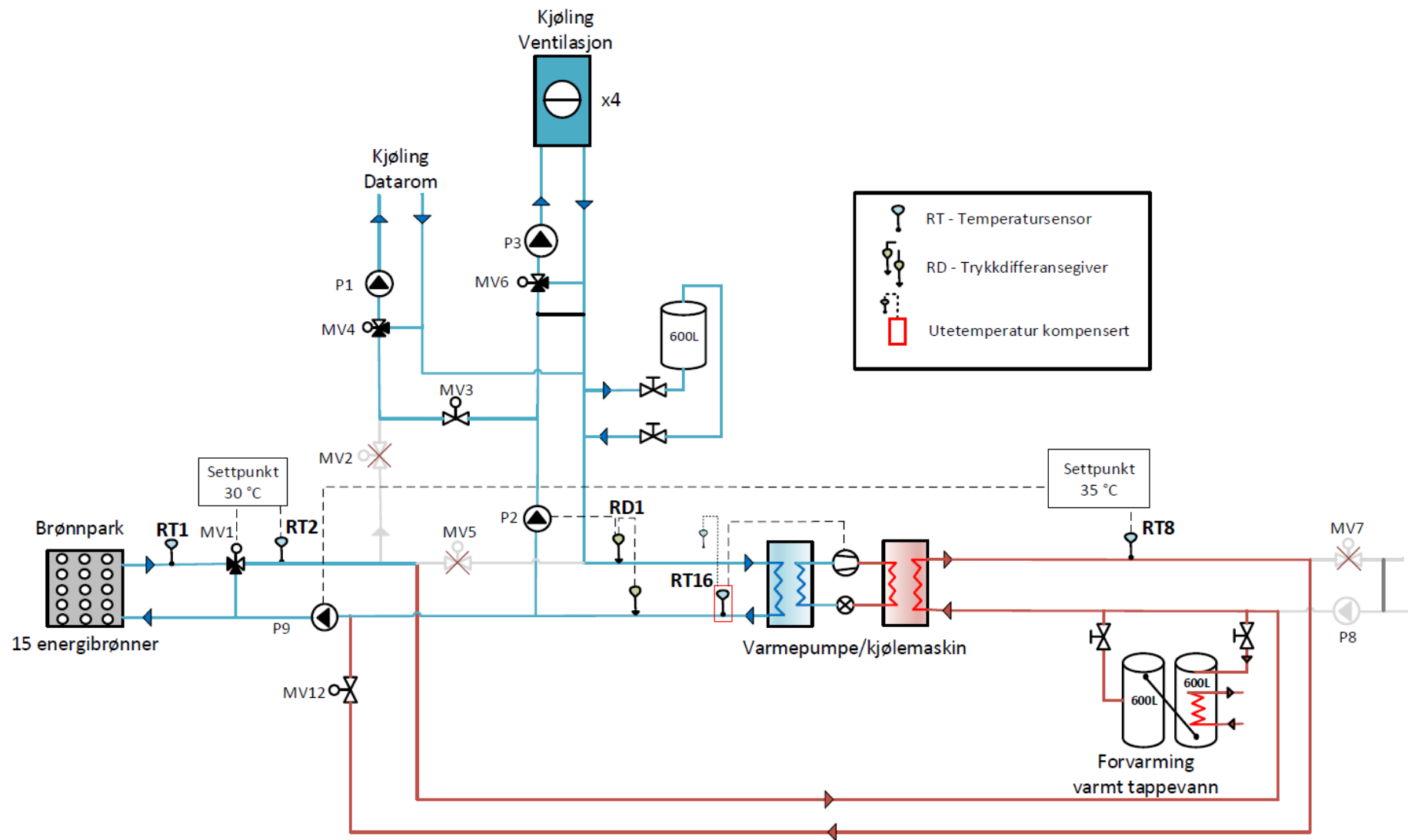
Figur 5.5 Prinsippskisse av det termiske energisystemet i frikjølemodus.

5.1.3 Overordnet kjøle-drift

Når returtemperaturen fra brønnparken overstiger 15 °C går systemet over i overordnet kjøle-drift (Sweco Norge AS, 2015). Kjølebehovet kan ikke lenger dekkes med frikjøling mot brønnparken lenger og byggets kjølebehov er større enn varmebehovet. Pumpen mot kjøle-kretsen for ventilasjonsaggregatene starter, mens pumpen mot brønnparken reguleres ned til minimum pådrag. Ventilen for avgivelse av varme i brønnparken åpner, før ventilen mot data-kjølesystemet stenges. Dette skaper en nesten lukket kjølekrets på fordampersiden som ikke er tilknyttet energibrønnene. Varmepumpe/kjølemaskinen regulerer nå kompressoren etter ønsket temperatur ut på kald side. Ventilen mot varmekretsen stenges, og varme på kondensatorsiden avgis i energibrønnene.

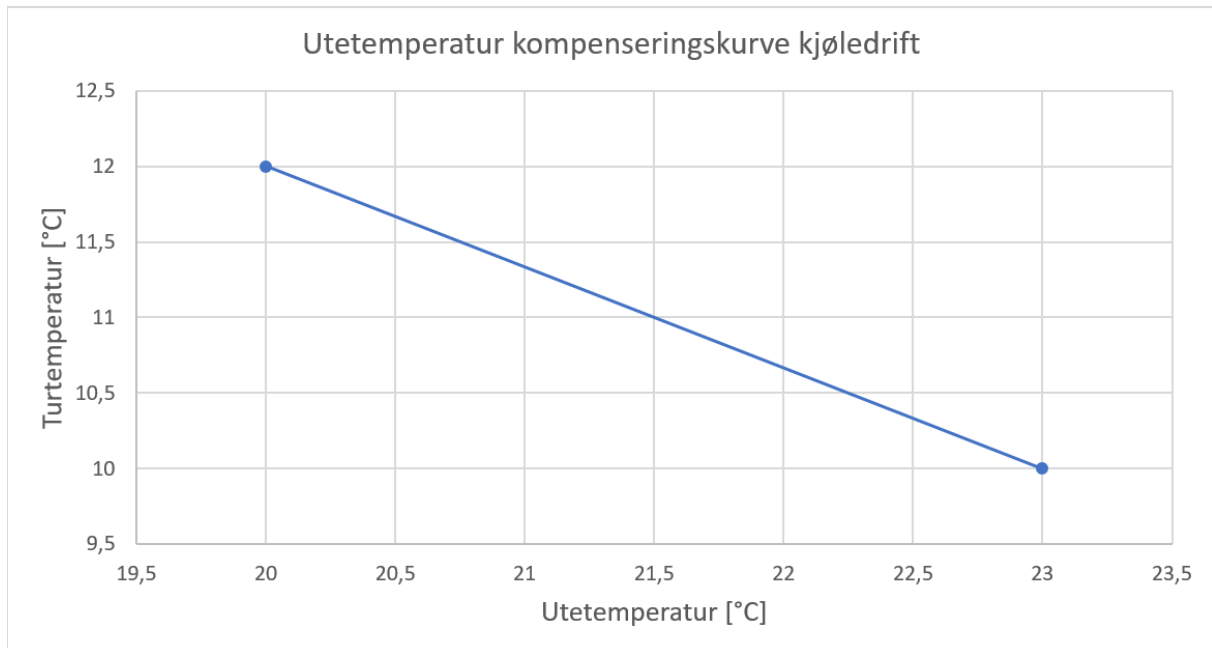
Figur 5.6 illustrerer hvordan anlegget driftes i kjølemodus. Dette foregår følgende:

1. Temperatursensor RT1 måler over 15 °C
2. Pumpe P2 starter og regulerer etter å holde 20 kPa over RD1
3. Pumpe P9 reguleres ned til minimum pådrag
4. Ventil MV1 stenger løpet mot brønnparken og regulerer etter å holde temperatur RT2 lik 30 °C
5. Ventil MV12 åpner
6. Pause tilpasset gangtid
7. Ventil MV2 stenges
8. Varmepumpe/kjølemaskinen får signal om å regulere kompressorytelsen etter temperatur på kald side, RT16
9. Pumpe P9 regulerer etter å holde temperatur RT8 lik 35 °C, men mellom min/maks pådrag (min = 2 l/s, maks = 8 l/s)
10. Pumpe P8 slås av
11. Ventil MV7 stenges



Figur 5.6 Prinsippskisse av det termiske energisystemet i overordnet kjøledrift.

I kjøle drift kjøres varmepumpe/kjølemaskinen etter utetemperatur-kompensert kurve presentert i Figur 5.7.

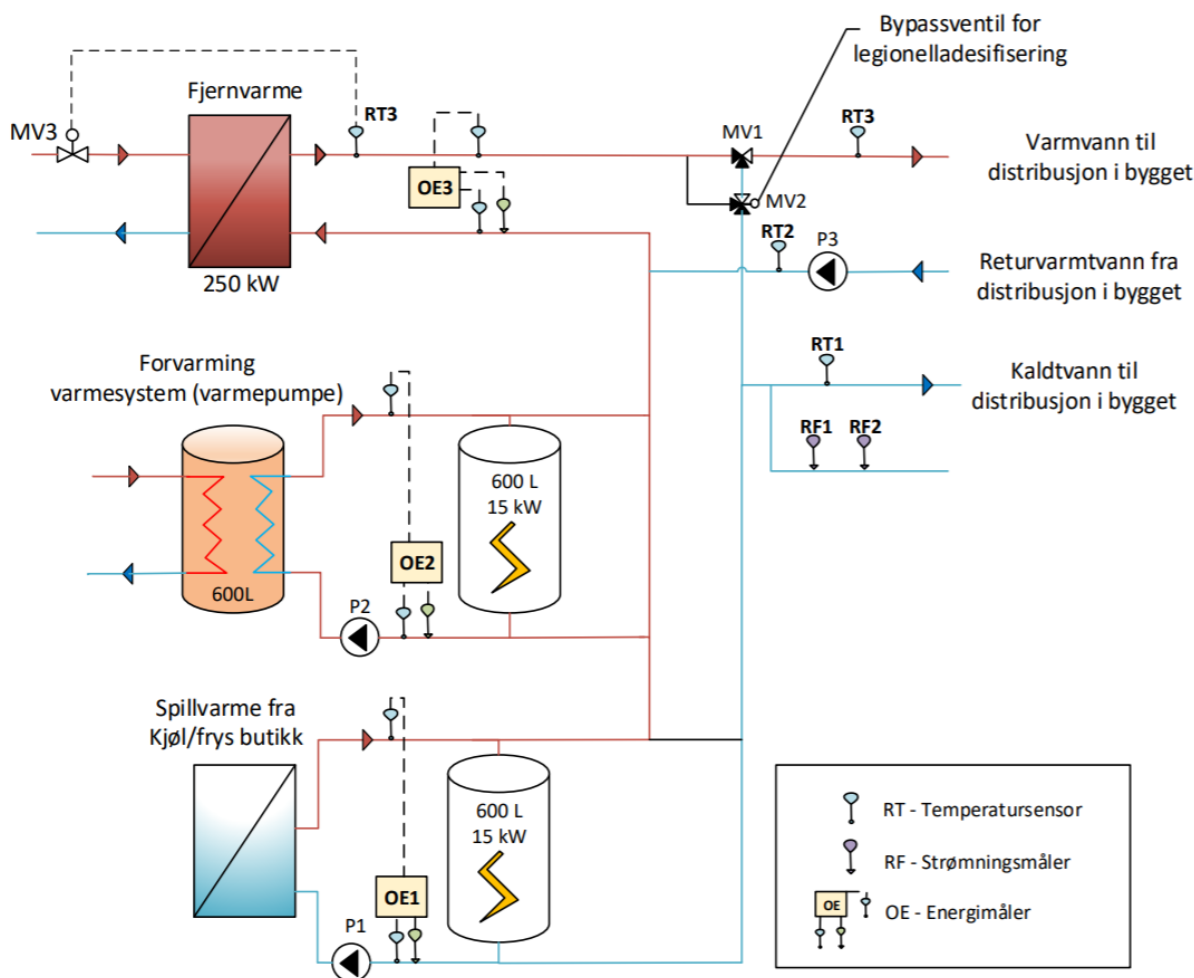


Figur 5.7 Utetemperatur kompenseringsskurve ved kjøle drift for kjølemaskinen.

Maskinen kjøres i overordnet kjøle drift frem til det registreres varmebehov i bygget. Når RT1 er lavere enn 14 °C og utetemperaturen har vært lavere enn 12 °C sammenhengende i mer enn 1 time inneværende døgn, og utetemperaturen har vært lavere enn 12 °C sammenhengende i mer enn 4 timer det foregående døgn, skal systemet gå over i varmepumpedrift. Systemet slås da av og går på igjen i normal oppstartssekvens, overordnet varmedrift, som beskrevet i kapittel 5.1.1 (Sweco Norge AS, 2015).

5.2 Regulering av tappevannsanlegget

Figur 5.8 illustrerer relevant utstyr for regulering av tappevannsanlegget.



Figur 5.8 Prinsippskisse for regulering av system for tappevannsoppvarming.

Temperatur sensor RT3 styres fra BKK sitt system etter ønsket temperatur, i utgangspunktet settes denne til 60 °C. Ventil MV1 er en mekanisk blandeventil som settes til å holde maks 70 °C. Ventil MV2 er stengt mot varmtvannsforsyningen og åpent mot kaldtvannssiden. Pumpe P2 går med konstant vannmengde slik at det konstant sirkulerer 0,05 l/s. Dersom energimåler OE2 måler negativ effekt sammenhengende i mer enn 15 sekunder skal pumpe P2 stanse i 15 minutter før den starter igjen. Det samme gjelder for pumpe P1 og energimåler OE1.

Pumpe P3 går med konstant vannmengde slik at det konstant sirkulerer 0,09 l/s.

5.2.1 Regulering ved legionellaspyling

Pumpe P1 og pumpe P2 skal stanse. Det settes strøm på begge el-varmeelementene i buffer-tankene hvor den interne termostaten er satt til 80 °C. Dette foregår i 2,5 timer, da det tar 2,3 timer før vannet i tankene har nådd 80 °C. Deretter starter pumpe P3. Signal sendes til BKK om at temperatur RT3 nå skal være 85 °C. Ventil MV2 åpner løpet mot varm side og stenger

løpet mot kald side. Dusjssystemer får beskjed om at legionellaspyling kan starte. Etter 25 minutter starter pumpe P1 og pumpe P2. Pumpene går i 5 minutter. Deretter avsluttes legionellaspylingssekvensen og systemet går tilbake til vanlig drift som beskrevet i kapittel 5.2.

6 Prosessbeskrivelse og kvalitetssikring

I dette kapitlet vil prosessen for hvordan resultatene i oppgaven er blitt funnet bli beskrevet. I tillegg vil det bli diskutert om data som er brukt i analysen er kvalitetssikker.

Energisystemene i Swecobygget er velinstrumentert ettersom at bygget er BREEAM Excellent klassifisert. Klassifiseringen stiller krav til antall målepunkter og plassering av disse. Dette gir et godt grunnlag for å overvåke energibruken og til å avdekke eventuell feildrift av anlegget. Det kan også være noe problematisk med flere målepunkter da det gjør det vanskeligere å ha oversikt over at målere er operative og uten feilmålinger.

6.1 Prosessbeskrivelse

Det er gitt tilgang til både EOS-system og SD-anlegg for å utføre analysene i oppgaven, men SD-anlegget er hovedsakelig blitt brukt. Måledata er innhentet fra året 2018.

Delene av analysen som inneholder sammenligning av prosjekterte og målte verdier vil kun gjelde for Sweco sin del av bygget.

6.1.1 Fremgangsmetode ved databehandling

Måledata er stort sett hentet ut fra SD-anlegget ubehandlet. På denne måten vil feilmålinger og variasjoner i måledata enkelt bli oppdaget. Excel er blitt benyttet for å behandle data, fjerne feilmålinger og til å utføre enkle beregninger. I tillegg er Excel benyttet til å fremstille måleresultater grafisk.

6.2 Kvalitetssikring

6.2.1 Måleoppløsning

En del av energimålerne måler i MWh og ikke i kWh. Data fremkommer i SD-anlegget i kWh, men måleren loggfører målingen i MWh. Dette gjør at måleren ikke registrerer noe energiforbruk før det har samlet seg opp til å bli 0,1 MWh. Måledata for energiforbruk er loggført per time. Dette gjør at det av og til vil sees energitopper hvor verdiene er flat på 0 kWh i flere timer, før den plutselig hopper opp 10 kWh. Dette gjør det vanskelig å avgjøre akkurat hvordan energiforbruket varierer i løpet av en periode.

6.2.2 Måleusikkerhet

Temperatursensorene av typen Honeywell VF20, som er installert i målesystemet har en svært stor måleusikkerhet på ± 0.3 K. Dette gjør at måledata hentet fra disse med stor sannsynlighet inneholder betydelig målefeil. På grunnlag av dette er det i de fleste tilfeller blitt utnyttet måledata fra temperatursensorene i energimålerne, men ved noen av analysene har dette ikke vært mulig. Dette vil bli kommentert under analysene hvor disse temperaturfølerne er blitt brukt.

I analysen av temperaturene i brønnparken måtte temperatursensorene med stor måleusikkerhet bli benyttet da det ikke er noen andre måleinstrumenter tilgjengelig for denne analysen.

6.2.3 Feilmålinger

Det er blitt oppdaget feilmålinger ved følgende målere og følgende datoer:

- 14. oktober 2018 mangler det måledata for alle målere.
- Temperaturføler RT1 målte feil fra 1. januar til 29. mars 2018.
- Temperatursensor RT15 målte feil fra 21. november 2018. Feil er meldt fra til driftspersonell og ble rettet opp i 2 mai 2019.
- Turtemperatursensorene i energimåler OE4 målte flere ganger 0 °C i løpet av måneden hele 2018. Dette er feilmålinger.
- Temperatursensor RT15 målte feil i januar og juli 2017.

Feilmålingene er blitt fjernet fra resultatene eller vil bli informert om ved fremstillingen av resultatene.

7 Analyser

Dette kapittelet inneholder analyser som er utført på anlegget. Hoveddelene av analysen omhandler:

1. Varme- og kjølebehov
2. Varmeanlegget
3. Varmepumpe/kjølemaskin
4. Brønnpark
5. Systemutforming

7.1 Varme- og kjølebehov

Bakgrunnen for utformingen og dimensjoneringen av det termiske energisystemet er varme- og kjølebehovet til bygget. For å undersøke om utformingen og dimensjoneringen av anlegget er korrekt er det reelle forbruket blitt sammenlignet med det prosjekterte forbruket.

Flere analysemetoder er blitt brukt for å sammenligne reelt og beregnet effekt- og energibehov for oppvarming og kjøling. De er som følger:

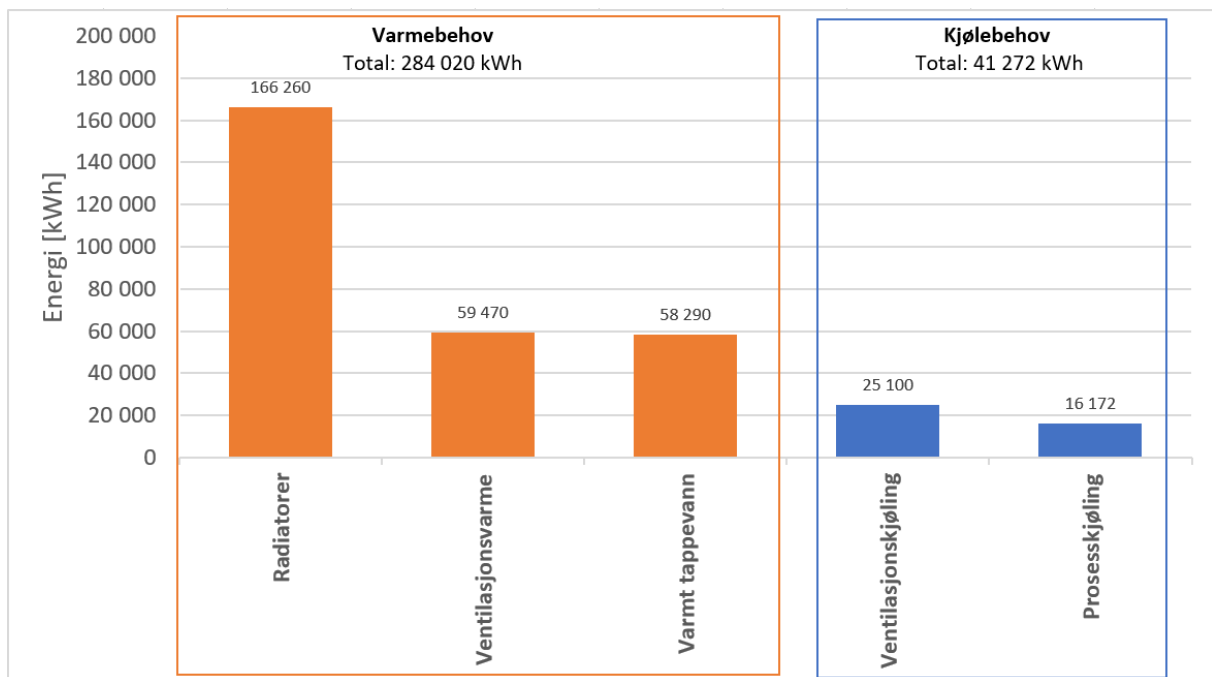
1. Innsamling av data for årlig varme- og kjølebehov.
2. Normalårskorrigerings av målt energibehov for ventilasjonsvarme og romoppvarming på månedsbasis, sammenlignet med beregnet energibruk i SIMIEN.
3. Analyse av oppvarmingsbehov for varmt tappevann
4. Sammenligning av målt kjølebehov med prosjektert kjølebehov.

7.1.1 Årlig varme- og kjølebehov

Data for totalt årlig varme- og kjøleleveranse for året 2018 er blitt hentet inn fra SD-anlegget. Resultatet er fremstilt i Tabell 7.1 og illustrert i Figur 7.1 og gjelder for Swecos kontordel. Verdiene er hentet ut direkte fra SD-anlegget, slik at klimaavhengig varmeleveranse ikke er normalårskorrigert i denne presentasjonen.

Tabell 7.1 Varme- og kjøleleveranse 2018.

Måler	Beskrivelse	Energi [kWh/år]	Spesifikk energi [kWh/(m ² ·år)]
OE7	Radiatorer	166 260	23,6
OE6	Ventilasjonsvarme	59 470	8,4
	Oppvarming tappevann	58 290	8,3
	Total varmeleveranse	284 020	40,3
OE2	Ventilasjonskjøling	25 100	3,6
OE1	Prosesskjøling (datakjøling)	16 172	2,3
	Total kjøleleveranse	41 272	5,9



Figur 7.1 Fordeling av årlig forbruk av varme og kjøling.

Det totale kjølebehovet er betydelig lavere enn det totale varmebehovet. Dette er motsatt av hva som var antatt under prosjektering hvor kjølebehovet var antatt å være størst.

7.1.2 Normalårskorrigering av varmebehov

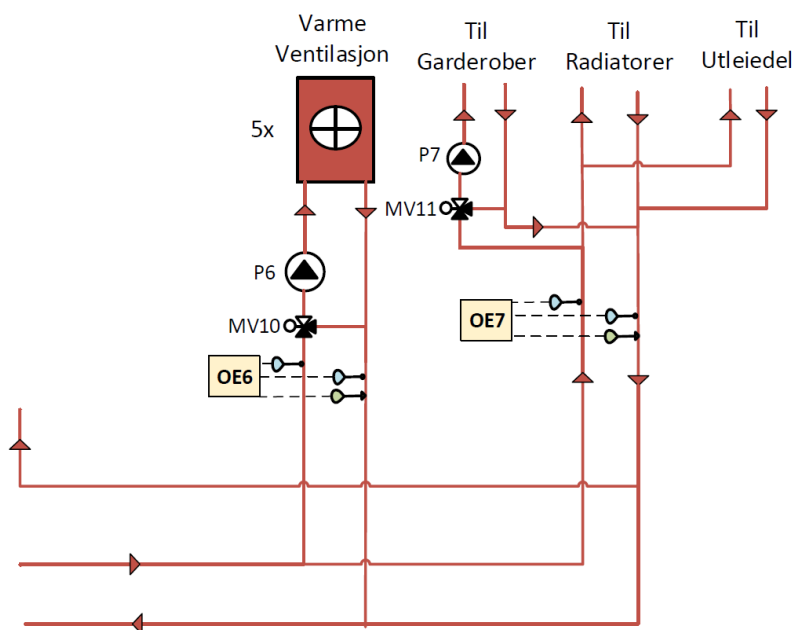
I kapittel 7.1.1 er det blitt avdekket at varmebehovet til bygget er høyt. I dette kapittelet skal dette analyseres ytterligere. I analysen er følgende data benyttet:

- Prosjekterte verdier fra årssimulering utført i SIMIEN (Sweco Norge As, 2014)
- Målt varmebehov fra SD-anlegget for energimålere i Tabell 7.2 og Figur 7.2.

Tabell 7.2 Energimåler for klimaavhengig energibruk.

ID	Beskrivelse
OE6	Ventilasjonsvarme
OE7	Radiatorer

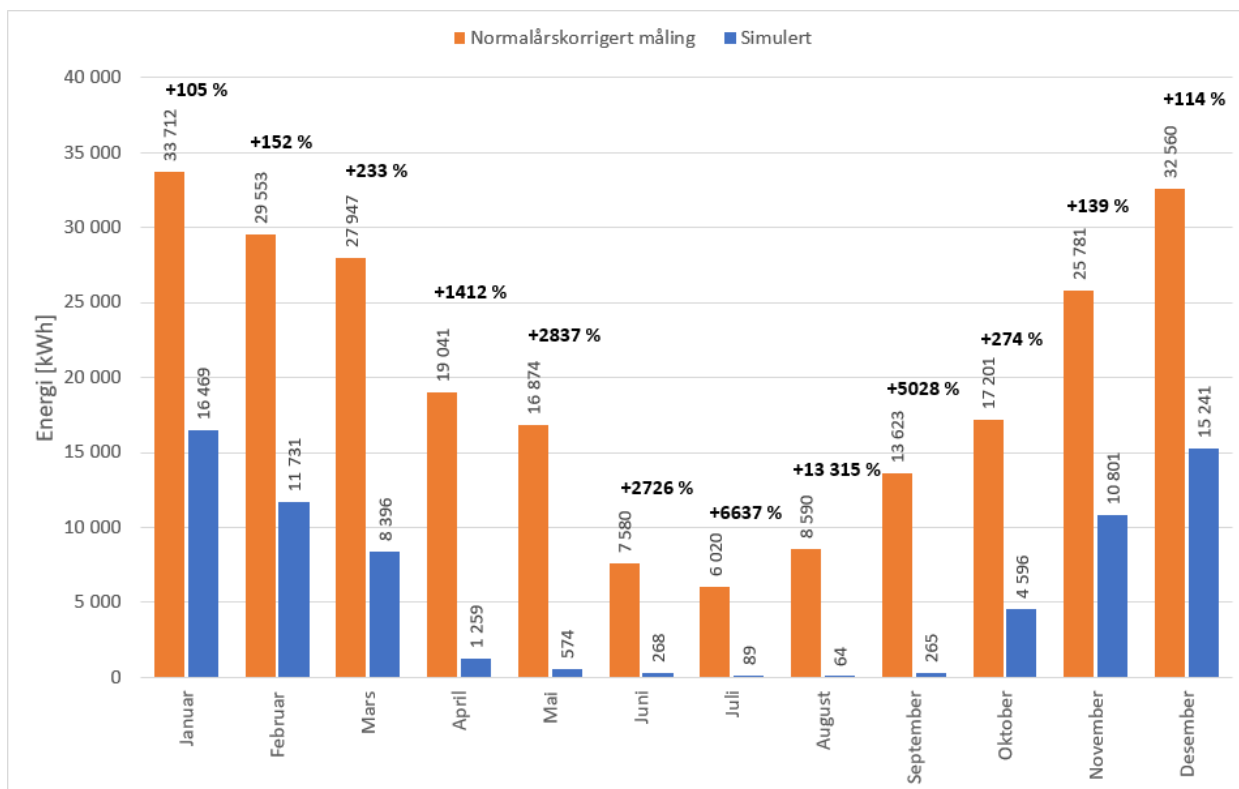
Energipostene ventilasjonsvarme og varme til radiatorer er laster som varierer med klimaet. For å kunne sammenligne disse postene mest mulig korrekt med beregnede verdier er disse blitt normalårskorrigert. Dette fordi klimaet for året som er blitt målt kan ha vært kaldere eller varmere enn et normalår. Normalårskorrigering gjøres ved å bruke graddagstall. Graddagstallet for 2018 er blitt hentet fra Enova (Enova SF, 2018). For detaljer vedrørende beregningen av graddagstallet se Vedlegg D. Varmebehov i juni, juli og august er ikke normalårskorrigert da dette vanligvis er måneder uten varmebehov. Resultatet er fremvist i Tabell 7.3 og illustrert i Figur 7.3.



Figur 7.2 Oversikt over energimålere for klimaavhengig varmebehov.

Tabell 7.3 Normalårskorrigert klimaavhengig varmebehov.

Måned	$\frac{GDT_{normal\bar{a}r}}{GDT_{2018}}$	Målt varmebehov [kWh]	Korrigert varmebehov [kWh]	Simulert varmebehov [kWh]	Avvik [kWh]	Avvik [%]
Januar	1,03	32 600	33 712	16 469	17 243	+105 %
Februar	0,96	30 790	29 553	11 731	17 822	+152 %
Mars	0,85	32 900	27 847	8396	19 551	+233 %
April	1,07	17 750	19 041	1259	17 782	+1412 %
Mai	1,84	9160	16 874	574	16 299	+2837 %
Juni	-	7580	7580	268	7312	+2726 %
Juli	-	6020	6920	89	5931	+6637 %
August	-	8590	8590	64	8526	+13 315 %
September	1,12	12 150	13 623	265	13 358	+5038 %
Oktober	1,02	16 850	17 201	4596	12 605	+274 %
November	1,17	22 050	25 781	10 801	14 980	+139 %
Desember	1,11	29 290	32 560	15 241	17 319	+114 %
Totalt		225 730	238 481	69 754	168 727	+242 %



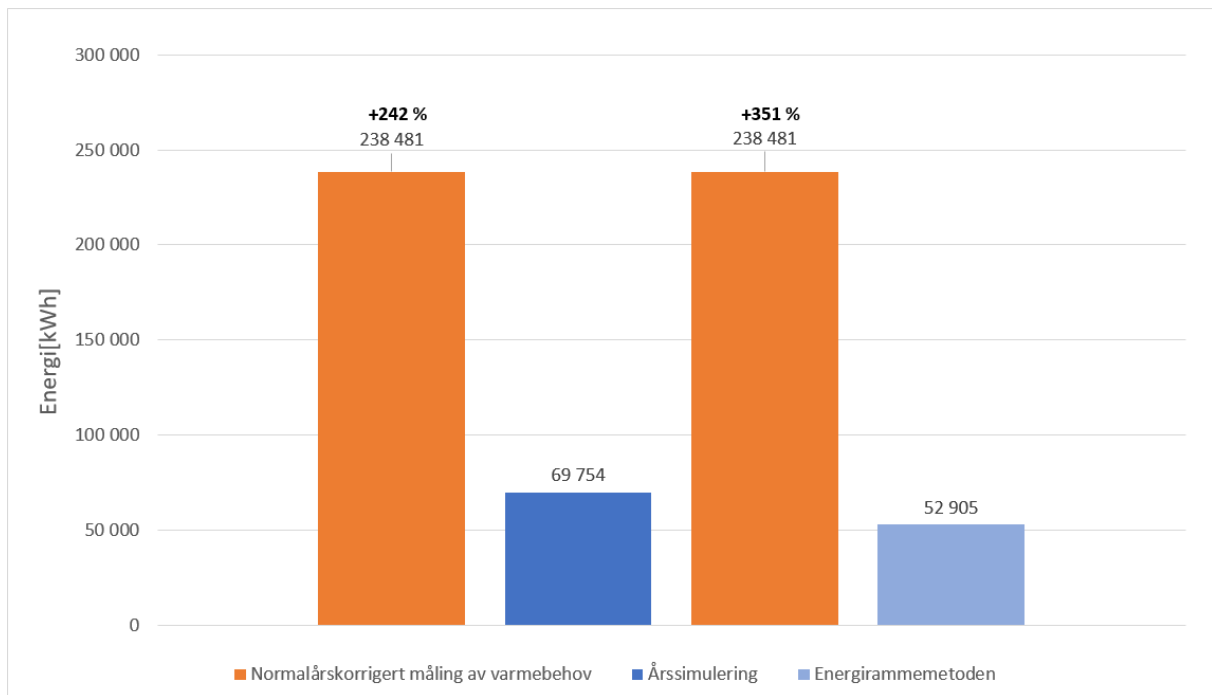
Figur 7.3 Sammenligning av målt (normalårskorrigert) og simulert varmebehov for året 2018.

Jevnt over er avviket mellom målt og simulert varmebehov veldig høyt. Totalt avvik ligger på hele 242 %. De største avvikene fremkommer i løpet av perioden april til september, med det desidert høyeste avviket målt i august på 13 315 %. Det er derfor blitt undersøkt ytterligere hvorfor varmebehovet er så signifikant i løpet av sommermånedene i kapittel 7.1.5.

Det totale normalårskorrigerte varmebehovet er sammenlignet med to ulike prosjekterte verdier; verdier fra årssimulering og energigramme metoden. Data for årssimulering er hentet direkte fra SIMIEN, mens data for energigramme metoden er utregnet basert på verdier fra passivhus evaluering utført i SIMIEN. Beregning av dette kan sees i Vedlegg A. Resultatet av sammenligningen kommer frem i Tabell 7.4 og Figur 7.4.

Tabell 7.4 Normalårskorrigert klimaavhengig varmebehov sammenlignet med prosjekterte verdier.

	Simulert totalt varmebehov	Totalt normalårskorrigert klimaavhengig varmebehov	Avvik
Årssimulering	69 754 kWh	238 481 kWh	242 %
Energigrammemetoden	52 905 kWh	238 481 kWh	351 %



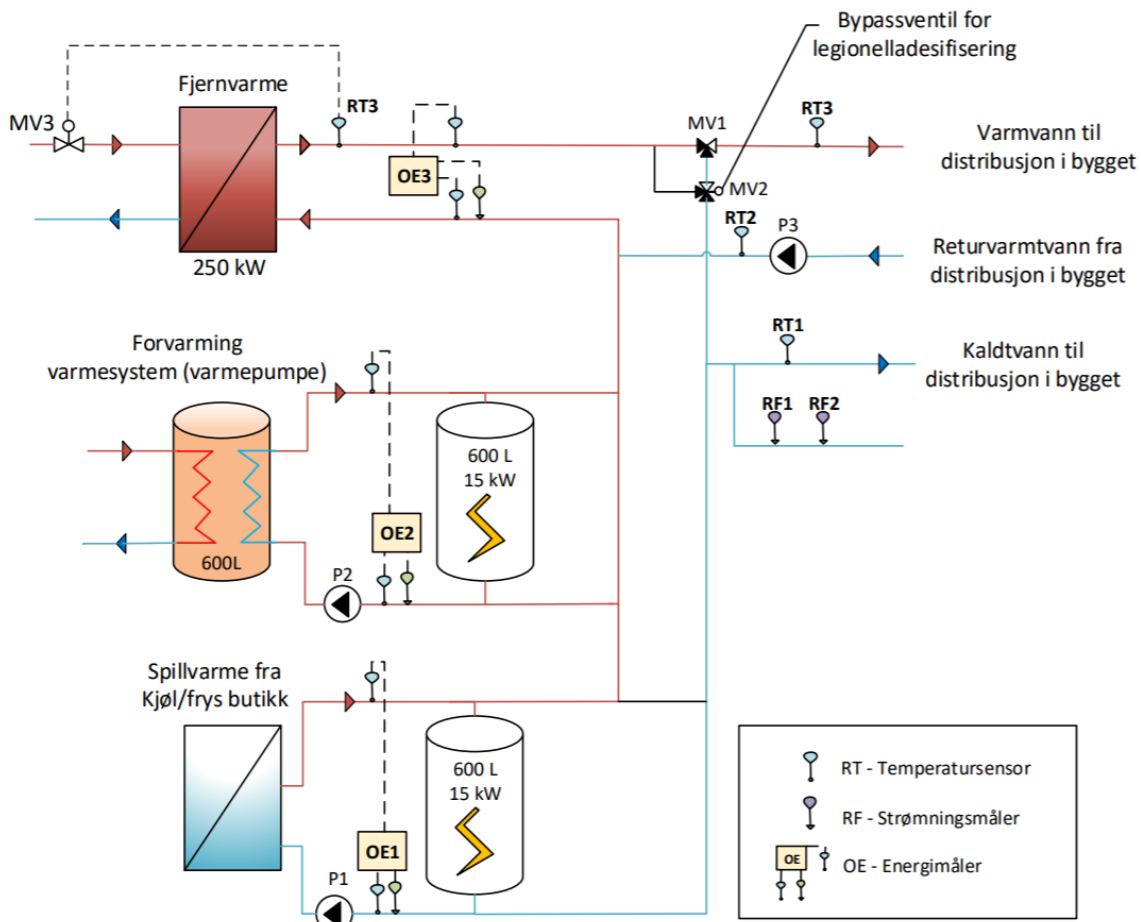
Figur 7.4 Sammenligning av målt (normalårskorrigert) og simulert varmebehov ved ulike energiberegnings metoder.

Det er mest nøyaktig å sammenligne med årssimuleringen da denne simuleringen benytter lokalt klima fra Bergen. Energirammemetoden benyttes ofte i forbindelse med prosjektering og er derfor tatt med i sammenligningen.

Målt varmebehov er betydelig høyere enn det som var prosjektert. Sammenlignet med verdier fra årssimuleringen er det målte varmebehovet 242 % høyere. Dette er et betydelig avvik som vil påvirke reguleringen av anlegget.

7.1.3 Oppvarming av varmt tappevann

Det store varmebehovet kan også skyldes varmtvannbehovet til bygget. I dette kapittelet analyseres behovet for oppvarming av varmt tappevann. I Figur 7.5 fremkommer energimålerne som er blitt brukt i denne analysen.

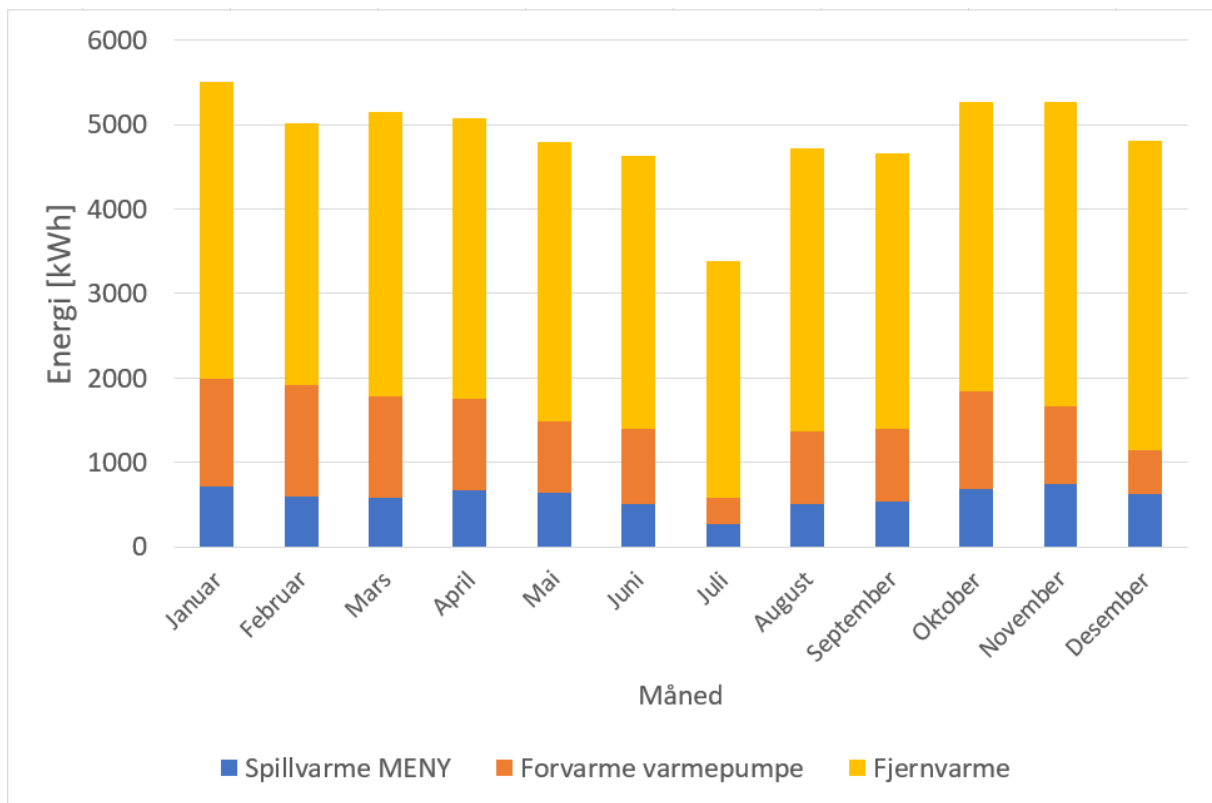


Figur 7.5 Energimålere i systemet for oppvarming av varmt tappevann.

Tabell 7.5 viser resultatet for målt forbruk for oppvarming av varmt tappevann. Resultatet er også illustrert i Figur 7.6.

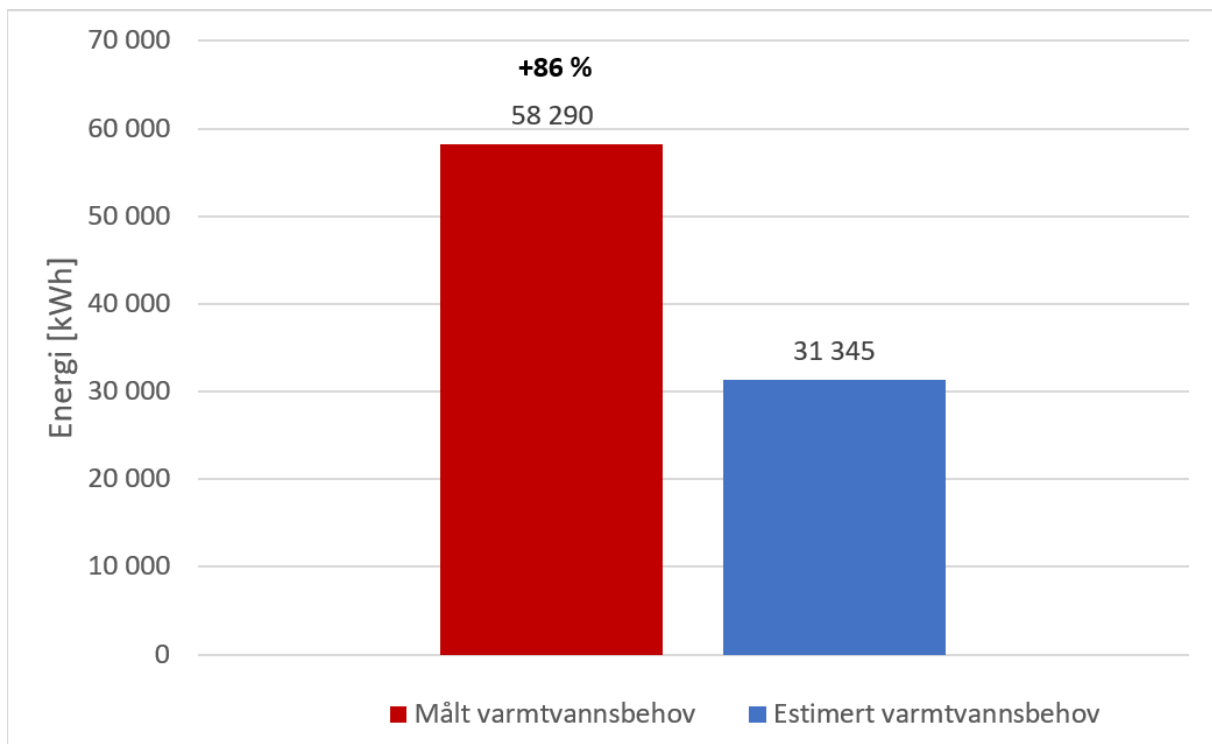
Tabell 7.5 Oppvarmingsbehov for varmt tappevann 2018. VP er forkortelse for varmepumpe.

Måned	Spillvarme MENY (OE1) [kWh]	Forvarme VP (OE2) [kWh]	Fjernvarme (OE3) [kWh]	Energi [kWh]
Januar	710	1285	3508	5503
Februar	593	1330	3100	5023
Mars	587	1200	3364	5151
April	669	1086	3314	5069
Mai	638	847	3315	4800
Juni	504	892	3234	4630
Juli	264	312	2811	3387
August	514	852	3354	4720
September	532	868	3261	4661
Oktober	680	1166	3429	5275
November	746	916	3602	5264
Desember	625	522	3660	4807
Totalt	7062	11 276	39 952	58 290



Figur 7.6 Månedsfordeling for oppvarming av varmt tappevann.

Det årlige varmebehovet til beredning av varmt tappevann er høyt til å være et kontorbygg. Energiforbruket til oppvarming av varmt tappevann er også blitt sammenlignet med estimert varmtvannsbehov i Figur 7.7.

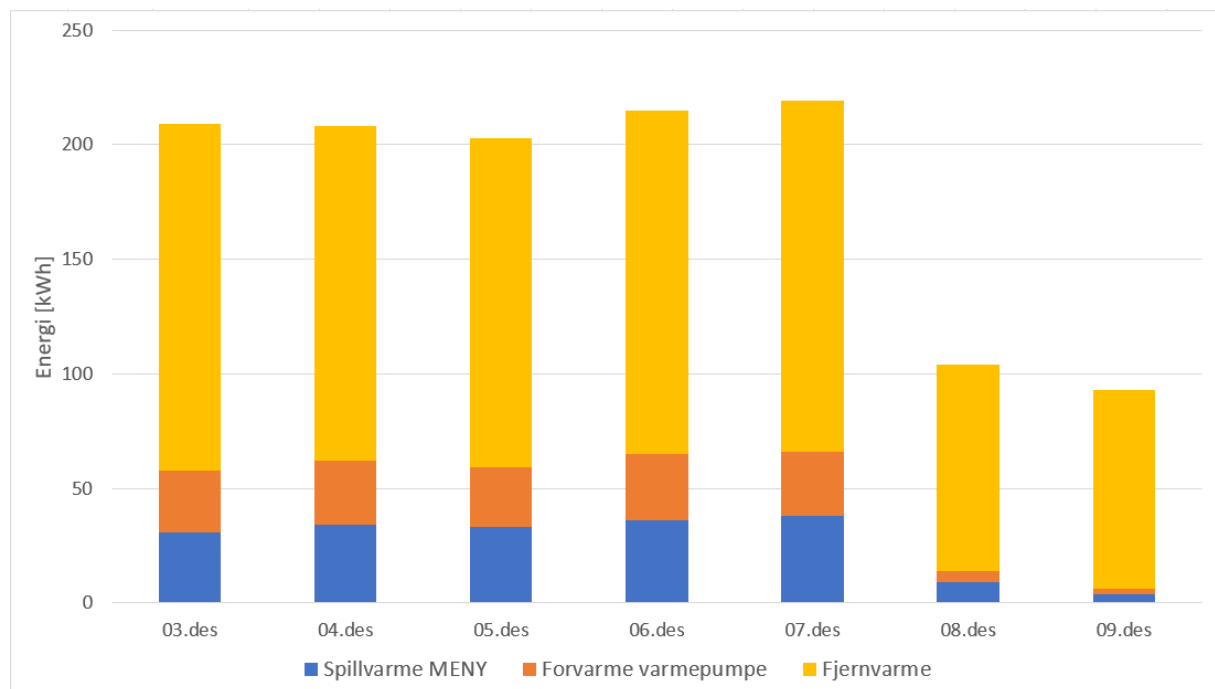


Figur 7.7 Sammenligning av målt og estimert varmtvannsbehov.

Resultatet viser et avvik mellom målt og estimert varmtvannbehov på 86 %. En årsak til det store avviket kan skyldes sirkulasjon av varmtvann i rørene. I SIMIEN er distribusjonsvirkningsgraden blitt valgt til 1 (antatt null varmetap i distribusjonen) som er et standardtall som gjerne brukes i normerte beregninger. Ettersom at det er sirkulasjon av varmtvann burde det blitt tatt hensyn til varmetap i rørnett. Dette kan forklare noe av det store avviket mellom målt og prosjektert energibehov til varmtvann.

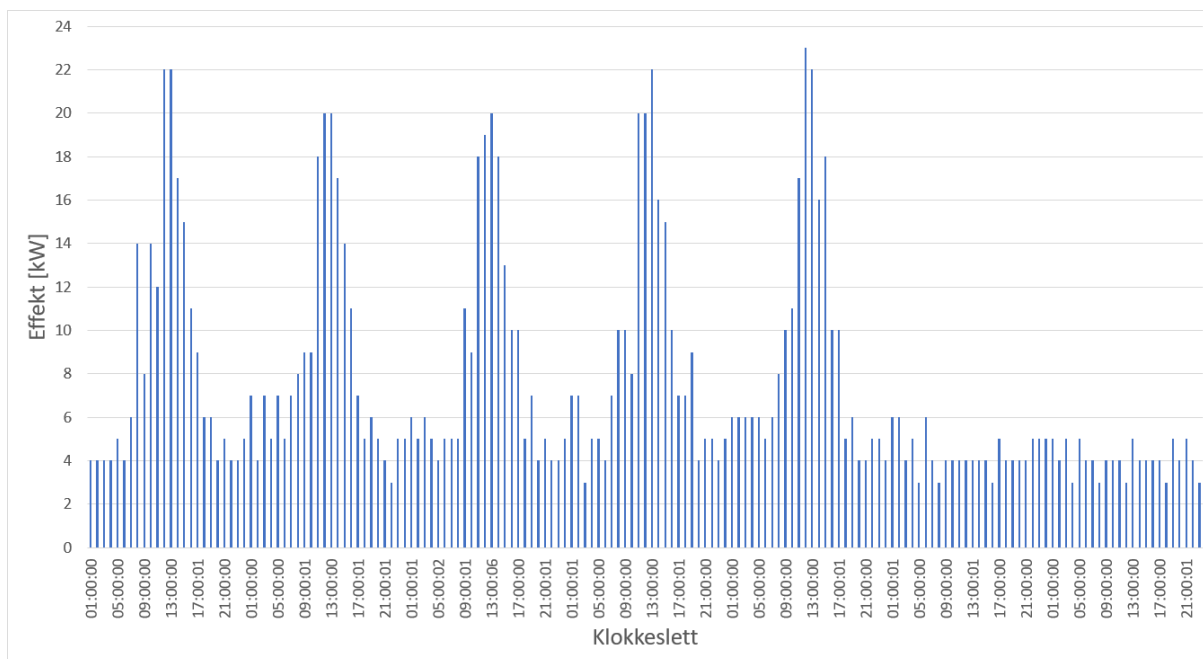
Sirkulasjonen av varmtvann kan utgjøre en stor andel av årlig varmebehov til beredning av varmt tappevann. I en analyse utført av Peder Moe ved Justvik skole i Kristiansand er det registrert at varmtvannsirkulasjonen utgjorde en større andel enn selve forbruket til oppvarming av varmtvann (Moe, 2018).

Det høye forbruket til oppvarming av varmt tappevann er blitt undersøkt ytterligere ved å se på forbruket til oppvarming over en typisk uke som vist i Figur 7.8.



Figur 7.8 Energiforbruk til oppvarming av varmt tappevann 3-9 desember.

Forbruket ligger jevnt på rundt 200 kWh i ukedagene og 100 kWh i helgene. Videre er det blitt undersøkt hvordan effektbehovet endres i løpet av en dag hvor resultatet er fremstilt i Figur 7.9.



Figur 7.9 Effektbehov for oppvarming av varmt tappevann 3-9 desember.

Effektbehovet øker klokken 7 når folk begynner å komme på kontoret. Klokken 12-13 er effektbehovet størst. Dette skyldes oppvaskmaskiner i kantinen som går etter lunsj. Deretter avtar effektforbruket utover dagen ettersom flere og flere drar hjem fra kontoret. Rundt klokken 18-19 og i løpet av hele natten er effektbehovet på rundt 3-6 kW. I helgen går det også ca 3-5 kW jevnt hele døgnet. Dette konstante effektbehovet skyldes (høyst sannsynlig) sirkuleringen av varmt tappevann. Hvis en antar at det konstant går 4 kW til sirkulering av varmtvann vil dette gi et årlig oppvarmingsbehov på ca 35 000 kWh. Dette er over halvparten av oppvarmingsbehovet for varmt tappevann i Swecobygget og kan dermed forklare mye av det store avviket mellom målt og estimert forbruk som vist i Figur 7.7.

I Tabell 7.6 sammenlignes spesifikt energibehov til varmtvannsoppvarming i Swecobygget mot andre kontorbygg og standardverdi fra NS3031.

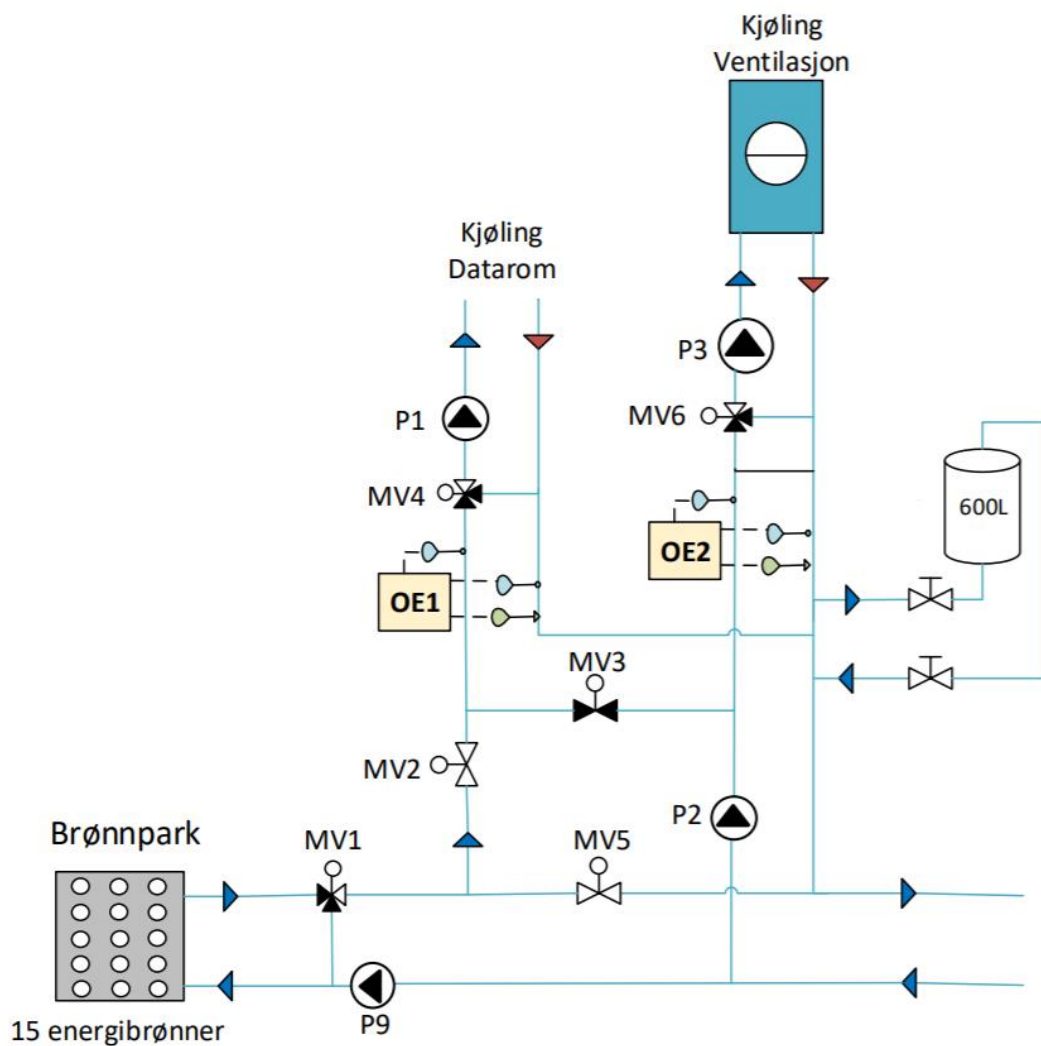
Tabell 7.6 Sammenligning av spesifikt årlig energibehov til varmtvannsoppvarming (Alfstad, 2018; Nordang, 2015a; Orvik, 2015; Standard Norge, 2014).

Bygg	Beskrivelse	Spesifikt energibehov
Standardverdi kontorbygg	Verdi fra NS3031 brukt til kontrollberegning mot offentlige krav	5 kWh/m ²
Swecobygget	Passivhus, BREEAM NOR Excellent	8,3 kWh/m²
Miljøhuset GK	Passivhus, BREEAM NOR Very Good	3,5 kWh/m ²
Powerhouse Kjørbo	Plussenergibygg, BREEAM NOR Outstanding	1,9 kWh/m ²
Otto Niensensvei 12 E	Nesten passivhus, BREEAM NOR Excellent	7,6 kWh/m ²

Spesifikt energibehov til varmtvannsoppvarming i Swecobygget er den høyeste i sammenligningen. Årsaken til dette kan skyldes flere faktorer. Varmtvann til kantinedrift går også innunder tappevannsforbruket til Swecobygget. I andre bygg går nødvendigvis ikke denne posten innunder tappevannsforbruket og noen bygg har ikke kantinedrift. I Swecobygget er det tilrettelagt med fasiliteter for sykling, noe som vil gi økt tappevannsbehov til dusjing.

7.1.4 Kjølebehov

I dette kapitlet er kjølebehovet analysert ved å sammenligne reelt kjølebehov opp mot prosjektert kjølebehov. Figur 7.10 viser en oversikt over kjøledistribusjonssystemet med de aktuelle energimålerne som er blitt benyttet i analysen.

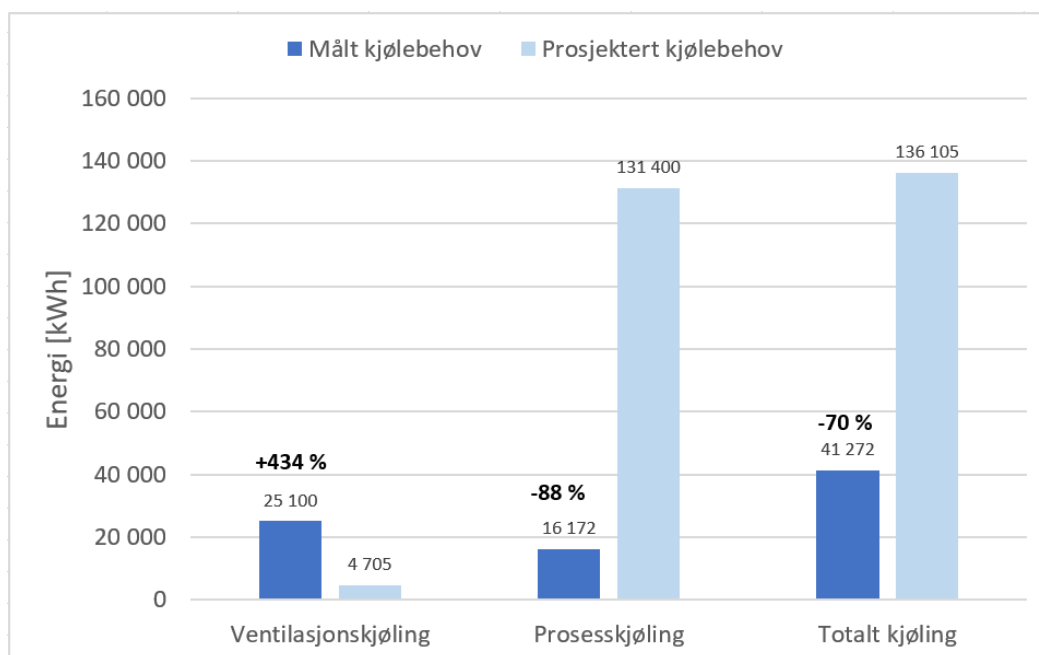


Figur 7.10 Oversikt over kjøledistribusjonssystemet med energimålere.

Resultatet av sammenligningen er presentert i Tabell 7.7 og illustrert i Figur 7.11.

Tabell 7.7 Sammenligning av målt og prosjektert kjølebehov.

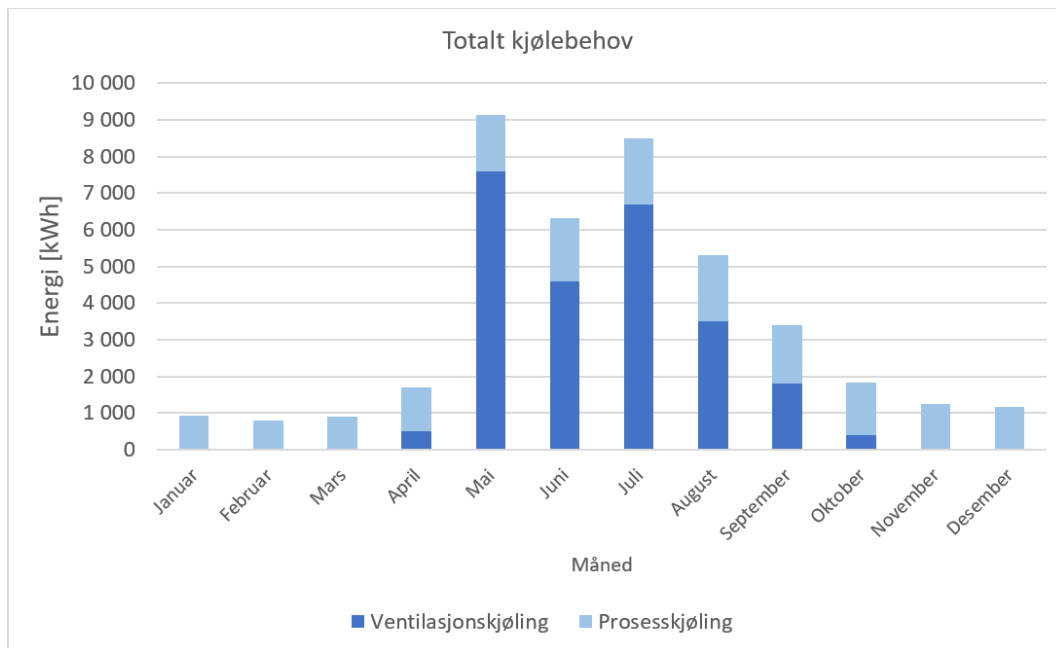
Måler	Beskrivelse	Målt kjølebehov [kWh/år]	Prosjektert kjølebehov [kWh/år]	Avvik
OE1	Kjøling datarom	16 172	131 400	-88 %
OE2	Kjøling ventilasjon	25 100	4 705	+434 %
	Totalt kjølebehov	41 272	136 105	-70 %



Figur 7.11 Sammenligning av målt og prosjektert kjølebehov.

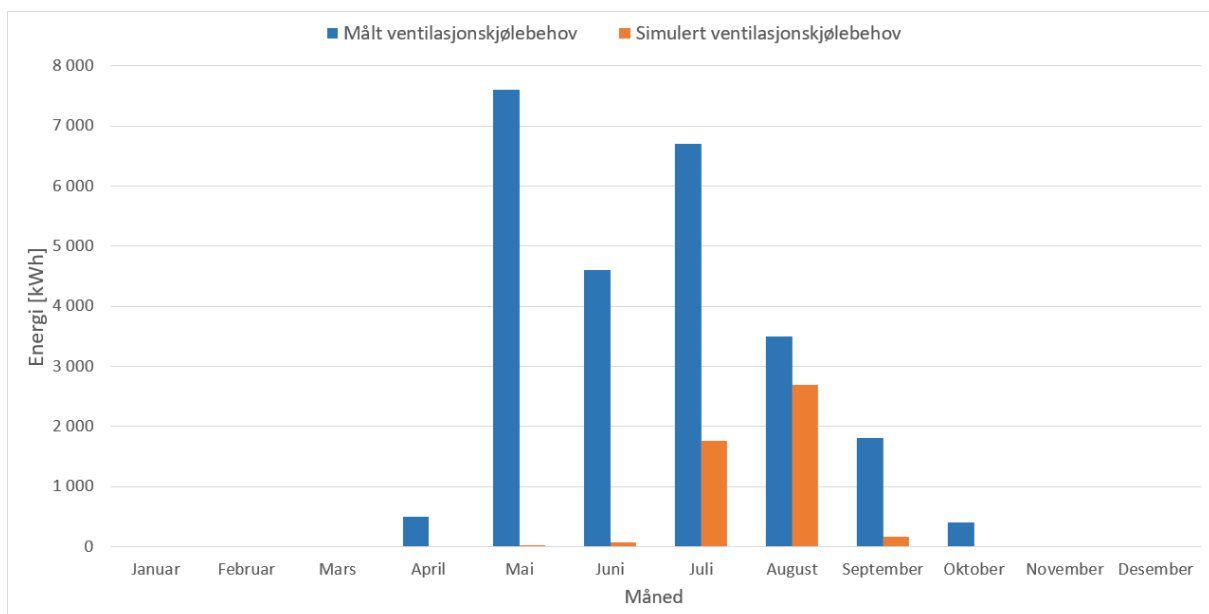
Reelt kjølebehov til ventilasjonskjøling er betraktelig høyere enn prosjektert kjølebehov, totalt 434 % høyere målt enn prosjektert. Motsatt gjelder for prosesskjøling (kjøling av datarom) hvor målt kjølebehov er betydelig lavere enn prosjektert kjølebehov. Totalt avvik mellom prosjektert og målt kjølebehov er på -70 %. Reelt kjølebehov er dermed totalt sett betydelig lavere enn forventet.

Figur 7.12 viser kjølebehovet til ventilasjonskjøling og prosesskjøling månedsbasis for året 2018.



Figur 7.12 Månedsoversikt for totalt kjølebehov.

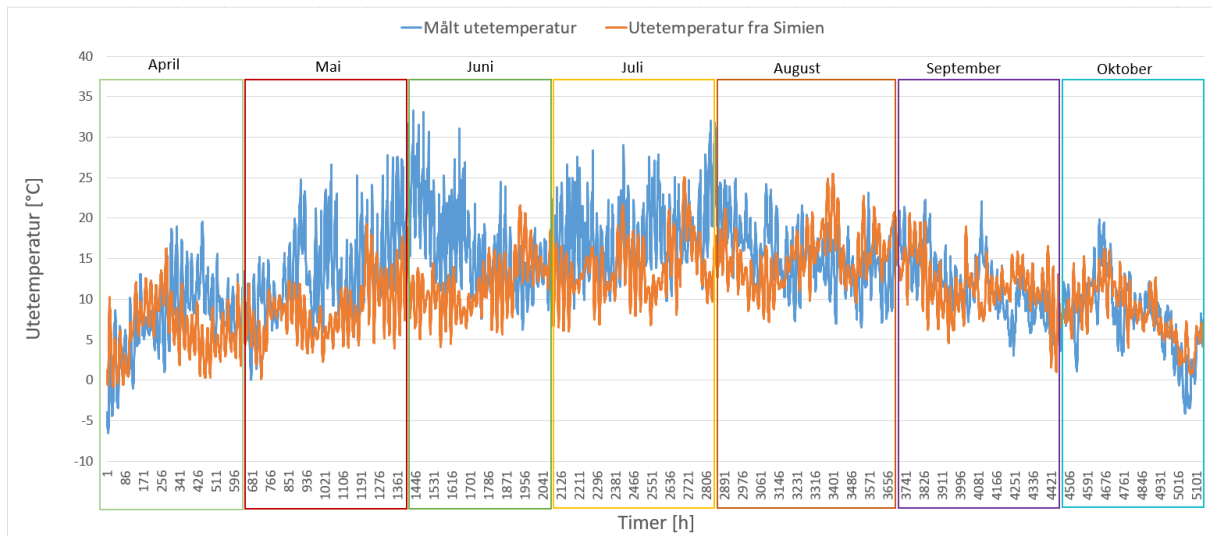
Prosesskjølebeholdet ligger på rundt 1000-2000 kWh per måned, mens ventilasjonskjølebeholdet varierer mellom 500-7600 kWh per måned. Avviket mellom prosjekterte og målte verdier er størst for ventilasjonskjøling og derfor er dette blitt undersøkt ytterligere. I Figur 7.13 er simulert behov for ventilasjonskjøling plottet mot målt ventilasjonsbehov i 2018.



Figur 7.13 Simulert og målt behov for ventilasjonskjøling.

Perioden for romkjøling i simuleringene er fra mai til september, med et minimalt kjølebehov i mai, juni og september, og noe mer signifikant i juli og august. Den reelle perioden for romkjøling i 2018 starter allerede i april og varer helt til oktober, altså 2 måneder lenger enn i simuleringen. Det mest signifikante kjølebeholdet oppstår i mai og juli, tett etterfulgt av juni og

august. I september er det et moderat kjølebehov og i april og oktober er det kun et minimalt kjølebehov. Året 2018 var et spesielt varmt år og vil dermed spille inn på behovet for romkjøling. Figur 7.14 viser målte utetemperaturer i 2018 opp mot utetemperaturer hentet fra SIMIEN-simuleringen.



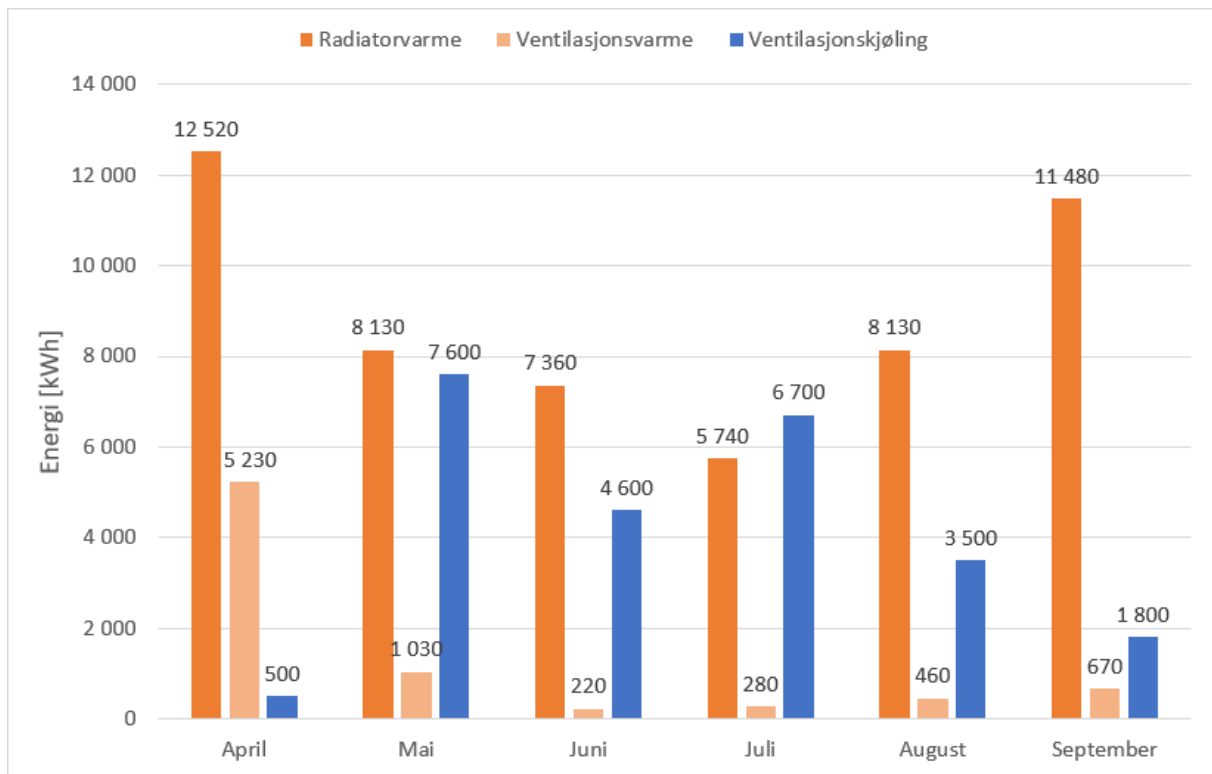
Figur 7.14 Utetemperaturer målt i 2018 mot utetemperaturer brukt i SIMIEN-simulering.

Målte utetemperaturer er ofte høyere enn utetemperaturene brukt i SIMIEN-simuleringene. Spesielt mai, juni og juli er måneder hvor målt utetemperatur er betydelig høyere enn for et normalår. I september og oktober er avviket minimalt, mens det i april også er målt noe høyere utetemperaturer. Dette kan forklare store deler av avviket mellom prosjekterte og målte verdier for ventilasjonskjøling.

Det er ikke vanlig å normalårskorrigere kjølebehov til klimakjøling på samme måte som oppvarmingsbehov. Det er mulig å beregne såkalt “cooling degree days” som er et beregnet avvik mellom faktisk temperatur og en “kjølingsgrense”, men dette er ikke funnet i modeller som brukes for å korrigere klimaavhengig energibruk (NVE, 2014).

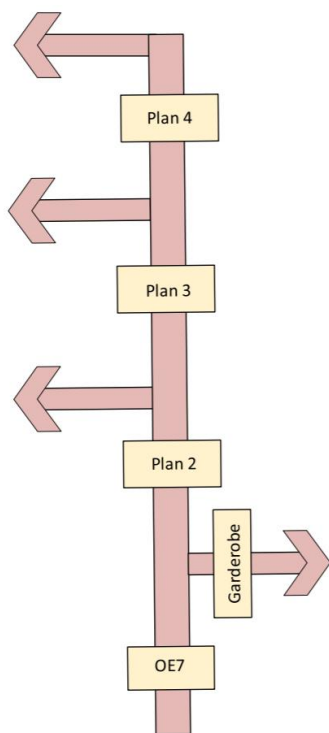
7.1.5 Varmebehov på sommeren

Som nevnt i kapittel 7.1.2 er det registrert et betydelig avvik mellom målt og simulert klimaavhengig varmebehov, spesielt i løpet av månedene april til september. I dette kapittelet er dette blitt undersøkt ytterligere hvorfor bygget har et så stort varmebehov i sommermånedene. Figur 7.15 viser romoppvarmingsbehovet og romkjølingsbehovet i månedene april til september i 2018.



Figur 7.15 Romoppvarming og romkjøling fra april til september 2018.

I månedene mai, juni og juli er energibehovet til radiatorvarme og til ventilasjonkjøling nesten like i mengde. Undermålere for radiatorvarme er blitt undersøkt i sommermånedene hvor inndelingen av disse målerene kommer frem i Figur 7.16.



Figur 7.16 Undermålere for radiatorvarme.

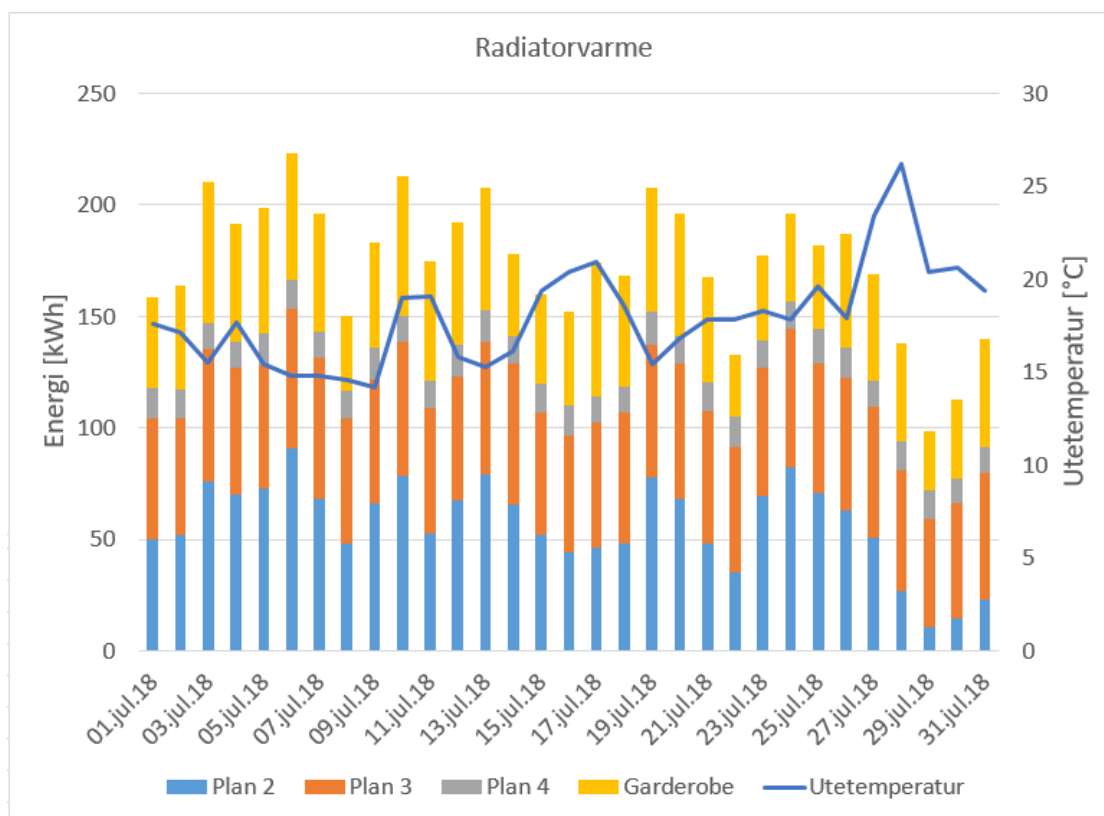
Det er registrert et avvik mellom hovedmåler for radiatorvarme og summen av undermålerne “garderobe” og “plan 2”. Resultatet for juli måned er fremvist i Tabell 7.8.

Tabell 7.8 Avvik mellom hovedmåler for radiatorvarme og undermålere juli 2018.

Radiatorvarme OE7	Garderobe + Plan 2	Avvik
5740 kWh	5399 kWh	6 %

Dette avviket skyldes høyst sannsynlig varmetap i rør. I følge NS3031 er distribusjonsvirkningsgraden til et vannbårent varmeavgivelsessystem dekket av en varmpumpe som tar varme fra fjell 95 % (Standard Norge, 2007). Tap grunnet distribusjonen, altså varmetapet, er dermed 5 %. Noe av avviket kan også skyldes målefeil på energimålerne, men det dominerende avviket skyldes varmetap.

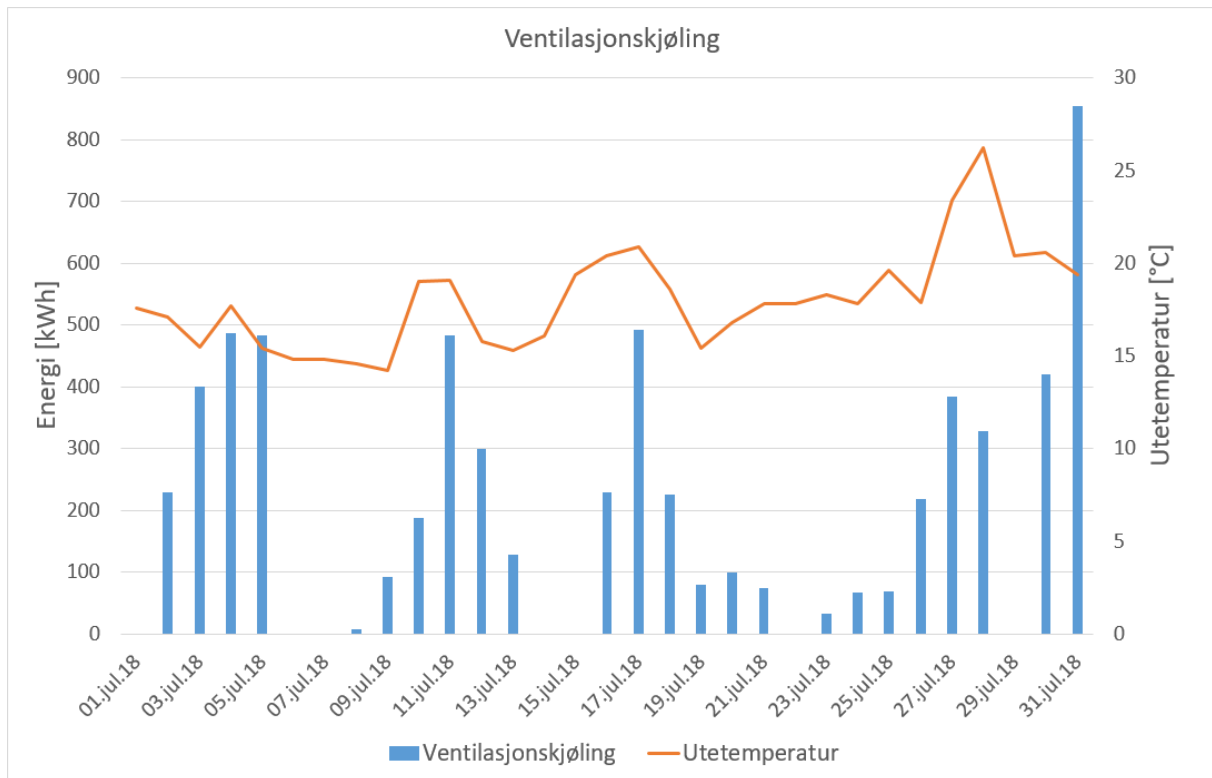
I Figur 7.17 er energibehovet til radiatorvarme per undermåler presentert sammen med gjennomsnittlig utetemperatur for juli 2018.



Figur 7.17 Energiforbruk for undermålere av radiatorvarme i juli 2018 plottet mot utetemperatur.

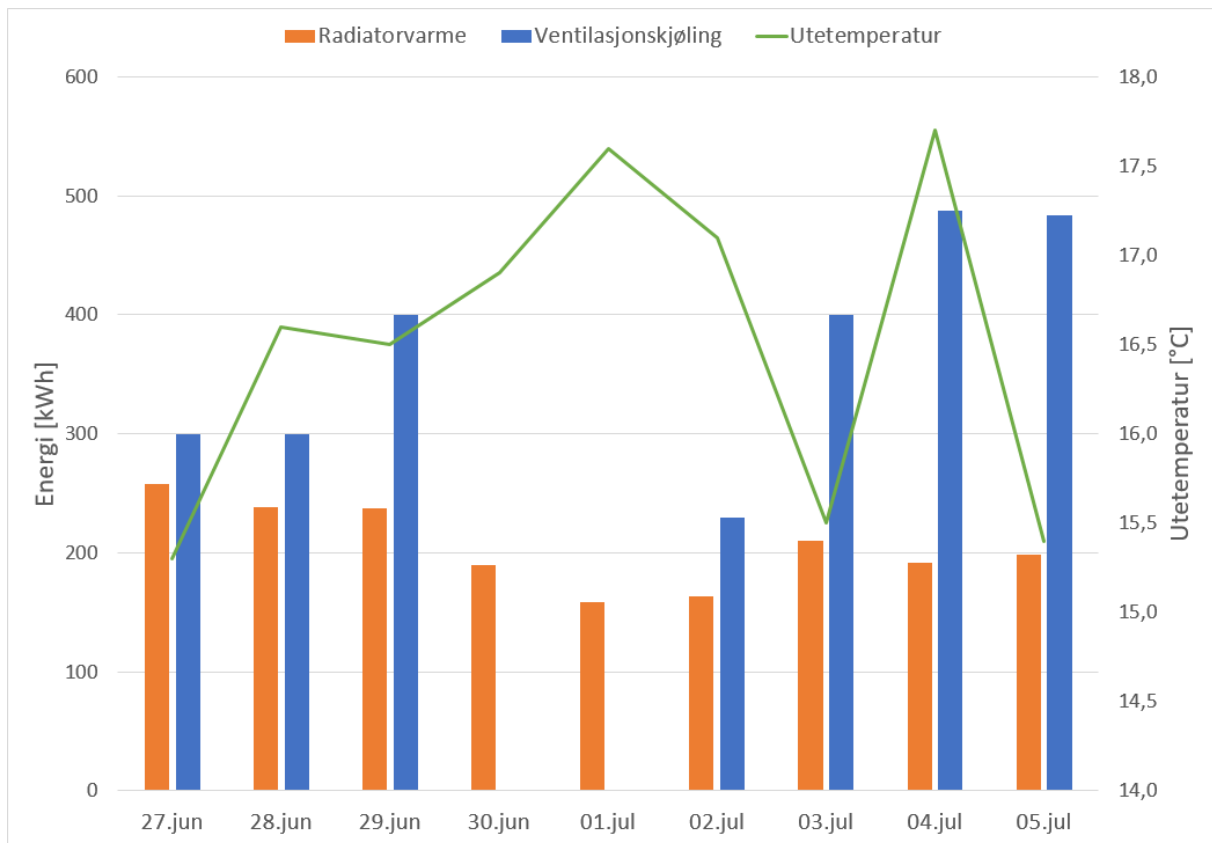
Dominerende varmebehov er i plan 2 og plan 3 tett etterfulgt av garderobe. Undermåleren garderobe består av gulvvarme i garderobearealene. Disse arealene er under bakkenivå og vil dermed ikke få like mye passivt varmetilskudd og er dermed et forståelig oppvarmingsbehov selv på sommeren. Plan 2 og plan 3 derimot er kontorarealer som får varmetilskudd fra solen

og internlaster hvor det samtidig fremkommer at det kjøles i samme periode, som vist i Figur 7.18.



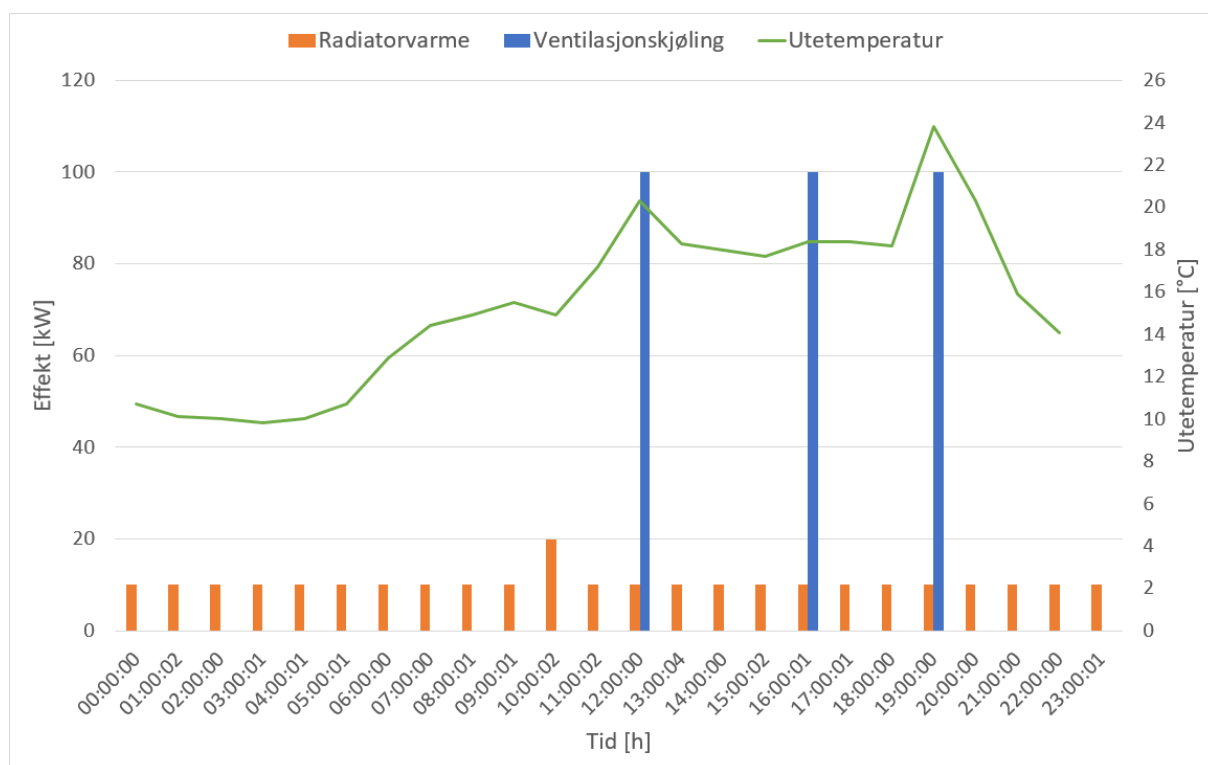
Figur 7.18 Ventilasjonsskjølebehov i juli 2018 plottet mot utetemperatur.

Som nevnt i kapittel 5.1.2 om reguleringsstrategi går anlegget over i frikjølemodus hvor det levers kjøling til ventilasjonsluften når utetemperaturen overstiger 15 °C. En periode hvor gjennomsnittlig utetemperatur er over 15 °C er blitt undersøkt. Perioden er fra 27. juni til 5. juli. Energibehovet til radiatorvarme og ventilasjonsskjøling er plottet mot utetemperatur i Figur 7.19.



Figur 7.19 Energibehov til radiatorvarme og ventilasjonskjøling 27 juni til 4 juli 2018 plottet mot utetemperatur.

Det brukes ingen kjøling 30. juni og 1. juli enda utetemperaturen er relativt høy. Dette skyldes at det er helg og det dermed ikke er noen personer på kontoret, og det spares energi ved at det ikke brukes kjøling. 27. juni er energibehovet til radiatorvarme og ventilasjonskjøling omtrent like høyt og gjennomsnittlig utetemperatur er over 15 °C samme døgn. Det er valgt å se nærmere på denne dagen i Figur 7.20.



Figur 7.20 Effektbehov til radiatorvarme og ventilasjonskjøling 27 juni 2018 plottet mot utetemperatur.

Effektbehovet til romoppvarming er jevnt på 10 kW, mens effektbehovet til kjøling kommer i toppen på 100 kW. Disse toppene skyldes oppløsningen på energimålerne som er blitt diskutert i kapittel 6.2.1. Dette gjør at det ikke er mulig å undersøke ytterligere om det leveres varme og kjøling på samme tidspunkt. Resultatet er likevel en sterk indikator på at det kjøles og varmes samtidig. Ettersom anlegget går i frikjølemodus når utetemperaturen overstiger 15 °C kan en fordele energiforbruket til ventilasjonskjøling utover de timene hvor utetemperaturen er over 15 °C. Fra omtrent klokken 11 til klokken 21 er utetemperaturen over 15 °C. Det kan spekuleres i at det leveres omtrent 30 kW kjøling samtidig som det leveres 10 kW varme per time. Funnet er blitt rapportert til Sweco som vil undersøke dette videre. Om det stemmer at det kjøles og varmes samtidig er det tydelig noe feil ved reguleringen eller kommunikasjonen mellom systemene.

Det er også blitt ytterligere undersøkt hvorfor det brukes såpass mye radiatorvarme på sommeren. Månedene mai, juni og juli er blitt undersøkt hvor det er blitt beregnet et gjennomsnittlig daglig energibehov til radiatorvarme for hverdager og for helger som er presentert i Tabell 7.9.

Tabell 7.9 Gjennomsnittlig energibehov til radiatorvarme i sommermånedene 2018.

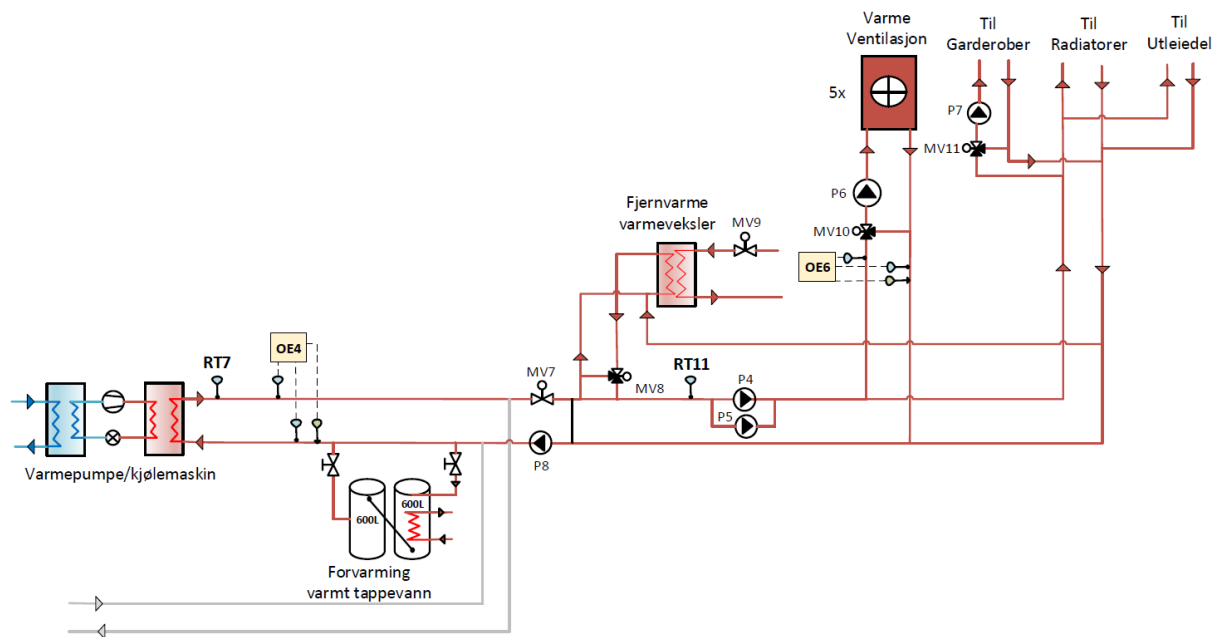
Periode	Gjennomsnittlig energibehov til radiatorvarme [kWh/dag]	
	Hverdag	Helg
Mai	273	234
Juni	248	196
Juli	195	150
Totalt	239	193

Det går henholdsvis omtrent 240 kWh per døgn og 190 kWh til radiatorvarme i hverdagene og i helgene om sommeren. Plan 2 og plan 3 er de som bruker mest energi til radiatorvarme, tett etterfulgt av garderoben. Det går i snitt 5 kW til plan 2, 2,5 kW til plan 3, 0,5 kW til plan 4 og 2 kW til garderober.

Det er blitt undersøkt at undermålerne stemmer overens med hovedmåler på radiatorkretsen som skrevet om tidligere i dette kapitlet, derfor kan ikke dette skyldes målefeil. Med måledata tilgjengelig og tidsbegrensninger har det ikke vært mulig å undersøke dette mer og konklusjonen er at det ikke har vært mulig å finne noe forklaring for dette.

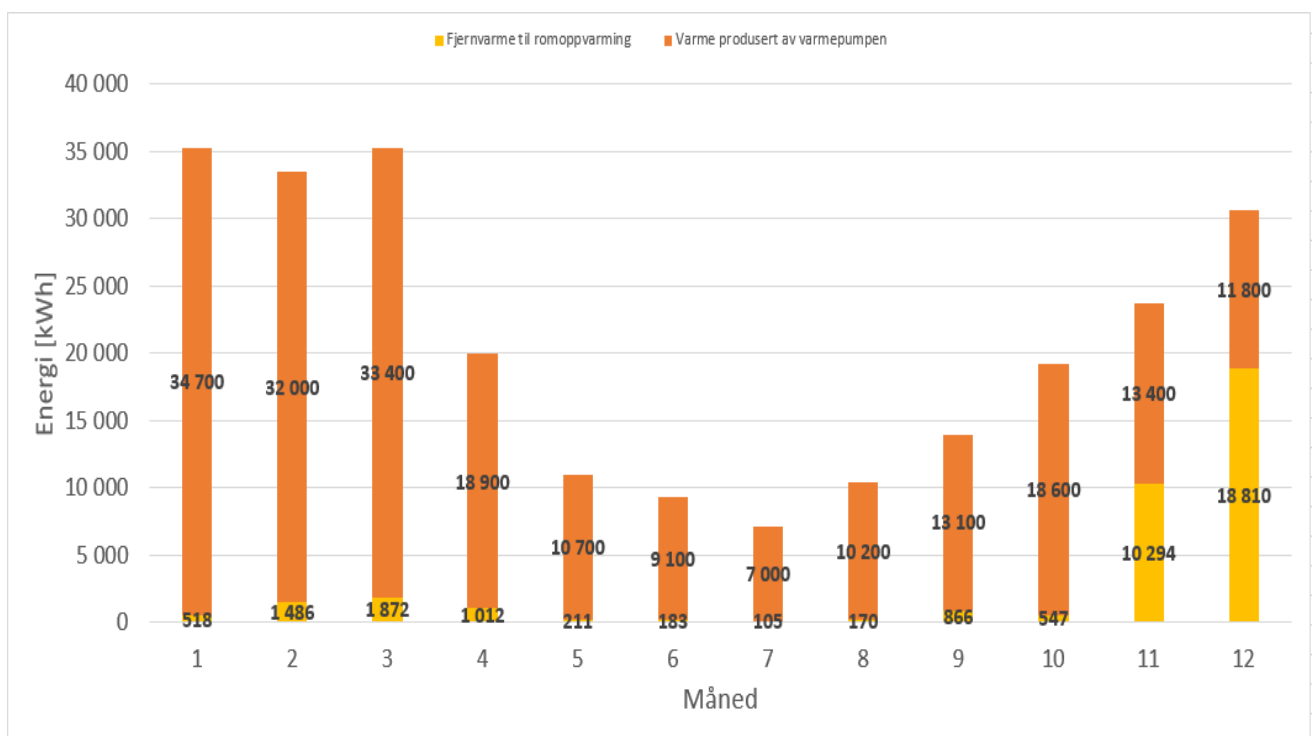
7.2 Analyse av varmeanlegget

I Figur 7.21 er måleinstrumenteringen som er aktuell for analysen av varmeanlegget presentert. Varmepumpe/kjølemaskinen reguleres etter temperatursensoren RT7 og turtemperaturen i varmeanlegget reguleres av temperatursensor RT11 hvor ventil MV8 regulerer om det skal tilføres ekstra varme fra spisslast varmekilden, fjernvarme. For å måle tur- og returtemperatur fra varmpumpen er måledata fra OE4 blitt brukt, da temperatursensor RT7 kun logger data i 15 dager før data slettes. Turtemperatur i varmeanlegget er måledata fra OE6 benyttet, da denne er mer nøyaktige enn temperatursensor RT11.



Figur 7.21 Oversikt over måleinstrumentering brukt i analysen av varmeanlegget.

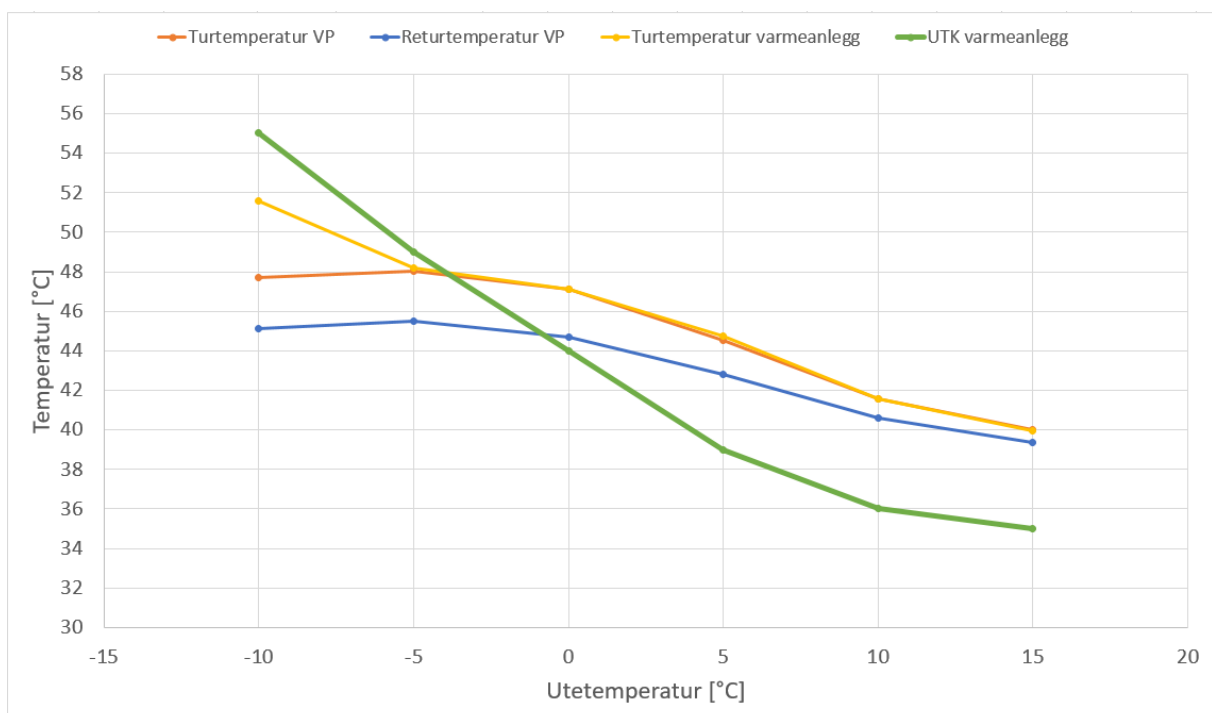
Det er blitt oppdaget at det konstant brukes litt fjernvarme til romoppvarming hele året, som kan sees i Figur 7.22.



Figur 7.22 Fjernvarme og varme fra varmepumpen til romoppvarming i 2018.

Andelen fjernvarme til romoppvarming i forhold til varmen produsert fra varmepumpen er de fleste måneder svært liten, mellom 1,5 - 6 %. Dette kan skyldes feilmålinger. I februar og mars brukes det en del mer fjernvarme til romoppvarming. Disse månedene var kalde måneder noe som kan være årsaken. I november og desember var varmepumpen avslått over en lengre periode og dette er årsaken til det store behovet for tilskudd av fjernvarme i de månedene. Det er blitt undersøkt om årsaken til det konstante fjernvarmebehovet skyldes feil i reguleringen av anlegget.

Fra reguleringskurven til varmepumpe/kjølemaskinen og varmeanlegget fra Figur 5.3 i kapittel 5.1.1 kommer det frem at ved utetemperaturer på 5 °C og oppover skal varmepumpen kunne levere den temperaturen som varmeanlegget krever, og på denne måten vil varmepumpen dekke hele romoppvarmingsbehovet. Likevel brukes det konstant fjernvarme, selv for måneder med høyere utetemperatur. I Figur 7.23 er tur- og returtemperaturen til varmepumpen, turtemperaturen til varmeanlegget og den utetemperaturkompenserte kurven til varmeanlegget plottet mot utetemperatur. Temperaturene er gjennomsnittlig tur- og returtemperatur ved gitte utetemperaturer.

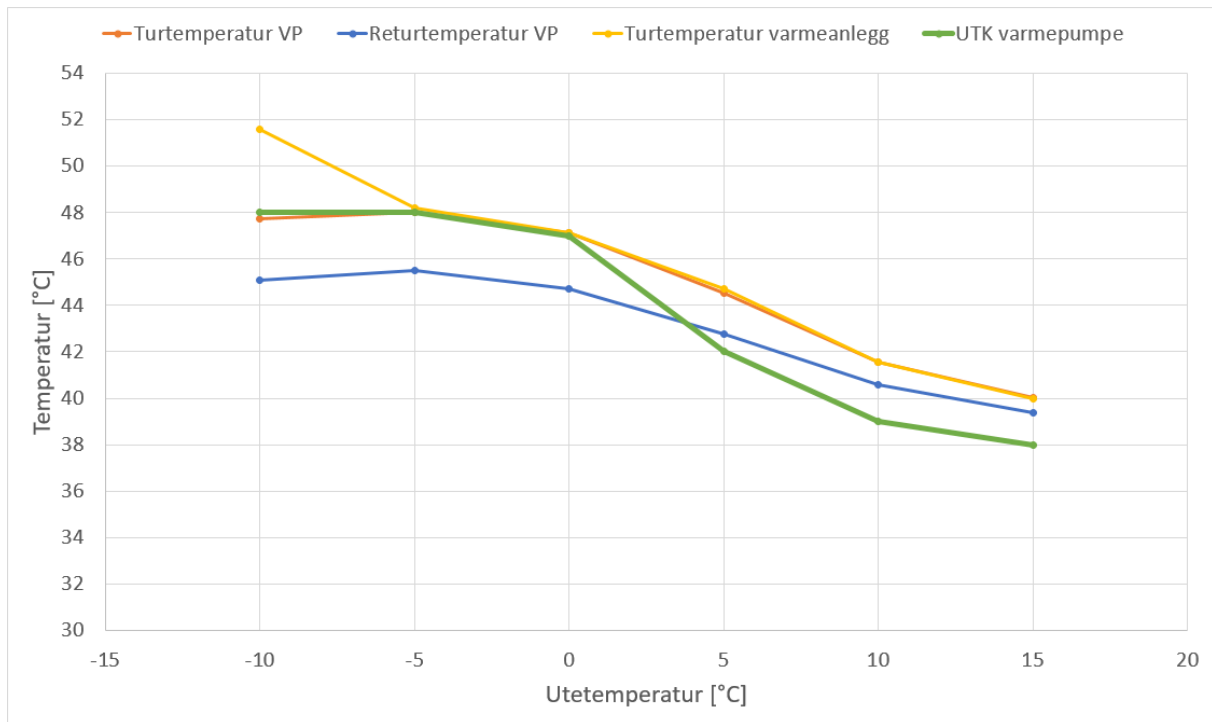


Figur 7.23 Temperaturer i varmeanlegget plottet mot utetemperatur kompenseringsskurven for varmeanlegget.

Ved utetemperaturer under 0 °C er turtemperaturen fra varmepumpen og varmeanlegget lavere enn hva utekompenseringsskurven tilsier. Ved utetemperaturer høyere enn 0 °C er turtemperaturen fra varmepumpen og i varmeanlegget høyere enn hva kurven tilsier. Når utetemperaturen er høyere enn 5 °C leverer varmepumpen varme ved nesten 5 °C høyere temperatur

enn hva utetemperaturkurven tilsier. Temperatursensoren som blir brukt til å regulere turtemperaturen til varmesystemet har en målesikkerhet på ± 0.3 K. Dette er en stor målesikkerhet som kan være årsaken til at det brukes fjernvarme selv om det ikke er behov for det.

Turtemperaturen fra varmepumpen skal være 3 °C høyere enn turtemperaturen i varmeanlegget, som forklart i kapittel 5.1.1, dermed avviker bare turtemperaturen fra varmepumpen med omtrent 2 °C som vist i Figur 7.24.



Figur 7.24 Temperaturer i varmeanlegget plottet mot utetemperaturkompenseringskurven for varmepumpen.

Turtemperaturen fra varmepumpen følger utetemperaturkompenseringskurven fra -10 °C til 0 °C utetemperatur. Ved utetemperaturer høyere enn dette leverer varmepumpen ca 2 °C høyere temperatur enn hva kurven tilsier. Dette vil gi lavere SCOP.

Verken turtemperaturen fra varmepumpen eller turtemperaturen i varmeanlegget virker å følge utetemperatur kompenseringskurven, og er høyere enn nødvendig ved utetemperaturer over 0 °C. Ettersom det også er oppdaget at det konstant leveres varme til radiatorer på sommeren bør det undersøkes videre om det er feil i reguleringen av anlegget.

7.3 Analyse av varmepumpe/kjølemaskinen

7.3.1 Energidekningsgrad

Basert på verdier for totalt varme- og kjølebehov for bygget, total varmeløse fra fjernvarme varmeveksler og spillvarme fra MENY-butikken samt total energiløse fra varmepumpe/kjølemaskinen, er det blitt beregnet en energidekningsgrad for varmepumpe/kjølemaskinen. Verdiene er vist frem i Tabell 7.10. Resultatet viser at varmepumpe/kjølemaskinen (VP/KM) har en energidekningsgrad til oppvarming, inkludert oppvarming av varmt tappevann, på 78 % i 2018.

Tabell 7.10 Energidekningsgrad for varmepumpe/kjølemaskinen for året 2018.

Beskrivelse	Energi [kWh/år]
Totalt varme- og kjølebehov	325 292
Total varmeløse fra fjernvarme varmeveksler	76 070
Total varmeløse fra spillvarme fra MENY	7062
Total energiløse varmepumpe/kjølemaskin	254 172
Energidekningsgrad VP/KM til oppvarming	78 %

Energidekningsgraden for en bergvarmepumpe bør være på 90 % eller mer da dette erfaringsvis gir laveste årskostnad for anlegget. Det er også blitt undersøkt hvordan energidekningsgraden til varmepumpe/kjølemaskinen er for rom- og ventilasjonsoppvarming. Resultatet er vist i Tabell 7.11.

Tabell 7.11 Energidekningsgrad VP/KM for rom- og ventilasjonsoppvarming.

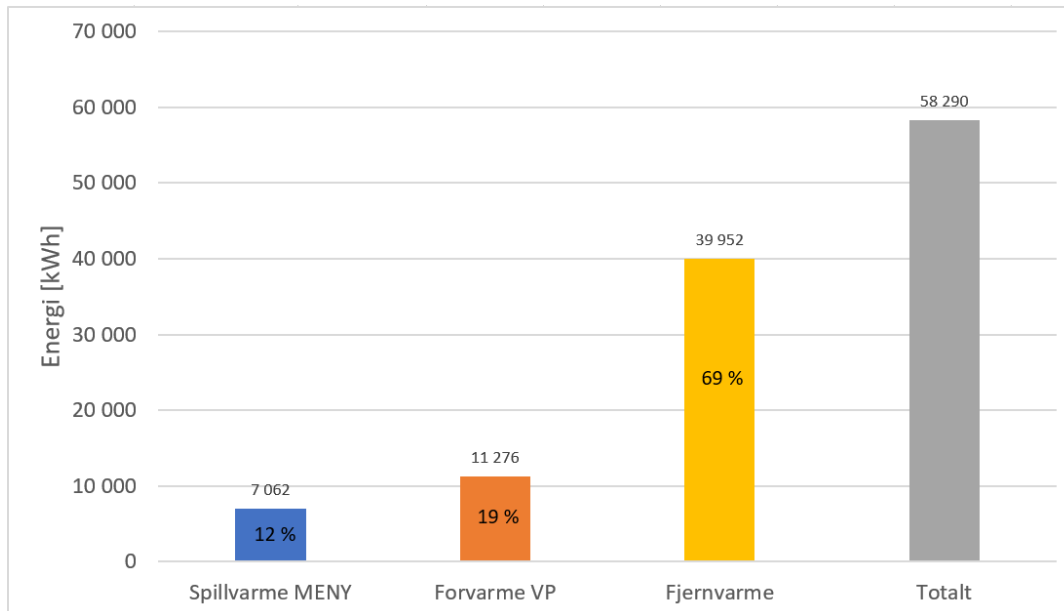
Beskrivelse	Energi [kWh]
Varmebehov romoppvarming	225 730
Varmeløse fra fjernvarme varmeveksler til romoppvarming	36 118
Varmeløse fra varmepumpe/kjølemaskinen	212 900
Energidekningsgrad VP/KM til rom- og ventilasjonsvarme	94 %

Energidekningsgrad til varmepumpen for romoppvarming på 94 %. Med maksimalt utgående vanntemperatur fra kondensatoren på 48 °C kan ikke aggregatet dekke en stor nok andel av varmeeffektbehovet når det er kaldt ute. Dette gjør at det brukes mer spisslast og energisparingen reduseres. Et bedre valg hadde vært å installere en varmepumpe som kan levere opp mot 60 °C turtemperatur, f.eks. en høytemperatur ammoniakk-varmepumpe eller en propan-varmepumpe.

Det er også blitt undersøkt hvordan energidekningsgraden er for tappevannsoppvarming. Oppvarming av varmt tappevann er delt inn i 3 ulike energimålere; spillvarme MENY, forvarming av varmepumpen og fjernvarme. I Tabell 7.12 og Figur 7.25 fremkommer resultatet for målt energi og energidekningsgrad for de 3 energimålerne i systemet for oppvarming av varmt tappevann.

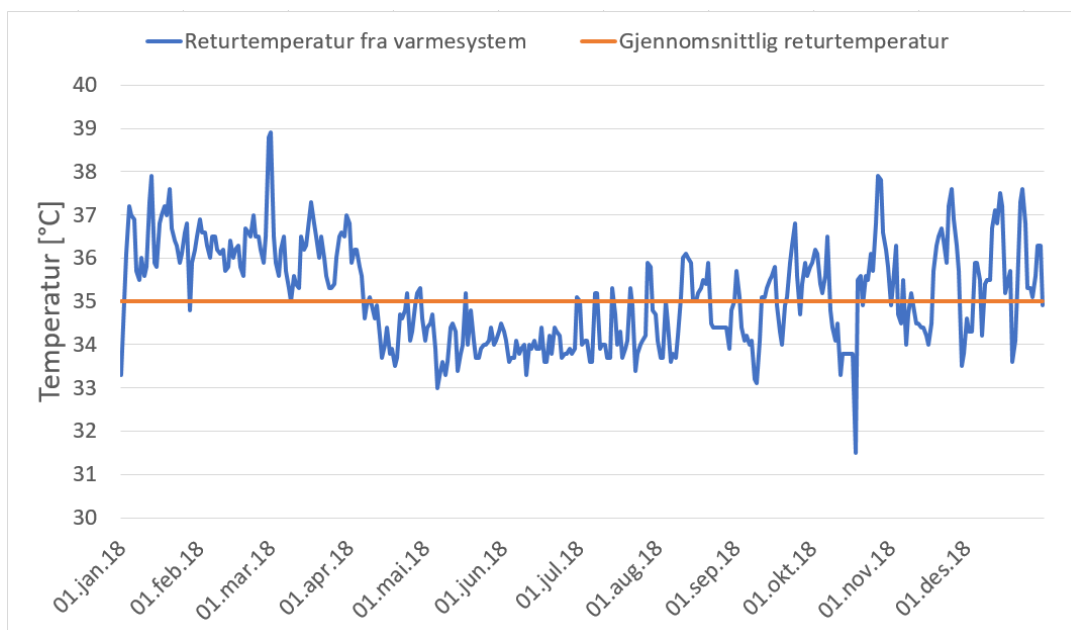
Tabell 7.12 Dekningsgrad oppvarming av varmt tappevann.

Måler	Beskrivelse	Energi [kWh/år]	Dekningsgrad
OE1	Spillvarme MENY	7062	12 %
OE2	Forvarme varmepumpe	11 276	19 %
OE3	Fjernvarme	39 952	69 %
	Totalt	58 290	-



Figur 7.25 Dekningsgrad for oppvarming av varmt tappevann.

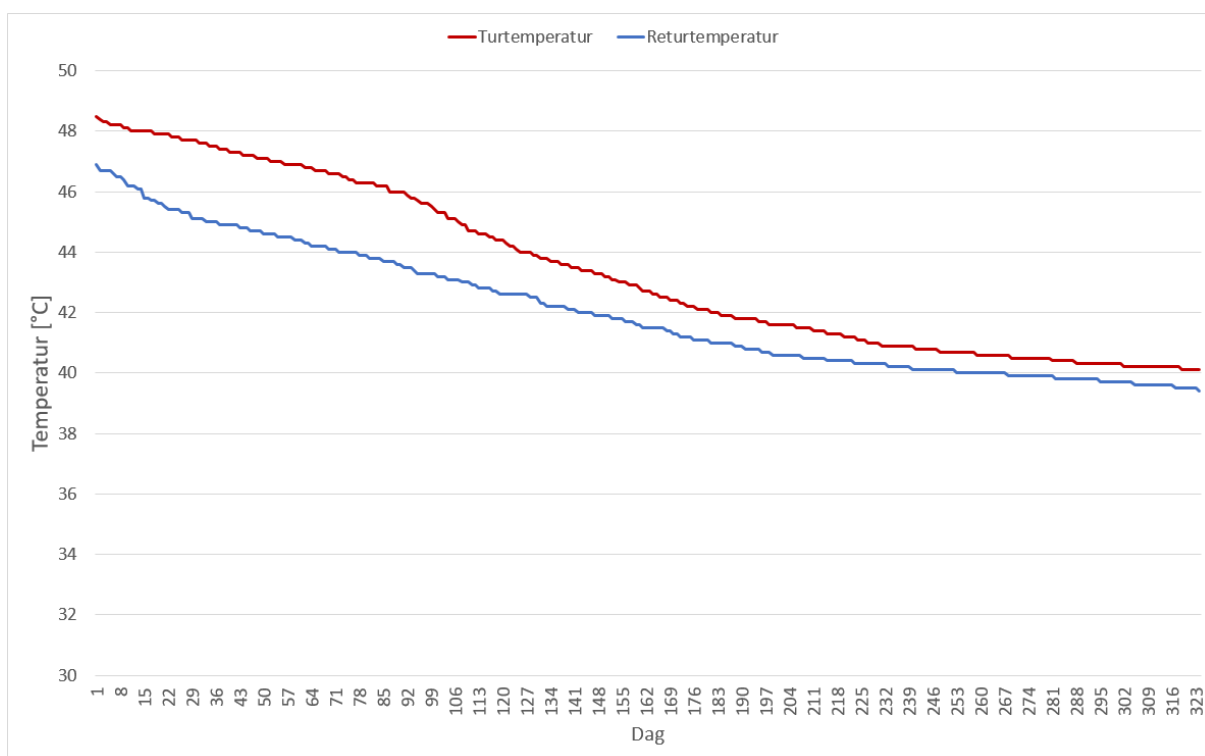
En forklaring for den lave energidekningsgraden for varmepumpe/kjølemaskinen kan være det unormalt høye varmtvannsbehovet som er presentert i kapittel 7.1.3. Hvis energibehovet til oppvarming av varmt tappevann hadde vært lavere, ville dekningsgraden vært høyere. En annen forklaring er løsningen som er valgt for oppvarming av varmt tappevann. Varmepumpen bidrar ved å ettervarme tappevannet med returvann fra varmeanlegget. Temperaturen på returvannet fra varmeanlegget er lav, men temperaturkravet på varmtvannet er høyt. I Figur 7.26 viser returtemperaturen fra varmeanlegget.



Figur 7.26 Returtemperatur fra varmeanlegget.

Gjennomsnittstemperaturen på returvannet fra varmeanlegget er på 35 °C. Denne temperaturen er begrensningen for hvor mye varmepumpen kan dekke av oppvarming av varmt tappevann.

En løsning kunne vært å plassere tanken for ettervarming med varmepumpen på turledningen istedenfor returledningen da temperaturen her er høyere. Figur 7.27 viser tur- og returtemperatur for varmeanlegget.



Figur 7.27 Tur- returtemperatur i varmeanlegget.

Temperaturen på turledningen er gjennomsnittlig 7 °C høyere enn på returledningen. Dette ville gitt en økt energidekningsgrad for varmepumpen på oppvarming av varmt tappevann. Volumet på tanken for ettervarming må være tilstrekkelig stor nok om den skal plasseres på turledning for å ikke påvirke resten av varmesystemet.

Å installere en overhetningsvarmeveksler er svært aktuelt når det brukes en ammoniakk varmepumpe da trykkgasstemperaturen er svært høy (Stene, 2018b). Spillvarmen fra MENY og returvannet fra varmesystemet varmer i gjennomsnitt tappevannet opp fra 10 °C til 41 °C. Dette gir en energidekningsgrad for oppvarming på ca 52 %. En overhetningsvarmeveksler kan dekke de resterende 48 % grunnet høy trykkgasstemperatur, så fremst anlegget driftes hele året. Figur 7.28 viser målt trykkgasstemperatur for varmepumpe/kjølemaskinen for 2018.



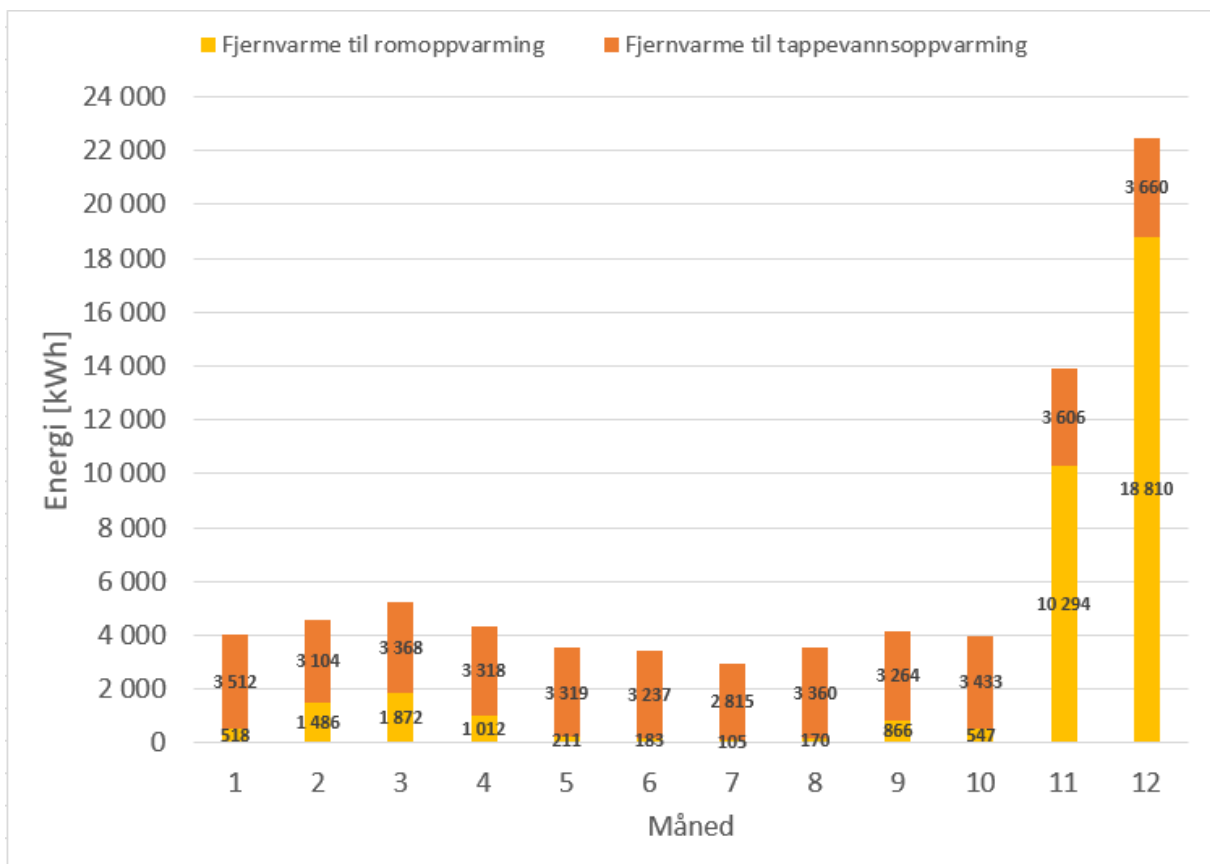
Figur 7.28 Trykkgasstemperaturen ved kompressorutløpet for VP/KM målt i 2018.

Trykkgasstemperaturen ligger over 100 °C i perioden januar til april. I vår, sommer og høst-månedene ligger temperaturen mellom 80-100 °C. Det er stort potensiale for å utnytte denne høye trykkgasstemperaturen til oppvarming av varmt tappevann. Hvis resirkulasjonsledningen kobles inn på varmtvannstanken for overhetningsvarmeveksleren kan den dekke 100 % av resirkulasjonstapet. Varmepumpe/kjølemaskinen driftes gjennomsnittlig 7000 timer i året. De resterende timene av året må varmtvannsbehovet dekkes av en alternativ oppvarmingskilde som f.eks. fjernvarme. Da vil en løsning hvor spillvarmen fra MENY utnyttes til forvarming, returvann fra varmeanlegget brukes til ettervarming og en overhetningsvarmeveksler dekke omtrent 80 % av energibehovet til oppvarming av varmt tappevann i løpet av året.

Det er viktig at trykkgasstemperaturen ikke overstiger 130 °C da dette over lengre tid kan føre til karbonisering av oljen, høyt oljeutkast og ødeleggelse av pakninger. Dette kan igjen føre til større risiko for lekkasje og kompressorhavari.

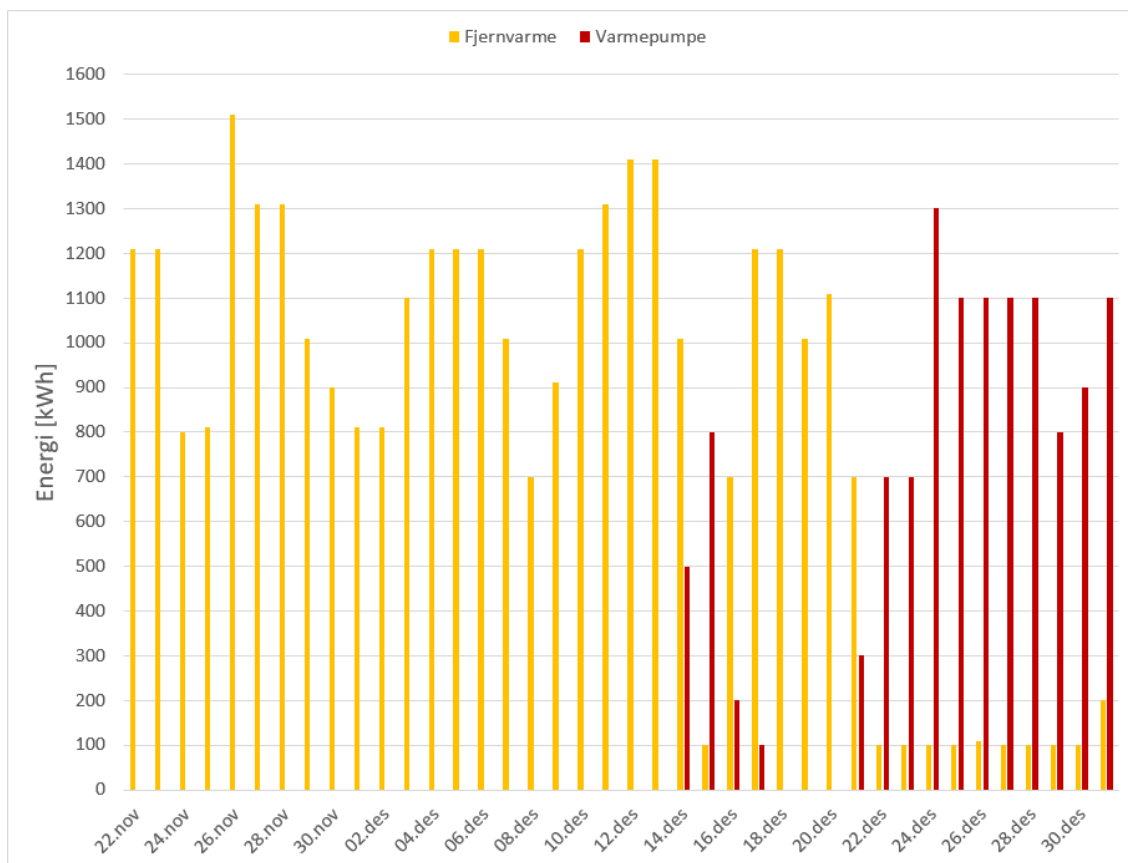
7.3.1.1 Varmepumpe avslått

Under analysen av varmeanlegget ble det avdekket at varmepumpen i slutten av november og i begynnelsen av desember 2018 har vært avslått. I denne perioden har spisslast-varmekilden dekket hele varmebehovet i bygget. Figur 7.29 viser fjernvarmeforbruket måned for måned for året 2018.



Figur 7.29 Fjernvarme forbruk måned for måned i 2018.

Fjernvarme til romoppvarming avviker betraktelig fra de andre månedene i november og desember. Det ble oppdaget at varmepumpe/kjølemaskinen var avslått fra og med 22. november til 14. desember, og igjen fra 18. desember. Figur 7.30 viser fjernvarmeforbruket og varmen produsert fra varmepumpen for perioden 22. november til 31. desember.



Figur 7.30 Varmeproduksjon fra fjernvarme varmeveksler og varmepumpe i november og desember 2018.

Stans av varmepumpen påvirker energidekningsgraden som er beregnet for året 2018. Hvis data fra november og desember utelukkes øker årlig energidekningsgrad for varmepumpe/kjølemaskinen til 87 % som vist i Tabell 7.13.

Tabell 7.13 Energidekningsgrad for varmepumpe/kjølemaskinen uten data fra november og desember.

Beskrivelse	Energi [kWh/år]
Totalt varme- og kjølebehov	261 460
Total varmeleveranse fra fjernvarme varmeveksler	39 700
Total varmeleveranse fra spillvarme fra MENY	5 691
Total energileveranse varmepumpe/kjølemaskin	226 551
Energidekningsgrad varmepumpe/kjølemaskin	87 %

Dette er en noe forenklet beregning ettersom november og desember er måneder hvor utetemperaturen er lav og dermed er varmebehovet større disse månedene kontra vår, sommer og høstmånedene. Inkludering av data fra disse månedene ville gitt et økt varmebehov som varmepumpen mulige ikke hadde dekket en like stor andel av på grunn av temperaturbegrensningen på 48 °C.

7.3.2 SCOP – gjennomsnittlig COP

SCOP for varmepumpe/kjølemaskinen er blitt regnet per måned for å undersøke hvor effektivt anlegget er. Beregningene er blitt gjort basert på definisjoner fra SEPEMO-prosjektet (Zottl & Nordman, 2011) og er listet opp i Tabell 7.14.

Tabell 7.14 Forklaring til utregning av SCOP.

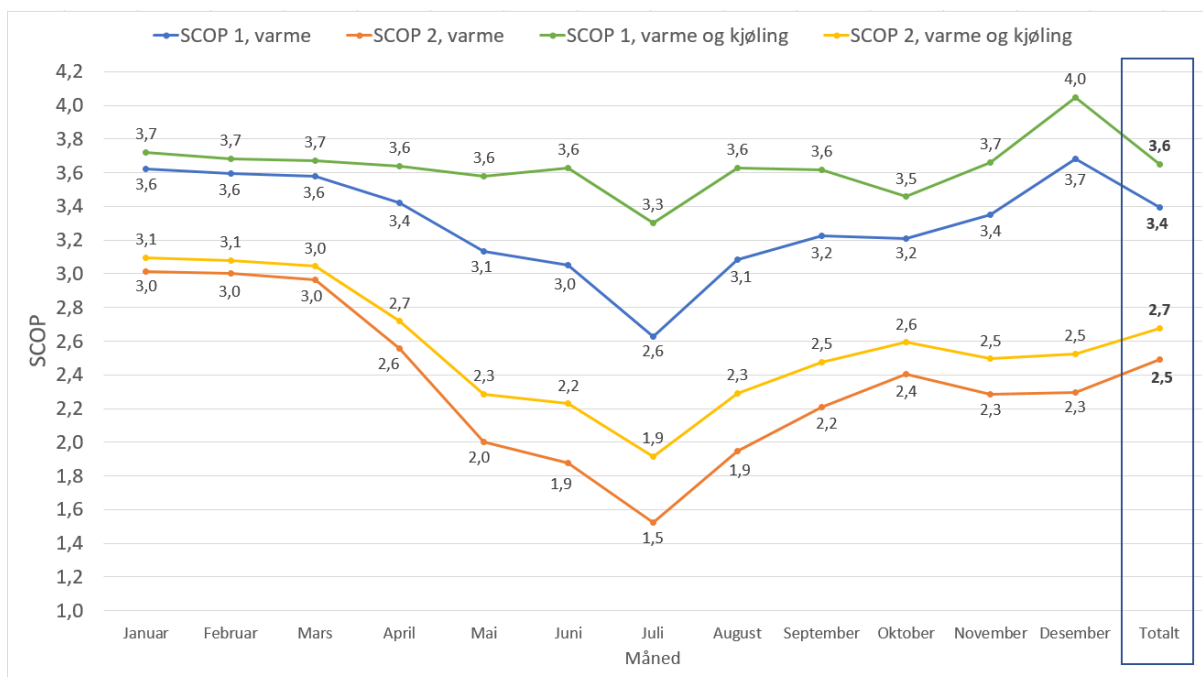
SCOP	1	2
Varme	$SCOP_{1_{varme}} = \frac{Q_{varme}}{E_{VP}}$	$SCOP_{2_{varme}} = \frac{Q_{varme}}{E_{VP} + E_{BP}}$
Varme og kjøling	$SCOP_{1_{v+k}} = \frac{Q_{varme} + Q_{kjøling}}{E_{VP}}$	$SCOP_{2_{v+k}} = \frac{Q_{varme} + Q_{kjøling}}{E_{VP} + E_{BP}}$
Forklaring	Q_{varme} = Varme levert av varmepumpen [kWh] E_{VP} = Elektrisitet tilført varmepumpen [kWh] E_{BP} = Elektrisitet tilført brønnpumpen [kWh] $Q_{kjøling}$ = Frikjøling fra brønnparken [kWh]	

Da det ikke finnes noen måler for elektrisk effekt tilført brønnpumpen er gjennomsnittlig elektrisk effekt estimert til 2,6 kW ut fra verdier hentet fra systemskjema av anlegget. Beregningen er forklart i Vedlegg E hvor også beregningen av SCOP fremkommer. SCOP-verdiene for 2018 ved de ulike systemgrensene er presentert i Tabell 7.15.

Tabell 7.15 SCOP for varmepumpe/kjølemaskinen i 2018.

Leveranse	SCOP 1	SCOP 2
Varme	3,4	2,5
Varme og kjøling	3,6	2,7

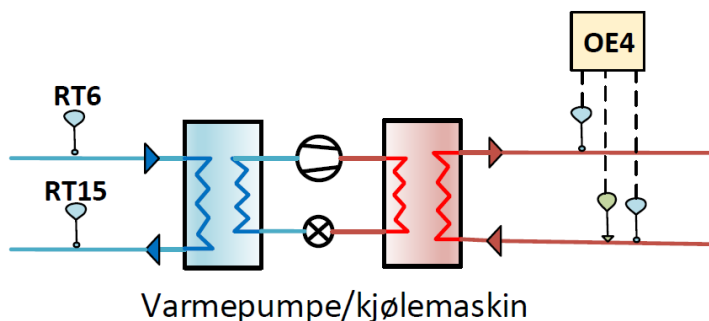
Beregnet SCOP per måned er fremvist i Figur 7.31. Data fra november og desember er kun tatt med fra perioder da varmepumpen var på.



Figur 7.31 SCOP for varmepumpen i 2018.

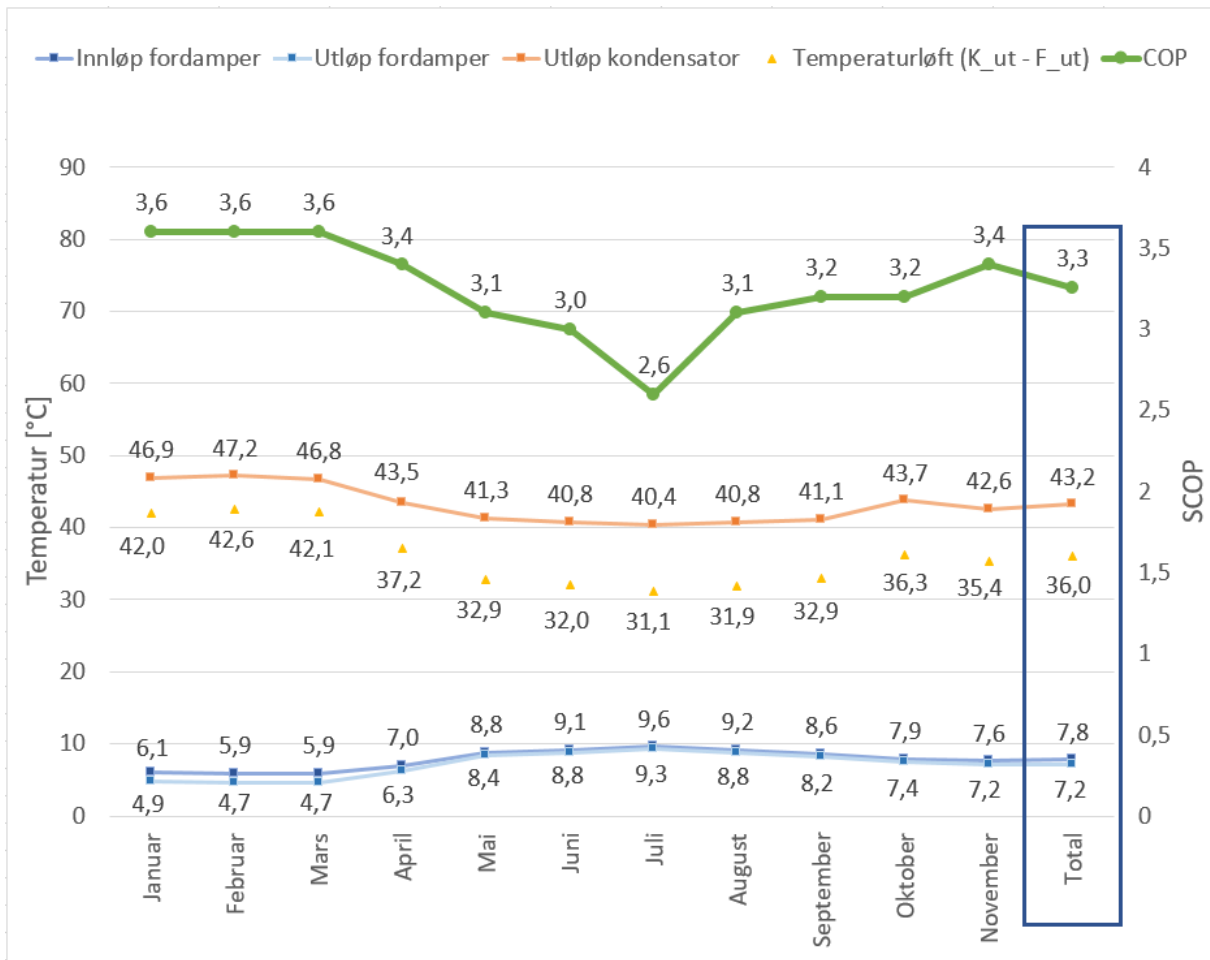
SCOP-verdien er lavest i sommermånedene. I denne perioden produseres det minimalt med varme. Fra tekniske spesifikasjoner fra varmepumpe/kjølemaskinen var forventet COP 4,6 ved full ytelse i varmedrift (2/48 °C). SCOP i 2018 er mellom 22-46 % lavere enn dette. Ammoniakk-varmepumper er svært energieffektive og er kjent for å ha høy COP verdi. Det er videre blitt undersøkt hvorfor SCOP-verdien er lavere enn forventet.

Økt temperaturløft for varmepumpen medfører økt effektbehov for varmepumpen. Dette vil igjen påvirke COP-verdien. Temperaturer i kondensator og fordampere, samt temperaturløftet er blitt sett på for å kunne sammenligne SCOP-verdien til varmepumpen med andre varmepumpesystemer. Figur 7.32 viser måleinstrumenter for temperaturer som er blitt brukt i analysen. På fordampersiden har målerne fra Honeywell med stor måleusikkerhet måtte bli brukt, da det ikke var andre temperatursensorer tilgjengelig.



Figur 7.32 Oversikt over måleinstrumenter i analysen av temperaturer som påvirker COP-verdien.

Ettersom varmpumpen var avslått fra og med 20. november og deler av desember som nevnt i kapittel 7.3.1.1 er data for denne perioden ikke tatt med i resultatet som er fremvist i Figur 7.33. Det er blitt benyttet SCOP 1 varme i denne figuren.



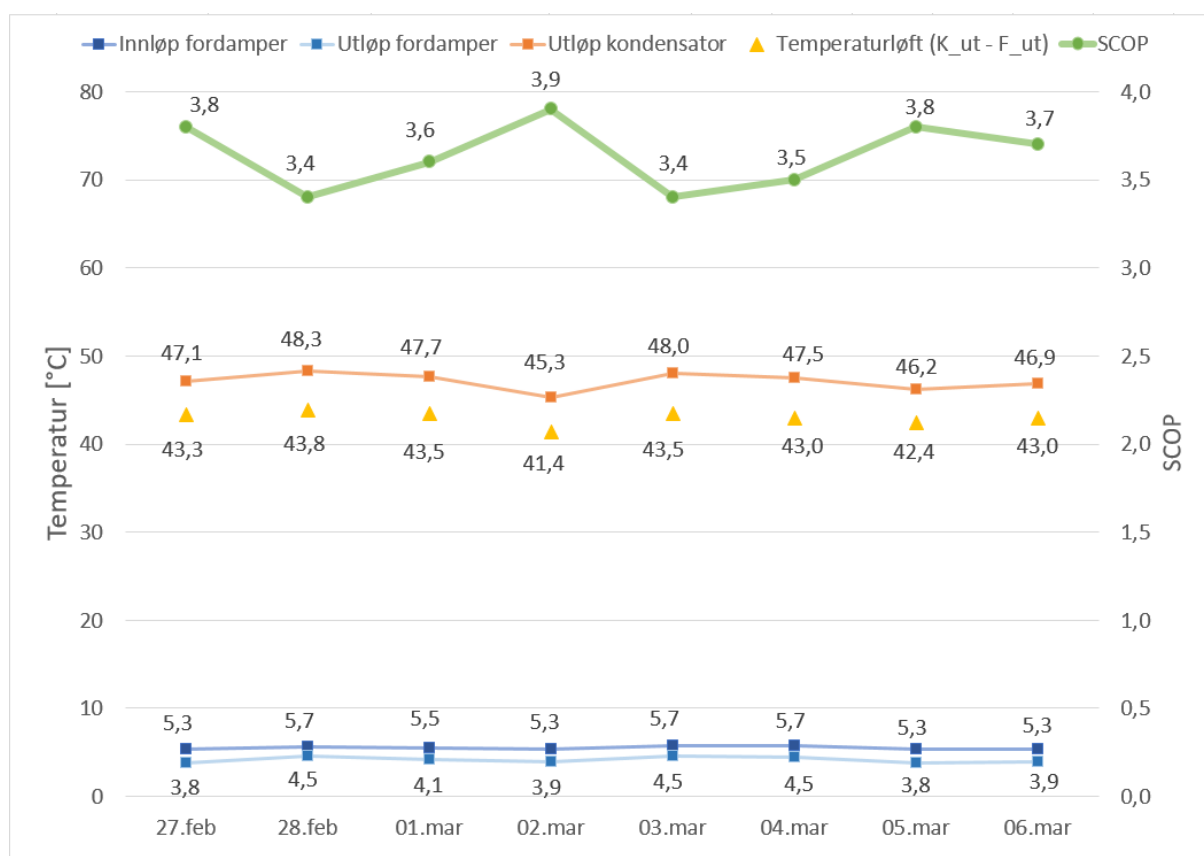
Figur 7.33 Vanntemperatur inn på fordampner og ut av kondensator, samt temperaturløft og målt SCOP for varmpumpen.

Temperaturene inn på fordampner og ut av kondensator er svært stabil og varierer henholdsvis med ca 3 °C og 6 °C. SCOP er høyest på vinteren hvor temperaturløftet er høyest og lavest på sommeren hvor temperaturløftet er lavest. For hver Kelvin senkning av fordampningstemperaturen eller for hver Kelvin økning av kondenseringstemperaturen avtar COP-verdien med typisk 2 til 3 %. Fordampnings- og kondenseringstemperaturen påvirkes av temperaturen inn på fordampneren og ut av kondensator. Sammenligner en verdiene for februar og juli måned, hvor verdiene både for SCOP-verdien og temperaturen ut av kondensator og inn på fordampner varierer mest fra hverandre, kan en undersøke denne sammenhengen. Maksimalt økes temperaturen ut fra kondensator med 6,8 °C og temperaturen inn på fordampneren avtar med maks 3,7 °C. Den største totale reduksjonen i COP ut fra disse verdiene ville vært på omtrent 20 %, mens reelt avtar SCOP-verdien med 28 %.

Temperaturene og SCOP er også blitt analysert over en periode med lavere utetemperaturer. SCOP er i denne analysen blitt beregnet per dag. Utetemperaturene for perioden er vist i Tabell 7.16.

Tabell 7.16 Utetemperaturer fra 27. februar til og med 6. mars.

Dato	Gjennomsnittlig døgntemperatur, utetemperatur
27. februar	-6,3 °C
28. februar	-9,7 °C
1. mars	-10,4 °C
2. mars	-7,2 °C
3. mars	-1 °C
4. mars	-1,1 °C
5. mars	-2,4 °C
6. mars	-3,2 °C

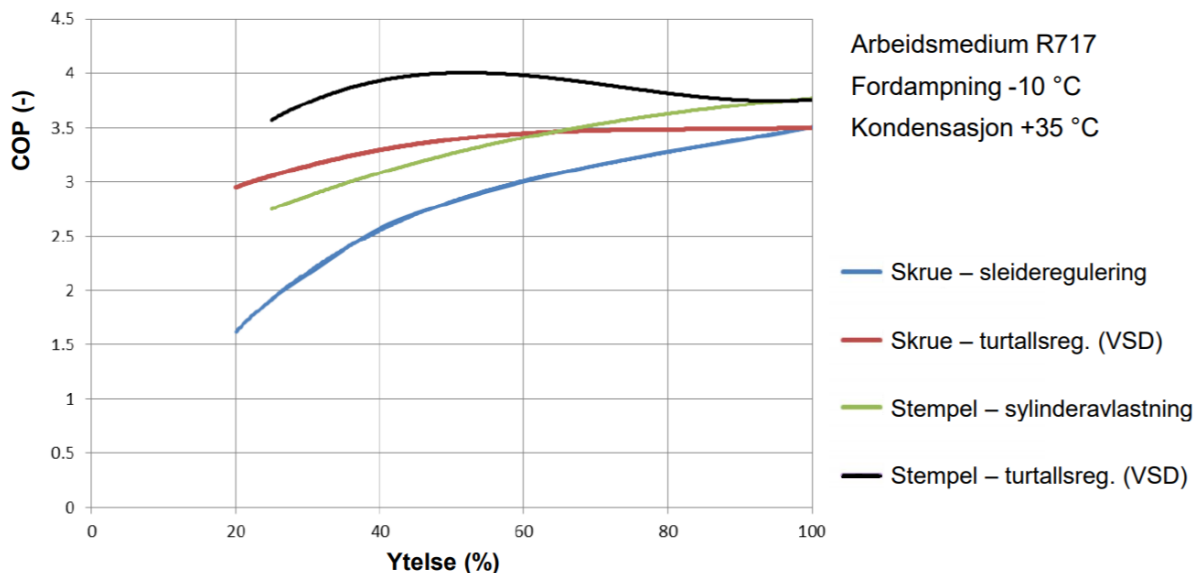


Figur 7.34 Vanntemperatur inn på fordampner og ut fra kondensator, temperaturløft og målt SCOP for varmepumpen for periode med lave utetemperaturer.

SCOP er mellom 3,4-3,9 i den kalde perioden som er en helt moderat verdi. SCOP er lavest de dagene temperaturløftet for varmepumpen er størst og hvor temperaturen ut fra kondensa-

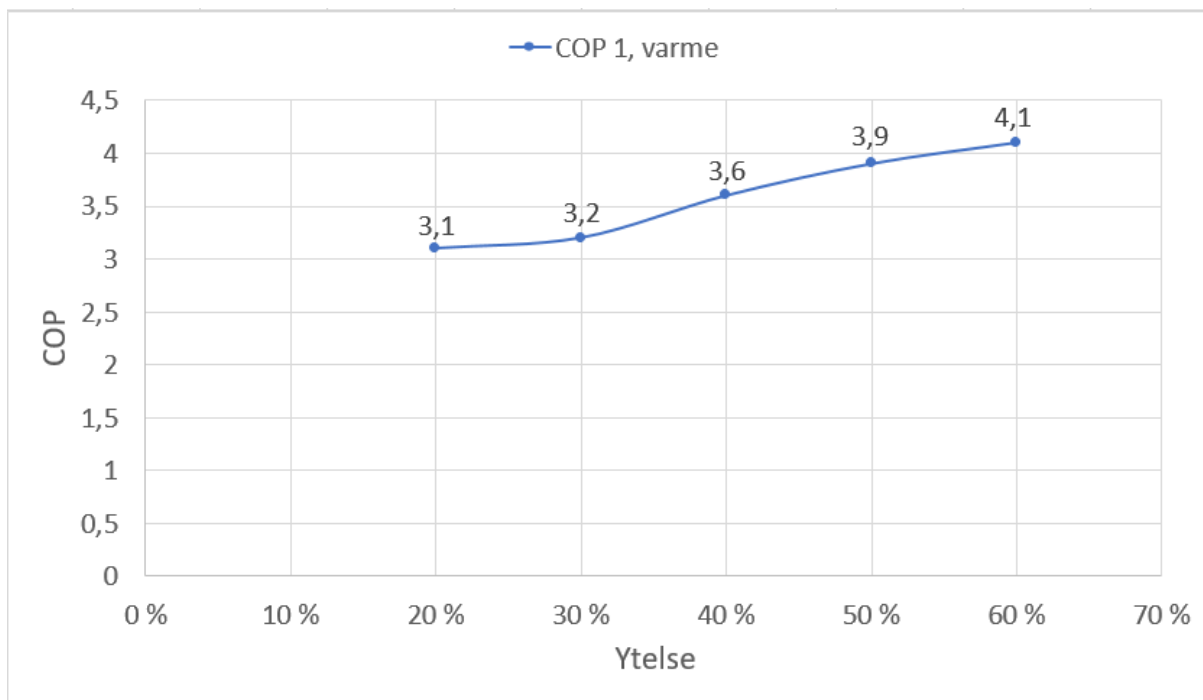
tor er høyest. Det er ellers liten sammenheng mellom SCOP og temperaturøkning i kondensator og temperatursenking i fordamper. Den største variasjonen i SCOP er mellom 28. februar og 2. mars. Temperaturøkningen ut fra kondensatoren den 28. februar er 3 °C, mens temperaturen inn på fordamper faktisk øker denne dagen med 0,4 °C. Dette ville gitt en maksimal reduksjon av COP på 9 %. SCOP-verdien avtar maks med 13 % for denne perioden. Det kan dermed konkluderes fra Figur 7.33 og Figur 7.34 at temperaturene inn og ut av fordamper og kondensator ikke er hele årsaken til at SCOP-verdien er så lav store deler av året.

En årsak til den relativt lave SCOP kan være grunnet drift av varmepumpen på lav dellast. Stempelkompressor med turtallsregulering har meget bra reguleringssegenskaper med høy COP selv på dellast. Men ved lav dellast, under ca 40 % ytelse, vil COP-verdien reduseres. Dette kan sees i Figur 7.35.



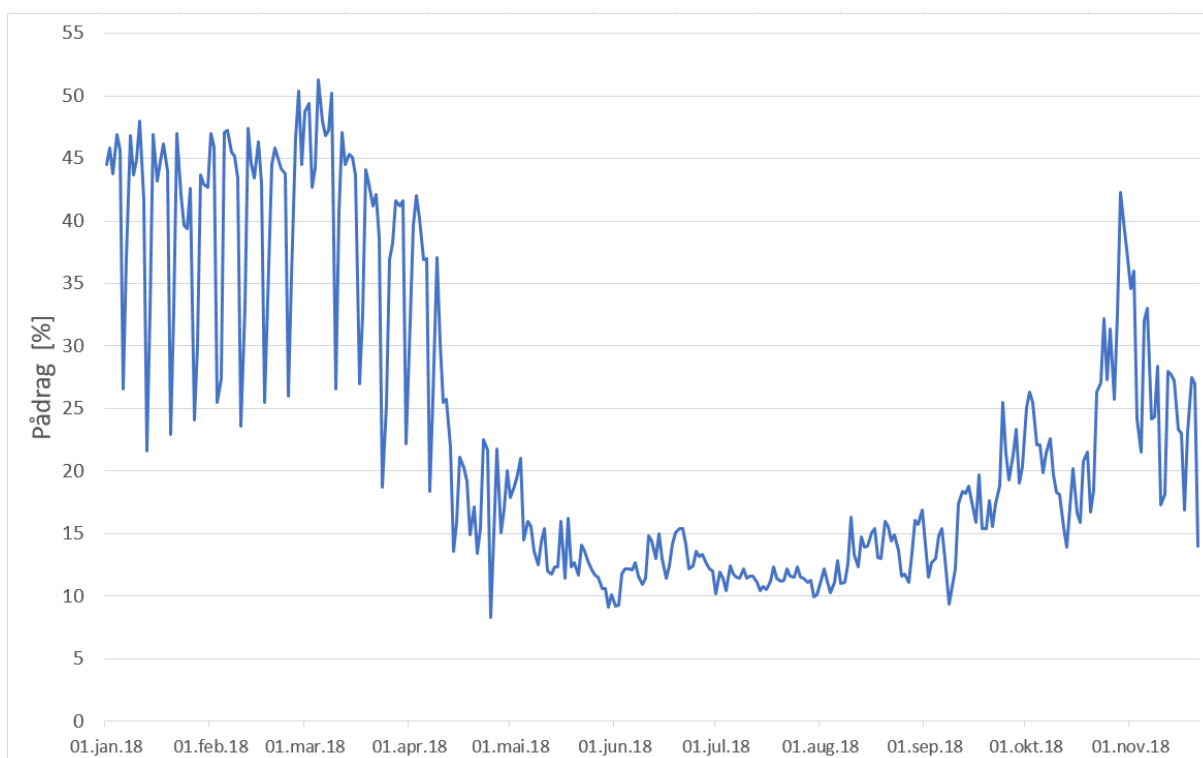
Figur 7.35 Eksempel på prinsipiell sammenligning av relativ COP ved dellastdrift (%) for ulike kompressortyper og -regulering (Stene, 2018d).

I Figur 7.36 er COP-verdien (COP 1, varme) for varmepumpe/kjølemaskinen ved ulike dellaster fremvist. Verdien er midlere COP over en time, hvor det er funnet et gjennomsnitt av alle COP-verdier ved hver dellast. Turtallregulering går fra 100 % til omtrent 29 % ytelse, mens regulering ved bruk av sylindravlastning benyttes ved ca. 29 % ytelse og nedover.



Figur 7.36 COP ved dellast med gjennomsnittlig temperatur inn på fordamper og ut fra kondensator på henholdsvis 7,8 °C og 43,2 °C.

COP-verdien avtar jevnt med avtagende ytelse. Ettersom varmepumpe/kjølemaskinen driftes mye på lav ytelse kan dette forklare den relative lave SCOP verdien. Figur 7.37 viser gjennomsnittlig ytelse per dag i 2018.



Figur 7.37 Pådrag i prosent av maks ytelse på varmepumpe/kjølemaskinen i 2018.

På vinteren kjøres varmepumpe/kjølemaskinen i gjennomsnitt ca 45 % av full ytelse og på sommeren på under 15 % av full ytelse. Gjennomsnittlig ytelse i løpet av året 2018 er på 24 %. Dette forklarer med stor sannsynlighet den lave SCOP-verdien.

Med tilgjengelige måleinstrumenter har det ikke vært mulig å utføre en ytterligere detalj-analyse av kompressoren.

7.3.3 Energisparing

Ved å sammenligne varmepumpe/kjølemaskinen mot andre energiløsninger kan en energibesparelse bli beregnet. Det er blitt sett på energisparing for oppvarming og for oppvarming og kjøling. For å beregne energisparing er følgende ligning blitt brukt:

$$\text{Energisparing} = \left(\frac{Q_{tot} \cdot \alpha_1}{\eta} \right) - \left(\frac{Q_{tot} \times \alpha_{VP}}{SCOP} + \left(\frac{Q_{tot} \cdot \alpha_{spisslast}}{\eta} \right) \right)$$

Hvor α er dekningsgraden, η er virkningsgraden og Q_{tot} er totalt varmebehov eller kjølebehov. For detaljer og tall som ligger i grunn for beregningene, se Vedlegg F.

Varmepumpe/kjølemaskinen ved Swecobygget er sammenlignet med fjernvarme som oppvarmingsløsning da dette er spisslastløsningen i bygget. Virkningsgraden på fjernvarmeløsningen er valgt til 0,8 (Standard Norge, 2016b). Ved å se på energibesparingen for oppvarming er SCOP for varmepumpe/kjølemaskinen valgt som 3,4, som er SCOP 1 varme fra kapittel 7.3.2. Det er valgt å bruke denne SCOP-verdien fremfor den som inkluderer energiforbruk til brønnpumpen ettersom dette bare var estimert og ikke reel energibruk for pumpen. Energibesparing for oppvarming med varmepumpen ved Swecobygget i forhold til oppvarming dekket av fjernvarme er på **55 %**. Dette er en lav energisparing og burde vært høyere. I forhold til et tilsvarende bergvarmepumpeanlegg, som varmepumpen ved Powerhouse Kjørbo, som er et 65 kW aggregat med scroll-kompressor med på/av regulering og R410A som arbeidsmedium, og som dekker oppvarmingsbehovet i et 50/40 °C varmesystem, oppnådde en energisparing på ca 75 % sammenlignet med oppvarming av en el-kjel. Varmepumpen hadde SCOP 4 og 100 % energidekningsgrad (Nordang, 2015b).

Varmepumpe/kjølemaskinen installert i Swecobygget leverer også “gratis” kjøling ved frikjøling fra energibrønnene. SCOP er i denne beregningen blitt valgt som 3,6 som er SCOP 1 beregnet med levert varme og kjøling fra kapittel 7.3.2. Det er blitt sammenlignet med en løsning hvor en kjølemaskin med tørrkjøler benyttes til å dekke kjølebehovet. Med direkte varmeveksling mot uteluften kan tørrkjøleren dekke prosesskjølebehovet opp til ca 8 °C utetemperatur. Ved utetemperaturen over dette benyttes kjølemaskinen med SCOP på 3. Oppvarmingsløsningen som er brukt i sammenligningen er fremdeles fjernvarme. Energisparingen blir i denne sammenligningen **65 %**. Dette er en noe høyere energisparing, men burde fremdeles vært høyere.

Årsaken til den lave energisparingen skyldes kombinasjon av en relativt lav SCOP-verdi grunnet at varmpumpe/kjølemaskinen kjøres mye på delast samt den relativt lave energidekningsgraden for varmpumpe/kjølemaskinen.

7.4 Analyse av brønnparken

Ved Swecobygget er det benyttet vann som kuldebærer i energibrønnene noe som gir fordeler, men også noen ulemper. En annen viktig faktor er temperaturene i brønnparken. Dette er blitt undersøkt og analysert i dette kapitlet.

7.4.1 Kuldebærer

I energibrønnene ved Swecobygget er det blitt benyttet vann som kuldebærer. Vanligvis brukes etanol som kuldebærer i bergvarmesystem, HX24 eller HX35. Vann har bedre termofysiske egenskaper i forhold til frostvæske, men det har også sine begrensninger. Tabell 7.17 presenterer en sammenligning av termofysiske verdier for aktuelle kuldebærere i bergvarmesystemer.

Tabell 7.17 Sammenligning av kuldebærere (International Institute of Refrigeration, 1997).

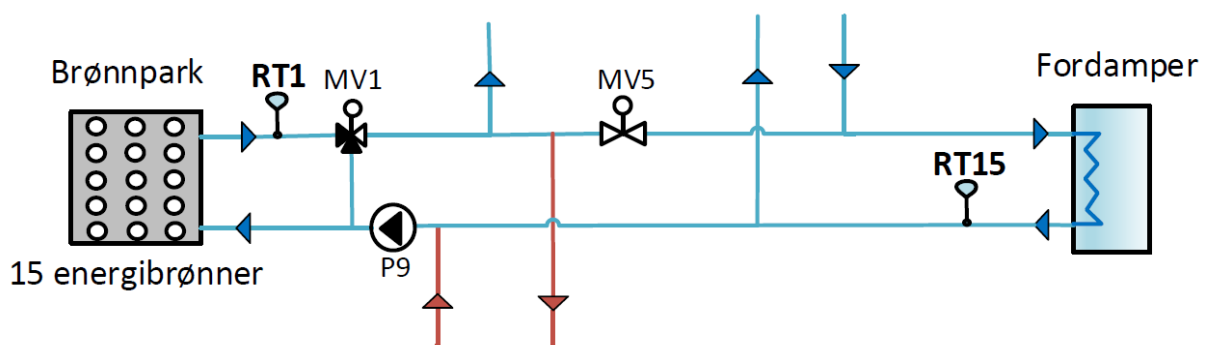
Kuldebærere	Frysepunkt [°C]	Temperatur [°C]	Tetthet [kg/m ³]	Spesifikk varmekapasitet [J/kg K]	Termisk konduktivitet [W/m K]	Kinematisk viskositet [mm ² /s]
Vann	0	20	998	4180	0,598	1,00
		10	1000	4190	0,580	1,31
		0	1000	4220	0,562	1,79
Etanol	-15	20	963	4305	0,441	2,49
		10	968	4300	0,433	3,65
		0	972	4290	0,425	5,97
Etylenglykol	-15	20	1039	3730	0,463	2,11
		10	1043	3700	0,454	2,91
		0	1046	3665	0,444	4,16
Avgiftet etylenglykol	-15	20	1043	3790	0,479	2,36
		10	1046	3780	0,475	3,28
		0	1049	3770	0,472	4,81
Propylenglykol	-15	20	1026	3870	0,431	3,32
		10	1031	3860	0,423	4,97
		0	1035	3855	0,416	7,78

- **Vann** er ikke giftig og ikke brennbart. Varmeledningsevnen til vann er høy etter som det har høy termisk konduktivitet. Vann har lav viskositet som vil gi lavt trykktap i rør. En ulempe ved bruk av vann som kuldebærer er at frysepunktet er på 0 °C. Temperaturen i brønnparken kan dermed ikke gå noe lavere enn ca 3 °C for å unngå lokal utfrysning. Med høyere nedre temperaturgrense kreves det flere energibrønner for å kunne levere samme mengde varme fra energibrønnene til varmpumpen. Vann har derimot ingen øvre temperaturbegrensning.

- **Etanol** er ugiftig, biologisk nedbrytbar og har frysepunkt på $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ved 35 % blanding. Med relativt høy termisk konduktivitet, og relativt høy viskositet er det en god konkurrent til vann, men vann har bedre termofysiske egenskaper. Etanol er også brennbar og vil dermed ha en øvre temperaturlgrense på ca $20\text{--}25\text{ }^{\circ}\text{C}$ da flammepunktet er henholdsvis $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ og $33\text{ }^{\circ}\text{C}$ for HX24 og HX35.
- **Etylenglykol** har gode egenskaper med lavere viskositet og høyere termisk konduktivitet enn etanol, men har lavere spesifikk varmekapasitet. I tillegg er etylenglykol giftig og ikke biologisk nedbrytbar.
- **Avgiftet etylenglykol** er tross for hva navnet tilsier fremdeles klassifisert som giftig, og kan dermed kun brukes i lukkede systemer. Produktene kan inneholde ulike type tilsetninger som styrer nedbrytningsprosessen og egenskapene er ganske ukjente. Termofysiske egenskaper for avgiftet etylenglykol er gode med blant annet høy termisk konduktivitet.
- **Propylenglykol** er ugiftig og ikke brennbar. Ulemper ved dette mediet er at det har høy viskositet, som vil føre til stort trykktap. Ved lave temperaturer kan dette også føre til laminær strømning som vil gi vesentlig dårligere varmeovergangstall. Dette vil forårsake lavere frostvæske temperatur som fører til lavere varmeytelse og COP for varmepumpen.

7.4.2 Temperaturanalyse

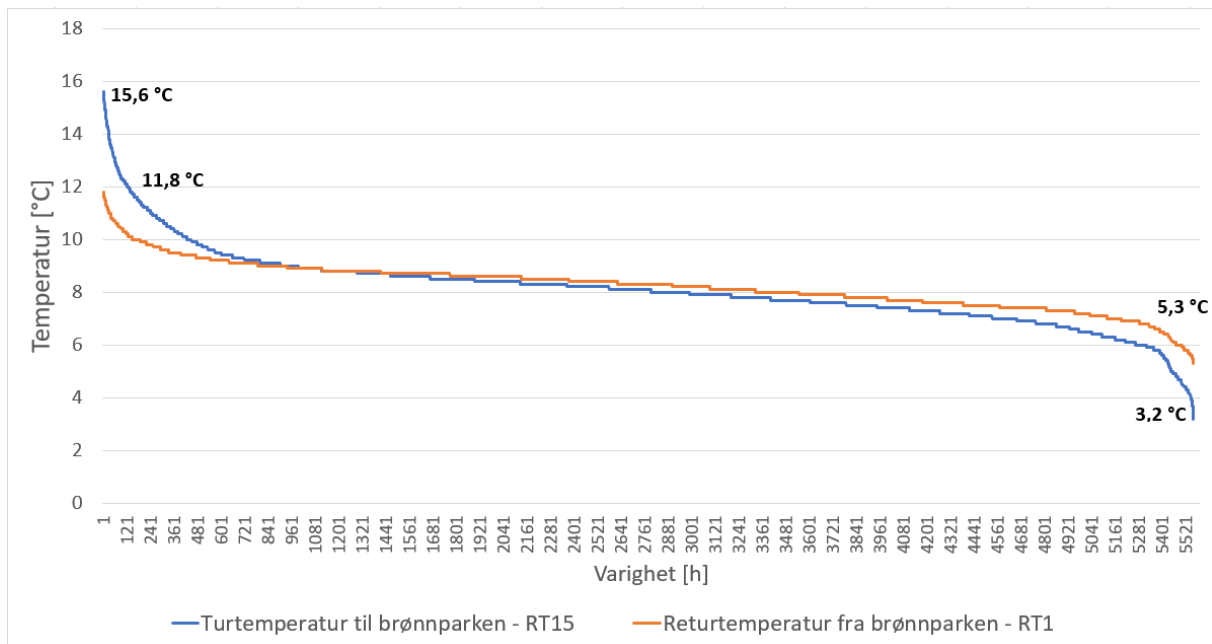
Vann vil som nevnt ha en temperaturlgrensning. Frysepunktet på vann er $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, men temperaturen skal helst ikke underskride $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ for å unngå lokal utfrysning. Det er dermed blitt utført en analyse på tur- og returtemperaturen til brønnenparken for å undersøke om disse er i nærheten av temperaturlgrensene for vann. Det er også blitt analysert om temperaturnivået i energibrønnene er blitt påvirket av at anlegget aldri har vært i overordnet kjøledrift. Figur 7.38 viser måleinstrumenter som er blitt brukt i analysen.



Figur 7.38 Oversikt over måleinstrumenter brukt for å analysere brønnenparken.

Analyseperioden er fra 1. april 2018 til 20. november 2018. Hele 2018 kunne ikke analyseres for disse temperaturene, da det er registrert feilmålinger på turtemperaturen (RT1) fra 1. januar frem til slutten av mars mens det på returtemperaturen (RT15) var feilmålinger fra 20. november og ut året.

I Figur 7.39 er temperatur-varighetskurven for tur- og returtemperaturene i brønnparken presentert. Temperaturene er sortert fra maks. til min. og korrelerer derfor ikke. Verdiene er på timesbasis.



Figur 7.39 Temperatur-varighetskurve for tur- og returtemperatur i energibrønnene.

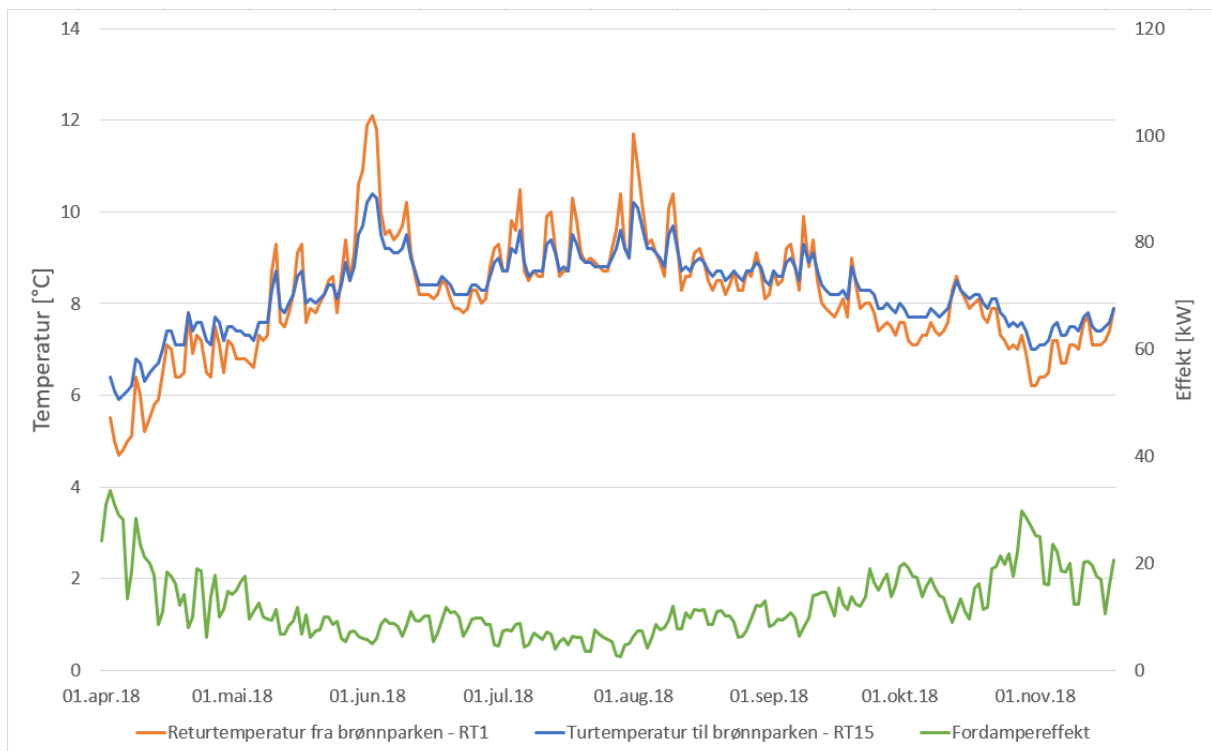
Temperaturområdet for turtemperaturen til brønnparken er mellom 15,6 °C og 3,2 °C, mens returtemperaturen fra brønnparken er mellom 11,8 °C og 5,3 °C. Dette er dermed innenfor temperaturgrensene for bruk av vann som kuldebærer. Temperaturen i brønnparken bør ikke bli kaldere med tiden med tanke på den nedre temperaturgrensen for vann. De høye temperaturene er observert i perioder med frikjøling hvor temperaturen på vannet øker betraktelig gjennom kjølekretsen før det går gjennom fordamperen.

Ettersom returtemperaturen fra brønnparken aldri har oversteget 15 °C har aldri varme-pumpe/kjøleanlegget vært i overordnet kjøledrift, da dette er temperaturgrensen for kjøledrift. Brønnparken klarer da å dekke hele kjølebehovet til bygget med frikjøling.

Gjennomsnittlig tur- og returtemperaturene per dag er plottet opp mot fordampereffekten som er blitt estimert ut ifra følgende formel:

$$Q_f = Q_k - W$$

Resultatet er fremstilt i Figur 7.40.



Figur 7.40 Tur- og returtemperatur for energibrønnene plottet mot fordampereffekten.

Temperaturene i brønnparken varierer mellom 4 °C til 12 °C. Turtemperaturen går aldri under 4 °C som er bra for å unngå lokal utfrysning av vannet i energibrønnene. Selv om anlegget har vært i varmedrift hele året tyder det ikke på at temperaturnivået i brønnparken er blitt redusert. Ettersom temperatursensorene som er blitt brukt i analysen har stor måleusikkerhet som nevnt i kapittel 6.2.2, må resultatet fra denne analysen sees på som et overslag.

En korrelasjonsverdi mellom tur- og returtemperaturen og fordampereffekten er blitt regnet ut. Denne ligger på ca 0,82 mellom fordampereffekten og de to temperaturmålingene. Resultatet er fremstilt i Tabell 7.18.

Tabell 7.18 Korrelasjon mellom fordampereffekt og temperaturer i energibrønnene.

Beskrivelse	Korrelasjonsverdi
Turtemperatur til brønnparken – RT15	-0,81
Returtemperatur til brønnparken – RT1	-0,83

Temperaturen på vannet i energibrønnene og fordampereffekten er ikke lineært motsatt avhengig av hverandre ettersom at temperaturen på vannet før fordamperen øker enda mer etter at det har vært gjennom kjølekreten. Avvik på korrelasjonsverdien kan skyldes dette, samt feilmålinger på temperatursensorene. En annen forklaring for avviket kan være feilberegning av fordampereffekten da dette kun er en estimert verdi hvor det ikke er tatt hensyn til varmetap i kompressoren.

7.4.3 Temperaturutvikling

Gjennomsnittstemperaturen på vannet i energibrønnene vil gi en indikasjon på årlig temperaturutvikling i brønnparken. Dette er presentert i Tabell 7.19 for året 2017 og 2018. Måneder med feilmålinger er ikke tatt med i denne fremstillingen.

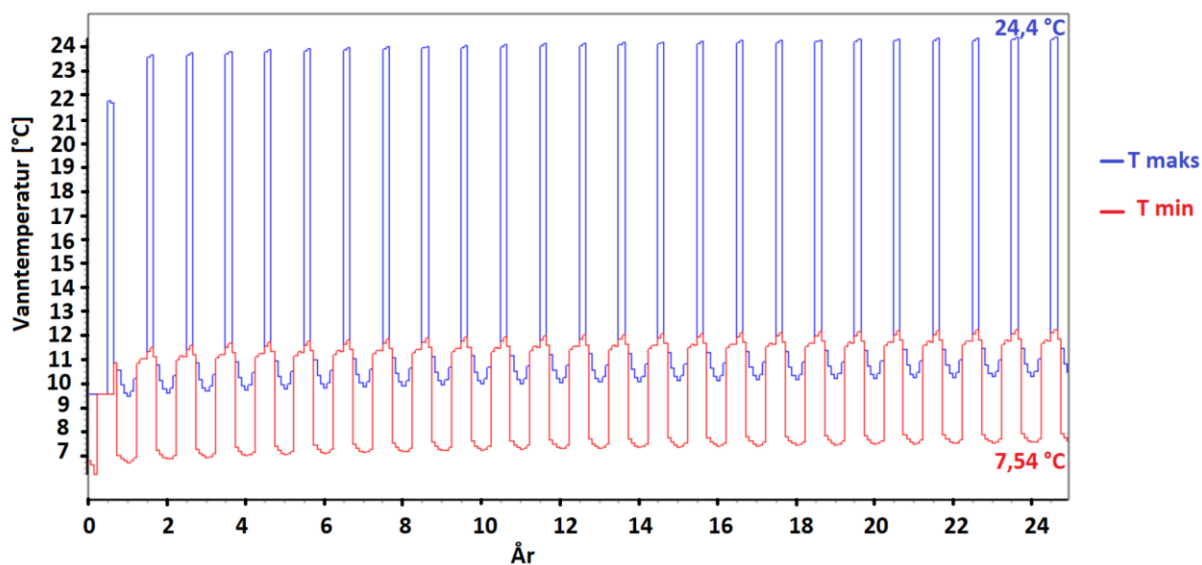
Tabell 7.19 Gjennomsnittlig vanntemperatur i brønner for året 2017 og 2018.

Måleperiode	Gjennomsnittlig vanntemperatur i brønner	Gjennomsnittlig vanntemperatur i brønner
	2017	2018
Januar	-	-
Februar	5,5 °C	-
Mars	5,7 °C	-
April	6,2 °C	6,6 °C
Mai	7,4 °C	8,4 °C
Juni	7,9 °C	8,8 °C
Juli	-	9,2 °C
August	8,6 °C	8,8 °C
September	8,6 °C	8,3 °C
Oktober	7,8 °C	7,6 °C
November	6,7 °C	7,4 °C
Gjennomsnitt total periode	6,8 °C	8,1 °C

Fra 2017 til 2018 antyder resultatet at gjennomsnittlig temperatur i brønnparken har økt. Hvis økningen fortsetter vil dette med tid sette begrensninger for hvor mye frikjøling anlegget vil kunne levere.

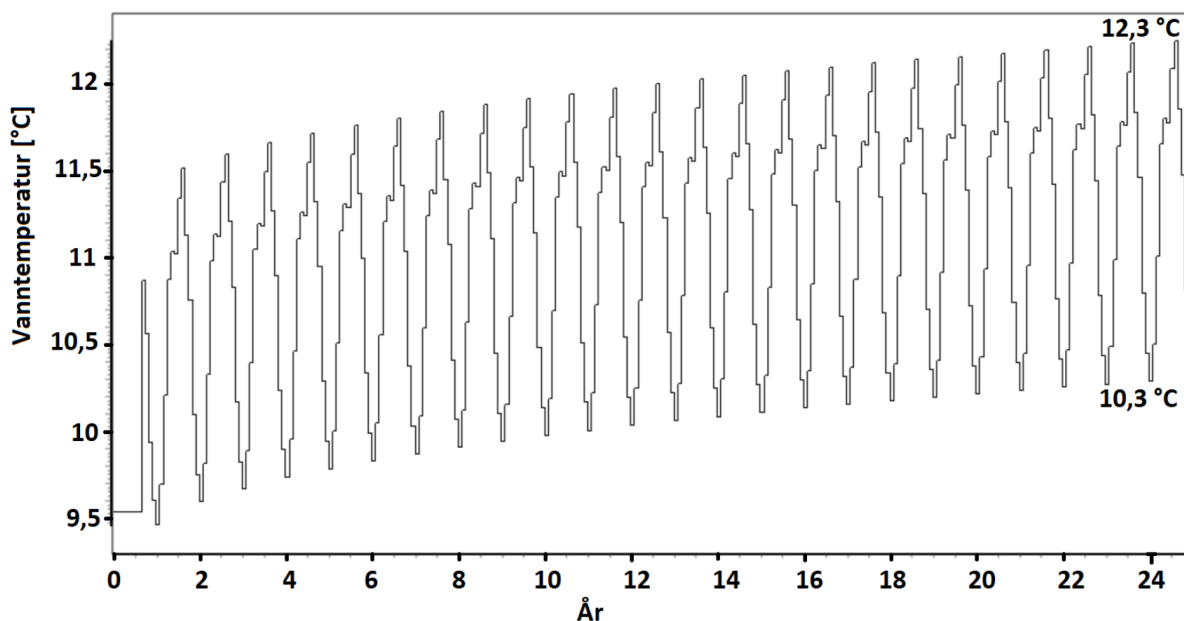
For å se nærmere på temperaturutviklingen i energibrønnene er brønnparken blitt simulert i Earth Energy Designer, EED, som er et spesialutviklet dataprogram for simulering av temperaturutvikling i brønnparker (Blocon, 2018). Detaljer for simuleringene kan sees i Vedlegg G.

Den første simuleringen er blitt utført med verdier for grunnlast og topplast hentet fra SI-MIEN-simuleringen. Simuleringsresultatet for temperaturutviklingen når kjølebehovet dekkes ved frikjøling er presentert i Figur 7.41 hvor laveste og høyeste middeltemperatur (tur/retur) for vannet i brønnparken er plottet.



Figur 7.41 Temperaturutvikling i brønnparken i løpet av 25 år. Simulering utført i EED med inndata fra SIMIEN, hvor kjølebehovet dekkes med frikjøling.

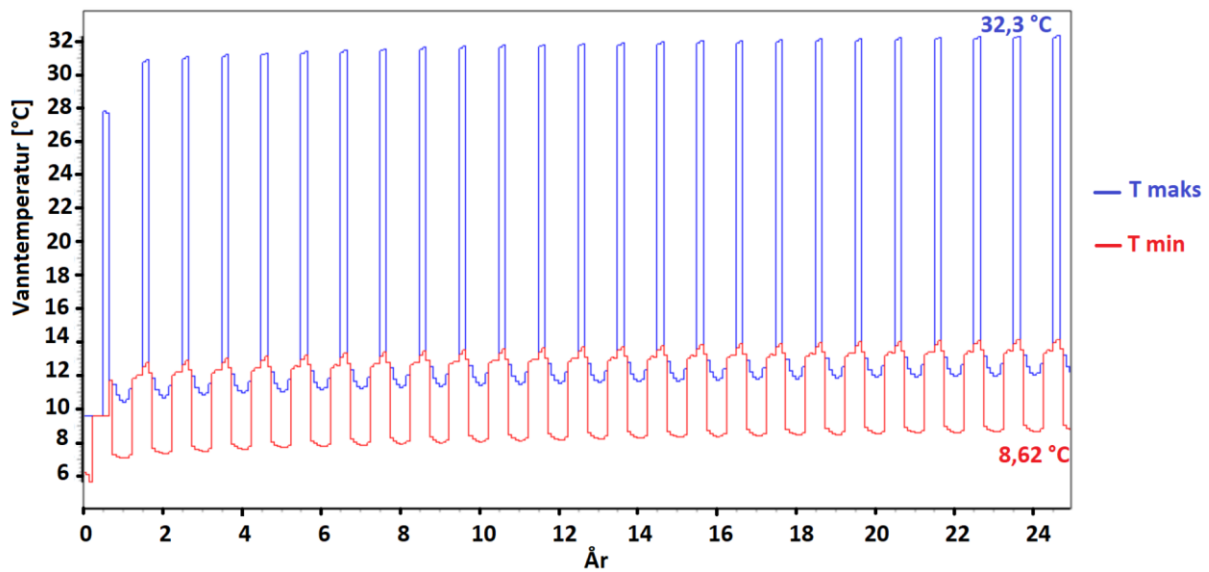
Ved bruk av inndata fra SIMIEN for grunn- og topplast vil temperaturen i brønnparken øke svært lite med tiden. Figur 7.42 viser gjennomsnittlig vanntemperatur i brønnparken med inndata fra SIMIEN.



Figur 7.42 Gjennomsnittlig vanntemperatur i brønnene i løpet av 25 år. Simulering utført i EED med inndata fra SIMIEN, hvor kjølebehovet dekkes med frikjøling.

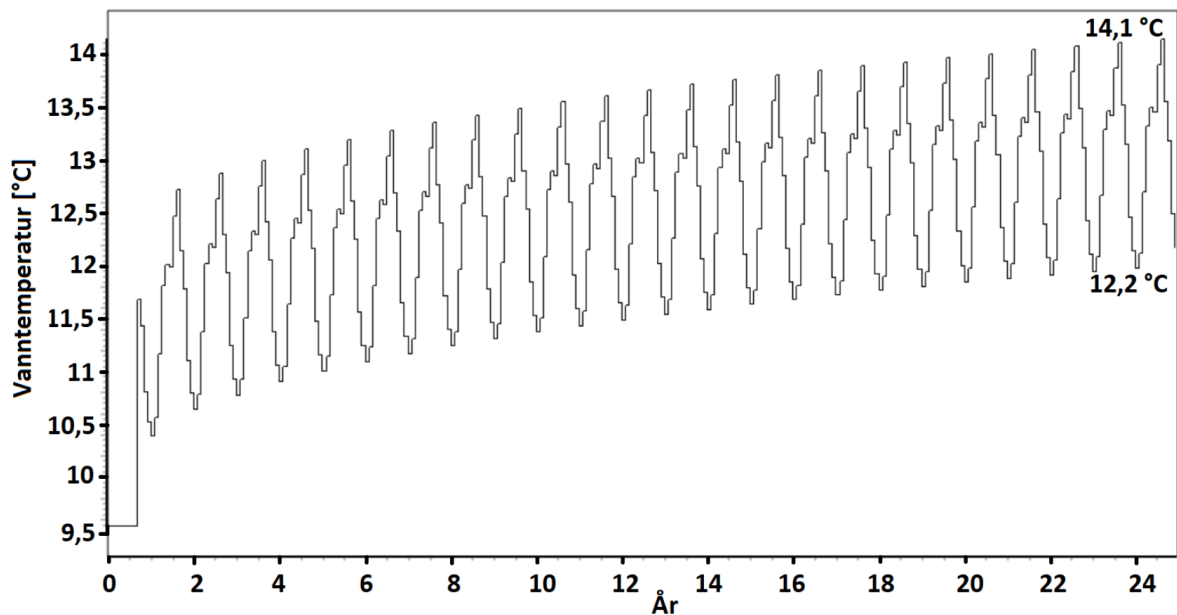
Temperaturutviklingen i berggrunnen øker med litt under 1 °C, fra ca. 9,5 °C til ca. 10,5 °C, over en periode på 25 år. Ettersom at strømmende grunnvann også vil bidra til å opprettholde energibalansen, noe EED ikke tar inn i beregningene, viser resultatet at brønnparken er i full termisk energibalanse.

Høyeste temperatur på vannet er 24,4 °C som vist i Figur 7.41. Dermed kan ikke kjølebehovet dekkes ved hjelp av frikjøling. I Figur 7.43 er temperaturutviklingen i brønnparken presentert hvor kjølebehovet er dekket av kjølemaskinen.



Figur 7.43 Temperaturutvikling i brønnparken i løpet av 25 år. Simulering utført i EED med inndata fra SIMIEN, hvor kjølebehovet dekkes av kjølemaskinen.

Simuleringen viser igjen at temperaturen øker svært lite med tiden.

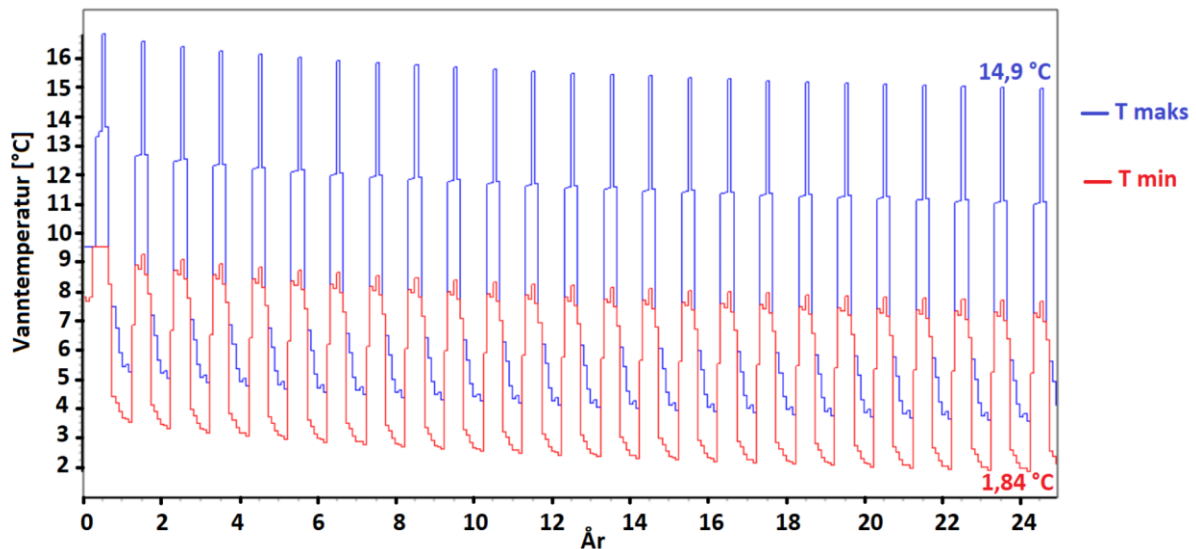


Figur 7.44 Gjennomsnittlig vanntemperatur i brønnene i løpet av 25 år. Simulering utført i EED med inndata fra SIMIEN, hvor kjølebehovet dekkes av kjølemaskinen.

Temperaturen øker med omtrent 3 °C, fra ca. 9,5 °C til 12,2 °C. Når kjølebehovet dekkes av kjølemaskinen vil det bli avgitt mer varme til brønnparken og dermed øker temperaturen på

vannet i brønnparken. Reelt vil kjølebehovet i perioder bli dekket ved frikjøling og andre perioder av kjølemaskinen. Dermed vil reelt resultat på temperaturutviklingen ligge et sted mellom de to simuleringene.

I Figur 7.45 er reelle måledata for grunn- og topplast er blitt brukt for simuleringen. Kjølebehovet er her dekket av frikjøling.

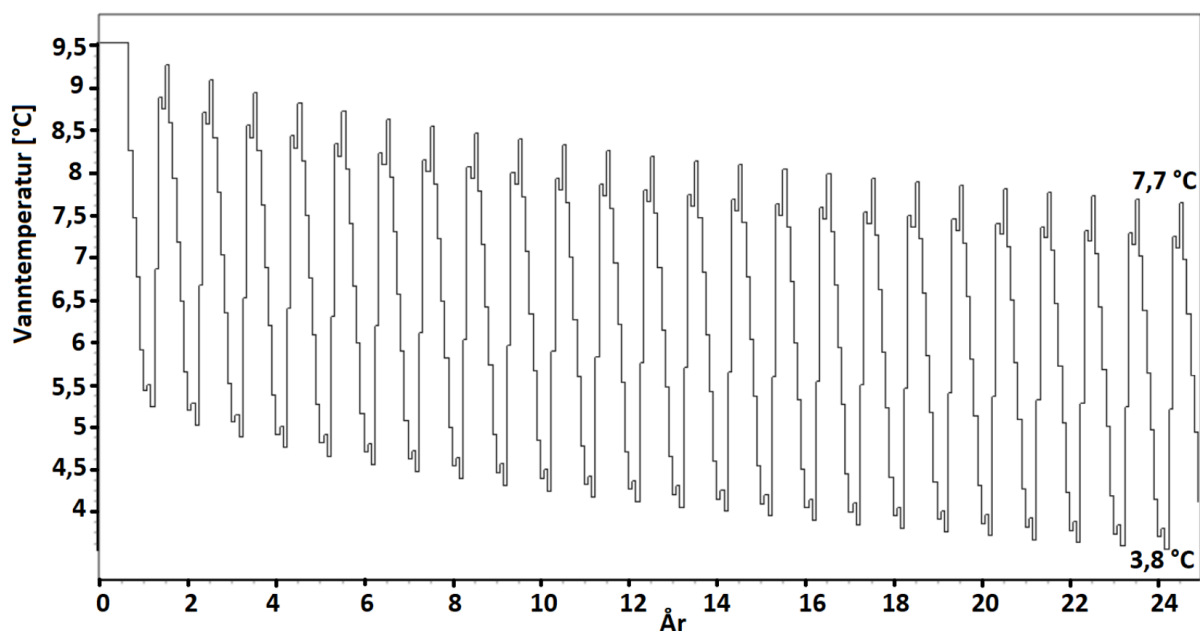


Figur 7.45 Temperaturutvikling i brønnparken simulert i EED over 25 år med inndata fra måleverdier.

I tilfellet med reelle måledata for varme- og kjølelast vil temperaturen i brønnparken synke over tid med omtrent 1,5 °C, fra ca 3,5 °C til ca 1,84 °C. Igjen viser resultatet at brønnparken er i full termisk energibalanse.

Laveste temperatur på vannet i energibrønnene er 1,84 °C. Anbefalt grensetemperatur på vannet i energibrønnene er 3 °C. Simuleringen viser dermed at brønnparken er underdimensjonert da temperaturen underskrider anbefalt grenseverdi. Simuleringen viser at etter 6 år i drift vil temperaturen på vannet gå under 3 °C.

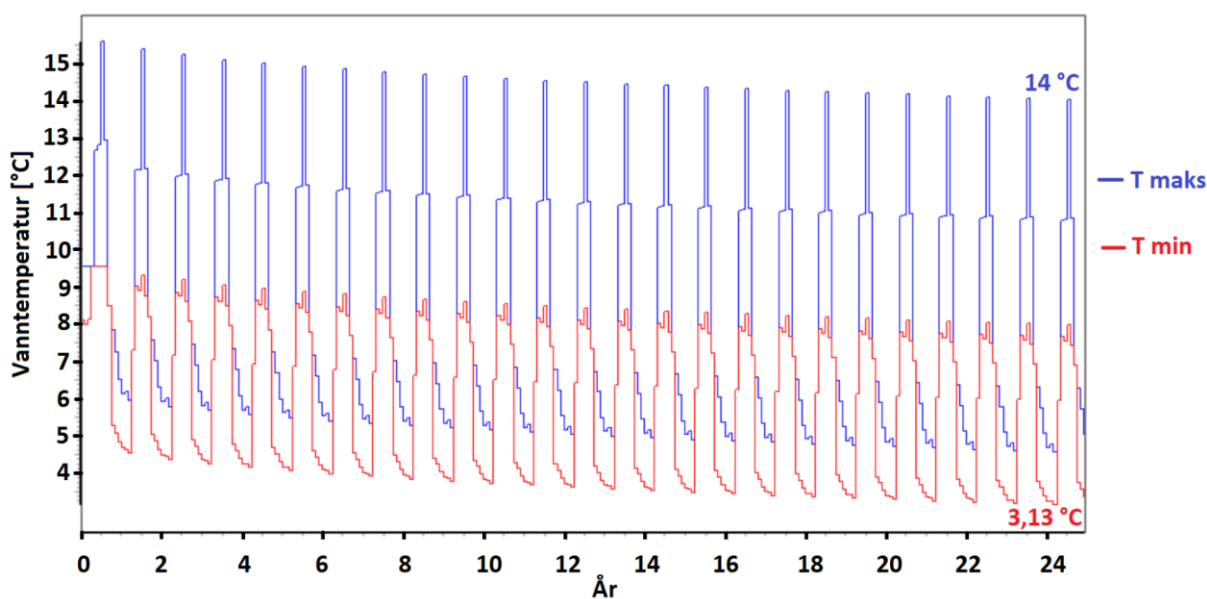
Figur 7.46 viser simulert gjennomsnittlig vanntemperatur i brønnparken.



Figur 7.46 Gjennomsnittlig vanntemperatur i brønnene i løpet av 25 år. Simulering utført i EED med inndata fra måleverdier.

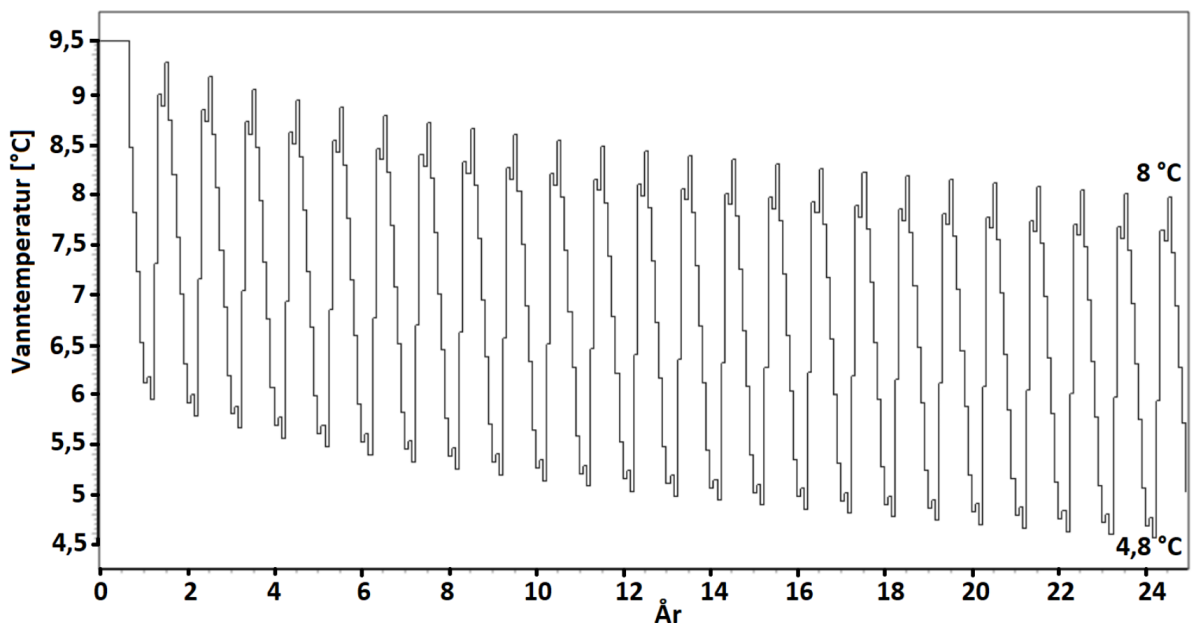
Middeltemperaturen i berggrunnen reduseres med omtrent 1,5 °C, fra ca 5,3 °C til ca 3,8 °C, over perioden på 25 år. Med strømmende grunnvann vil energibalansen i brønnparken bli opprettholdt.

Det er blitt undersøkt hvor mange brønnparker som er nødvendig for at temperaturen ikke blir lavere enn 3 °C. Temperaturutviklingen er vist i Figur 7.47. Simuleringen viser at det er behov for 18 energibrønner for at temperaturen ikke skal bli for lav.



Figur 7.47 Temperaturutvikling i brønnparken simulert i EED over 25 år med inndata fra måleverdier med 18 energibrønner.

Figur 7.48 viser simulert gjennomsnittlig vanntemperatur i brønnparken med 18 energibrønner.



Figur 7.48 Gjennomsnittlig vanntemperatur i brønnene i løpet av 25 år. Simulering utført i EED med inndata fra måleverdier med 18 energibrønner.

Middeltemperaturen i berggrunnen reduseres med omtrent 1 °C, fra ca. 6 °C til ca. 5 °C, over perioden på 25 år. Med strømmende grunnvann vil energibalansen i brønnparken bli opprettholdt.

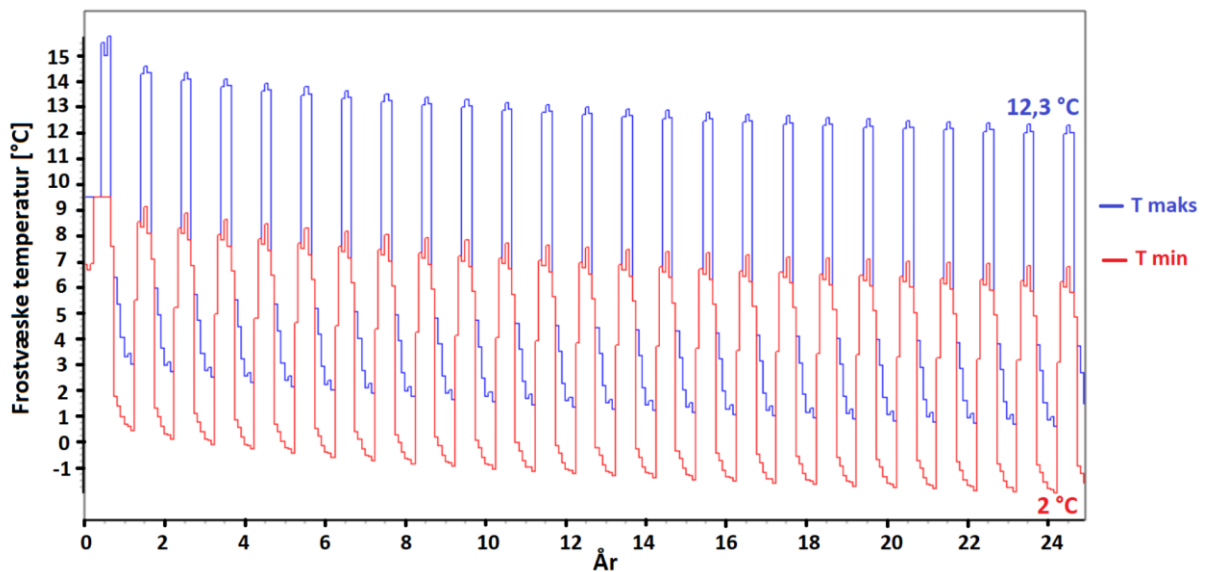
7.4.4 Kostnadsanalyse – alternativ kuldebærer

Det er blitt undersøkt hvor mange færre brønner som kunne blitt installert om etanol ble benyttet som kuldebærer i energibrønnene fremfor vann. Etanol kan operere under lavere temperaturer grunnet lavere frysepunkt, som resulterer i en reduksjon av antall nødvendige energibrønner. Lavere temperatur innpå fordampere vil også påvirke SCOP negativt, noe som også må tas med i beregningen da dette vil gi noe økte driftskostnader. Ettersom etanol er brennbar bør det gjennomføres en ROS-analyse (risiko- og sårbarhetsanalyse) ved bruk av dette som kuldebærer.

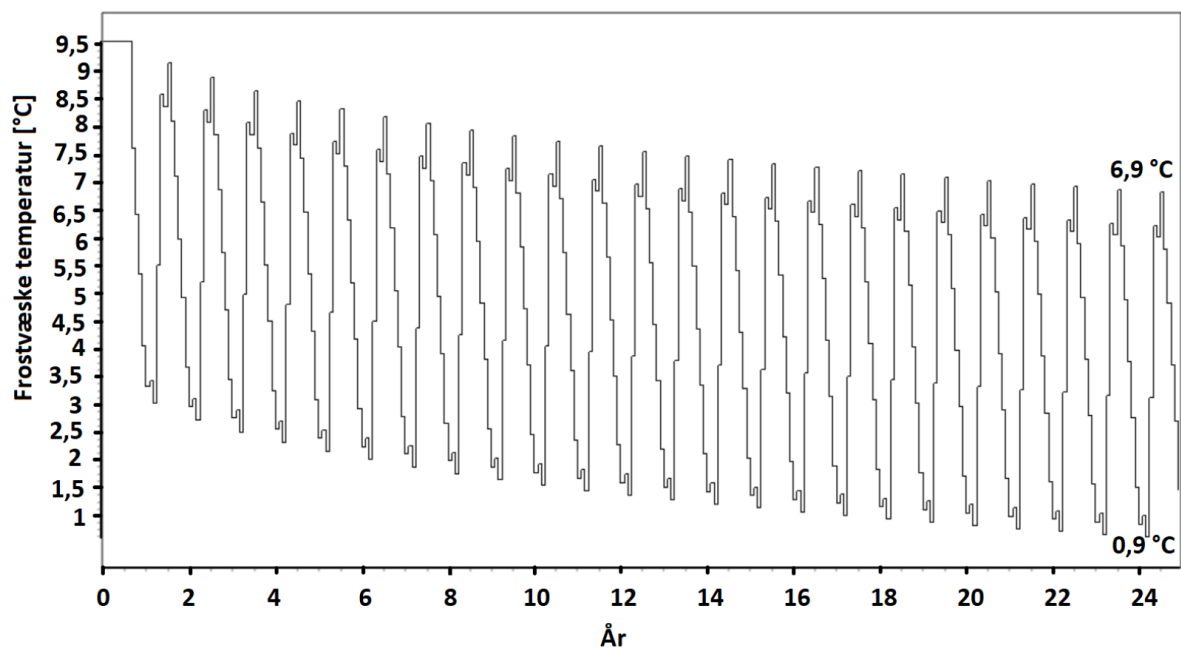
Løsningen hvor det benyttes vann i energibrønnene gjør at det ikke trengs å installere varmevekslere mot kjølekretsen og mot dumping av varme i energibrønnene. Dette gjør anlegget mindre komplisert og i tillegg spares det kostnader på å ikke installere varmevekslere. Men med et anlegg som består av “undersystemer” som er adskilt med varmevekslere er et mer robust anlegg med henhold til lekkasjer og andre driftsproblemer.

Brønnparken er blitt simulert i EED hvor inndata som er benyttet er de samme målte verdiene som er blitt brukt i den tidligere analysen som er presentert med vann som kuldebærer. Flere simuleringer er blitt utført med et ulikt antall brønner, hvor temperaturutviklingen er blitt analysert. Temperaturutviklingen som er presentert i Figur 7.49 er av simuleringen med færrest

antall brønner hvor minimumstemperaturen på frostvæsken ikke underskrider $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ for unngå utfrysning.



Figur 7.49 Temperaturutvikling i brønnparken med etanol som kuldebærer over en periode på 25 år. Simulering utført i EED.



Figur 7.50 Gjennomsnittlig frostvæsketemperatur i brønnene i løpet av 25 år. Simulering utført i EED med inndata fra måleverdier.

Antallet brønner kunne reduseres til totalt 10 energibrønner uten at frostvæsketemperaturen ble lavere enn $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$, det vil si en reduksjon på 5 energibrønner i forhold til dagens system med vann som kuldebærer, eller en reduksjon på 8 energibrønner i forhold til antall energibrønner som er nødvendig for å unngå at vanntemperaturen blir for lav. En kostnadsanalyse er

blitt utført for å undersøke forskjellen i investeringskostnader for de ulike kuldebærerløsningene. I Tabell 7.20 er investeringskostnadene presentert og resultatet av kostnadsanalysen er vist i Tabell 7.21.

Tabell 7.20 Investeringskostnader for bergvarmesystem (Stene, 2019a).

Pris per energibrønn	Pris per varmeveksler
Ca 100 000 kr	Ca 30 000 kr

Tabell 7.21 Kostnadsanalyse av ulike kuldebærer-løsninger i bergvarmesystemet.

Løsning	Antall energibrønner	Antall varmevekslere	Total investeringskostnad
Vann som kuldebærer (dagens løsning)	15	0	1 500 000 kr
Vann som kuldebærer (flere energibrønner)	18	0	1 800 000 kr
Etanol som kuldebærer	10	2	1 060 000 kr

Ved å bruke etanol istedenfor vann som kuldebærer i bergvarmesystemet ville den økonomiske besparelsen vært mellom 740 000 kr og 440 000 kr. Bruk av etanol som kuldebærer vil gi noe lavere oppnådd SCOP grunnet noe lavere gjennomsnittlig temperaturer inn på fordampere som igjen vil gi noe økte driftskostnader, som dermed vil trekke ned den økonomiske besparelsen noe. Det er likevel betydelige besparelser ved å bruke etanol fremfor vann i energibrønnene.

Det understrekes at simuleringene i EED er forenklete og utført under gitte forutsetninger. Inndata har flere begrensninger; varmeledningsevnen er estimert ut fra type bergart ettersom det ikke er blitt utført en Termisk Responstest (TRT) med måling av fjellets varmeledningsevne og borehullvarmevekslerens termiske motstand. Simuleringsprogrammet EED har også noen begrensninger, blant annet kan det ikke simuleres med strømmende grunnvann, noe det med stor sannsynlighet er ved Swecobygget. Grunnvannsstrøm vil tilføre varme til brønnparken utover varmeledning i fjellet, men vil samtidig fjerne noe av overskuddsvarmen som blir dumpet i brønnene. Innleggingen av data for grunn- og topplast er forenklet i programmet.

7.4.5 Maksimalt energi- og effektuttak fra brønnparken

Det er blitt undersøkt hva maksimalt energi- og effektuttak per meter brønn har vært for året 2018. Energi- og effektuttaket totalt er funnet etter følgende formel:

$$E_{brønnpark} = Fordamper_{effekt/energi} - Kjøle_{effekt/energi}$$

Resultatet er fremstilt i Tabell 7.22.

Tabell 7.22 Maks energi- og effektuttak fra brønnparken 2018.

Antall energibrønner	Antall meter per brønn	Effekt-/energiuttak	Maks effekt-/energiuttak per brønn
15	220 meter	43,1 kW	13,1 W/m år
		102 045 kWh	31 kWh/m år

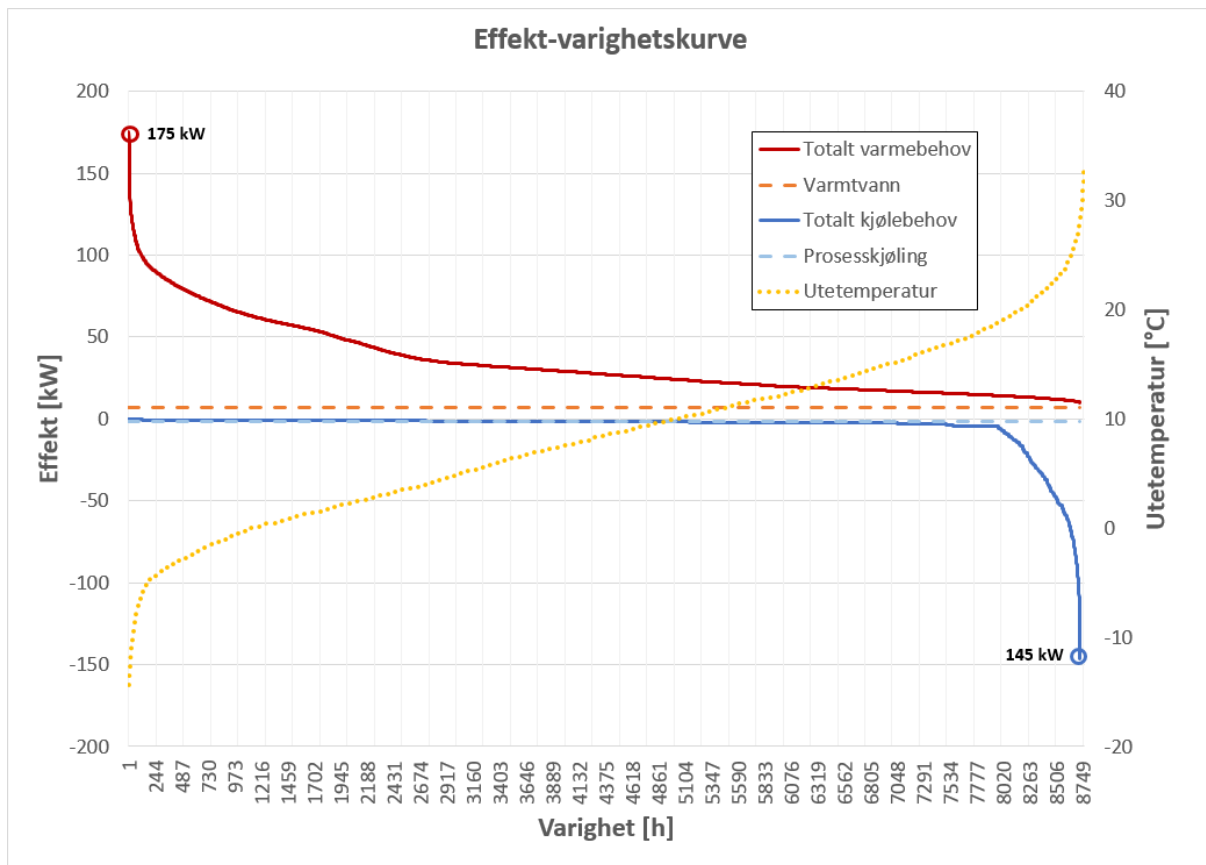
Verdiene er svært lave i forhold til typiske verdier i brønnparker. Maksimalt effektuttak er omtrent 70 % lavere ettersom typisk verdi er 25-35 W/(m år) og maksimalt energiuuttak er omtrent 50-60 % lavere da typisk verdi er 100 kWh/(m år) anslagsvis (Stene, 2019a). Årsaken til de lave verdiene skyldes at det er brukt vann i energibrønnene som grunnet sin høye temperaturgrense begrenser hvor mye effekt og energi som kan tas ut av brønnparken. Med bruk av andre kuldebærere med lavere temperaturgrense vil energi- og effektuttaket være større.

7.5 Systemutforming

I dette kapittelet vil systemvalg og komponenter bli analysert. Eventuelle feil vil bli kommentert og det vil bli gitt forslag til forbedringer.

7.5.1 Dimensjonering av varmepumpe/kjølemaskin

En effekt-varighetskurve for 2018 er presentert i Figur 7.51.



Figur 7.51 Målt effekt-varighetskurve for 2018.

Målt maksimalt varmeeffektbehov er 175 kW og målt maksimalt kjøleeffektbehov er 145 kW. Varmepumpe/kjølemaskinen er dimensjonert ut ifra maksimalt kjøleeffektbehov på 195 kW, dermed er maskinen overdimensjonert med 50 kW, omtrent 25 %. Til sammenligning var avviket for kjøleeffektbehovet ved Powerhouse Kjørbo til romkjøling -8 % (Nordang, 2015b). Det vil alltid være noe avvik mellom prosjerterte og målte verdier da beregningene er forenklet sammenlignet med virkeligheten.

Hele kjølebehovet dekkes av frikjøling og varmpumpe/kjølemaskinen er dermed betydelig overdimensjonert. Maksimal produsert varmeeffekt for aggregatet er estimert ved bruk av CoolPack (Department of Mechanical Engineering, 2012) hvor detaljer rundt simuleringen kan sees i Vedlegg H. Resultatet gir et estimat på maksimal produsert varmeeffekt på 196 kW, som er mer enn maksimalt effektbehov til oppvarming.

En alternativ løsning kunne vært å benytte en maskin med to kompressorer med turtallsregulering. NH₃ Solutions har en standardserie hvor det brukes stempelkompressorer fra Bitzer (NH₃ Solutions, 2019a). Med to kompressorer av typen Bitzer W4HA-S190 vil hver kompressor ha en kjøleytelse på ca. 73 kW og total kjøleytelse bli omtrent 145 kW ved 7,5/40 °C (BITZER, 2010). Simulering i CoolPack gir da en varmeytelse på ca. 74 kW per kompressor, som til sammen blir en total varmeytelse på omtrent 148 kW. Dette vil gjøre at anlegget vil ha vesentlig bedre dellastegenskaper.

7.5.1.1 PCM til spisslastkjøling

Med svært kort driftstid for spisslastkjøling (klimakjøling) kunne en løsning være bruk av faseforandringsmaterialer (PCM) i kuldelagringstanker, slik som det er blitt gjort ved Høgskolen i Bergen. Ved et stort kjølebehov ville maskinen operert som en kjølemaskin og i tillegg ville faseforandringsmaterialet smeltet og dermed avgitt ytterligere kjøling. Om natten kan kjølemaskinen kjøres for å lade kuldelagringstankene (Stene, 2018e). Løsningen vil føre til at kjølemaskinkapasiteten kan reduseres, noe som vil gi lavere investeringskostnader. En mindre maskin vil føre til drift ved høyere delast som vil gi en høyere COP og dermed større energisparing. PCM kan dimensjoneres til å dekke halvparten av kjølebehovet, ca. 73 kW i 6-8 timer. Da kunne kompressorytelsen blitt halvert og det hadde vært nok med en Bitzer W4HA-S190 kompressor med kjøleytelse på ca. 73 kW ved 7,5/40 °C. Varmepumpen ville da dekket omtrent 40 % av varmeeffektbehovet. Ved Høgskolen i Bergen ble det brukt PCM med salthydrater. Disse viser seg å være kjemisk ustabile og hysteresen endrer seg med tid, det vil si fryse- og smeltepunktet ikke er helt sammenfallende. PCM med parafiner er et nytt og bedre alternativ. Det er blitt utført en kostnadsanalyse på installasjon av PCM mot kostnader av en større varmepumpe. Beregningene kan sees i Vedlegg I. Investerings- og installasjonskostnadene for PCM med parafiner på ca. 73 kW med driftstid 6-8 timer er mellom 502 000-620 000 kr. Investeringskostnadene for en ammoniakk varmepumpe/kjølemaskin av samme størrelsesorden er på omtrent 470 000 kr. PCM til spisslastkjøling vil på den andre siden redusere energibruken til kjøling noe, og dermed vil driftskostnadene være noe lavere.

7.5.2 Borehullsvarmeveksler

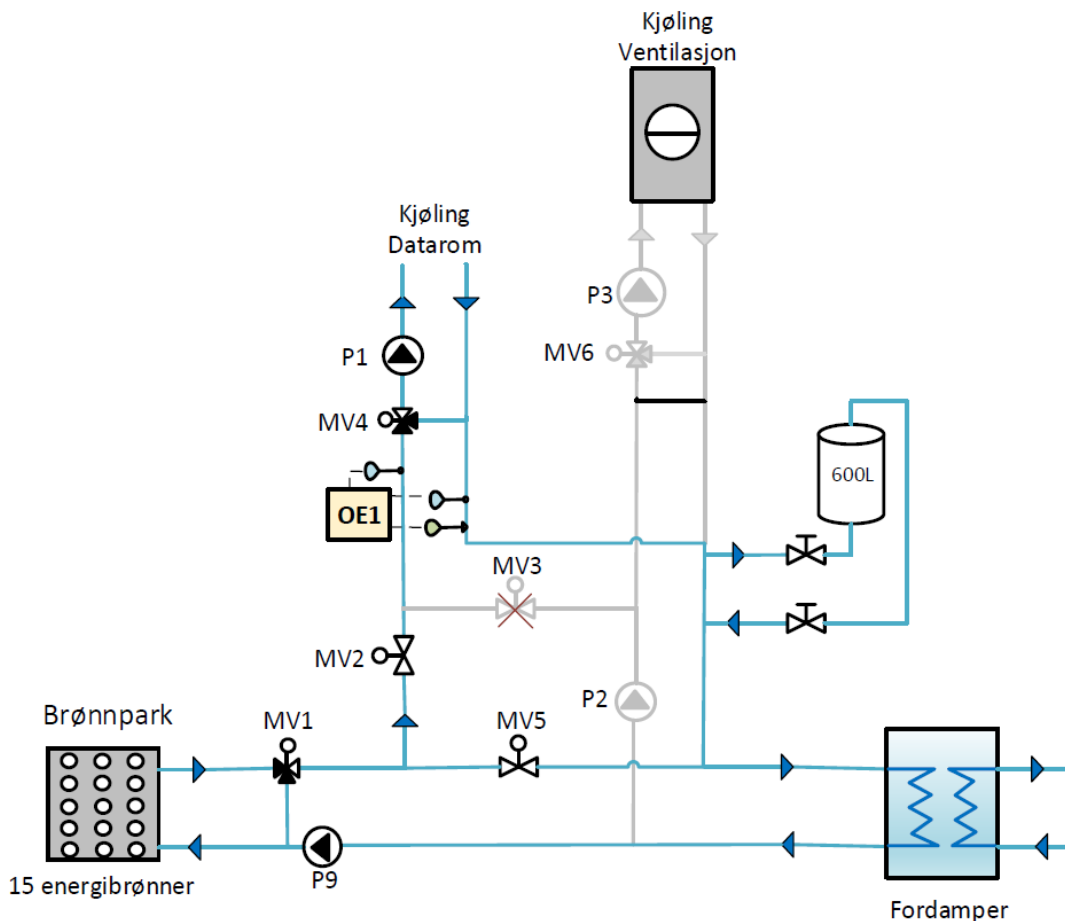
Det er valgt glattrørskollektorer som borehullsvarmeveksler i energibrønnene. Et bedre og mer energieffektivt alternativ hadde vært turbokollektorer. Turbulensgraden for frostvæsken øker i turbokollektorer som gir bedre konvektiv varmeovergang og lavere trykktap. Ulempen med turbokollektorer er at de har litt høyere kostnad enn glattrørskollektorer. Varmeoverføringsevnen til en energikollektor måles i noe som kalles termisk borehullsmotstand. Lav termisk borehullsmotstand betyr at det overføres mer effekt per meter energikollektor. Fra feltmålinger kommer det frem at turbokollektorer har omtrent 20 % lavere termisk borehullsmotstand enn glattrørskollektorer. Det er flere faktorer som påvirker termisk borehullsmotstanden, blant annet volumstrøm, type kuldebærer, fyllingsmateriale, grunnvannsnivå og temperatur. Den termisk borehullsmotstanden opprettholdes selv med lavere sirkulasjon som vil resultere i mindre energi tilført til brønnpumpen. Dette fordi trykkfallet er proporsjonalt med kvadratet av strømningshastigheten. Dermed vil lavere sirkulasjon sørge for lavere strømning, som sørger for lavere trykkfall som igjen sørger for lavere energi til pumpearbeid (MuoviTech Norge AS, 2019).

7.5.3 Temperaturøkning før fordampner

Systemutformingen av anlegget hvor vannet fra brønnparken først sirkulerer gjennom kjølekretsen (datakjøling og eventuelt ventilasjonskjøling) gjør at temperaturen inn på fordampner

øker ytterligere. Høyere temperatur inn på fordamperen bidrar til en høyere fordampningstemperatur, som igjen bidrar til økt COP. Temperaturøkningen på vannet fra brønnparken til fordamperen er blitt undersøkt når anlegget er i varmedrift og i frikjøledrift.

Relevante måleinstrumenter for analysen av temperaturøkningen i varmemodus er vist i Figur 7.52.



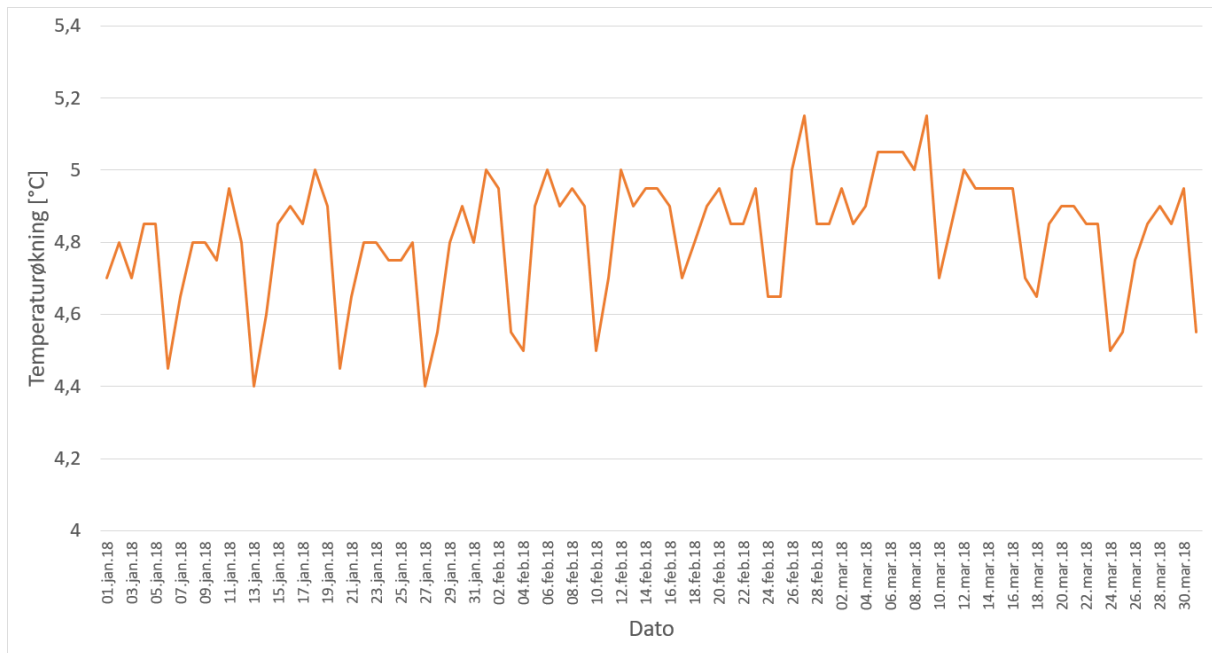
Figur 7.52 Måleinstrumenter for analyse av temperaturøkning før fordampere i varmedrift.

I varmedrift vil turtemperaturen fra brønnene tilsvare turtemperaturen i energimåler OE1. Da det ikke finnes noen måling for hvor mye vann som går gjennom ventil MV5 er beregningen av temperaturøkningen forenklet. Temperaturen før fordamperen er dermed antatt å være middeltemperaturen mellom tur- og returtemperaturen i OE1. Temperaturøkningen i varmedrift er beregnet etter følgende formel:

$$T_{\text{økning}} = \left(\frac{T_{\text{tur OE1}} + T_{\text{retur OE1}}}{2} \right) - T_{\text{tur OE1}}$$

I perioden januar til og med mars 2018 har anlegget konstant vært i varmedrift og er dermed blitt brukt som analyseperiode.

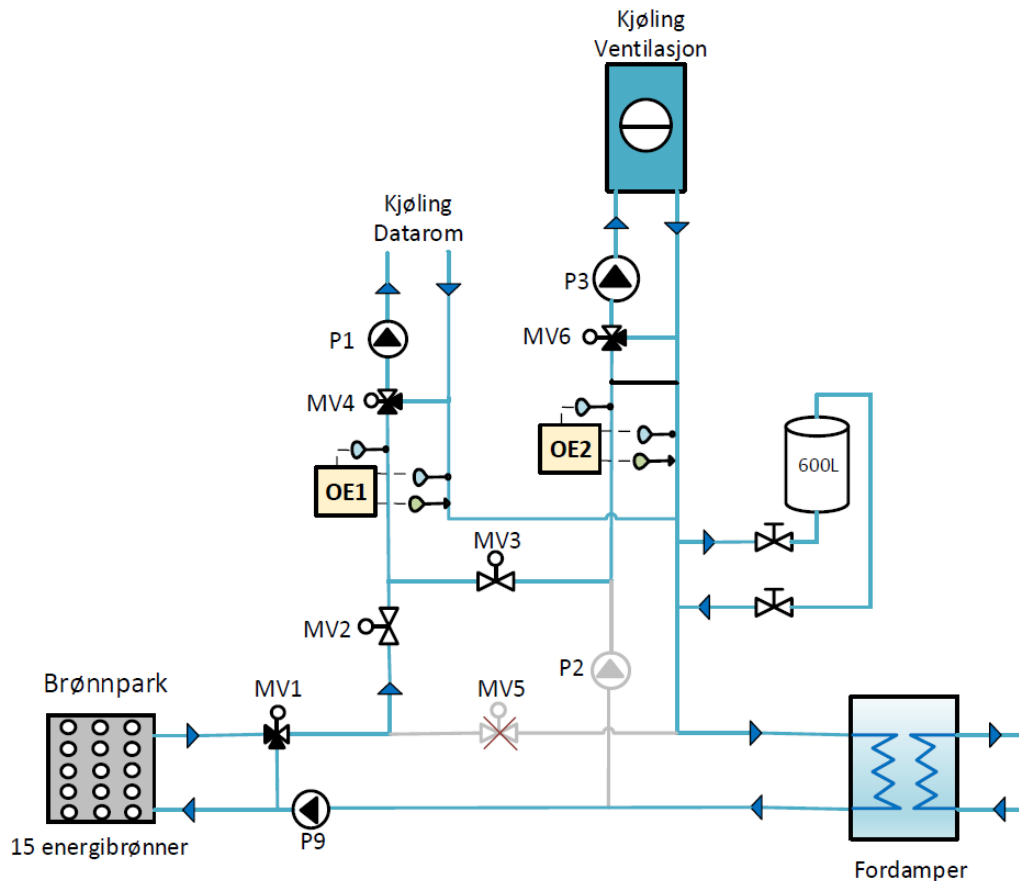
Figur 7.53 viser temperaturøkningen før fordamperen for denne perioden.



Figur 7.53 Temperaturøkning før fordampner i varmedrift i perioden januar til og med mars 2018.

Gjennomsnittlig temperaturøkning i perioden med varmedrift er ca. 4,8 °C.

Figur 7.54 viser anlegget i frikjølemodus og måleinstrumenter som er blitt brukt i denne analysen.



Figur 7.54 Måleinstrumenter for analyse av temperaturøkning før fordamper i frikjøledrift.

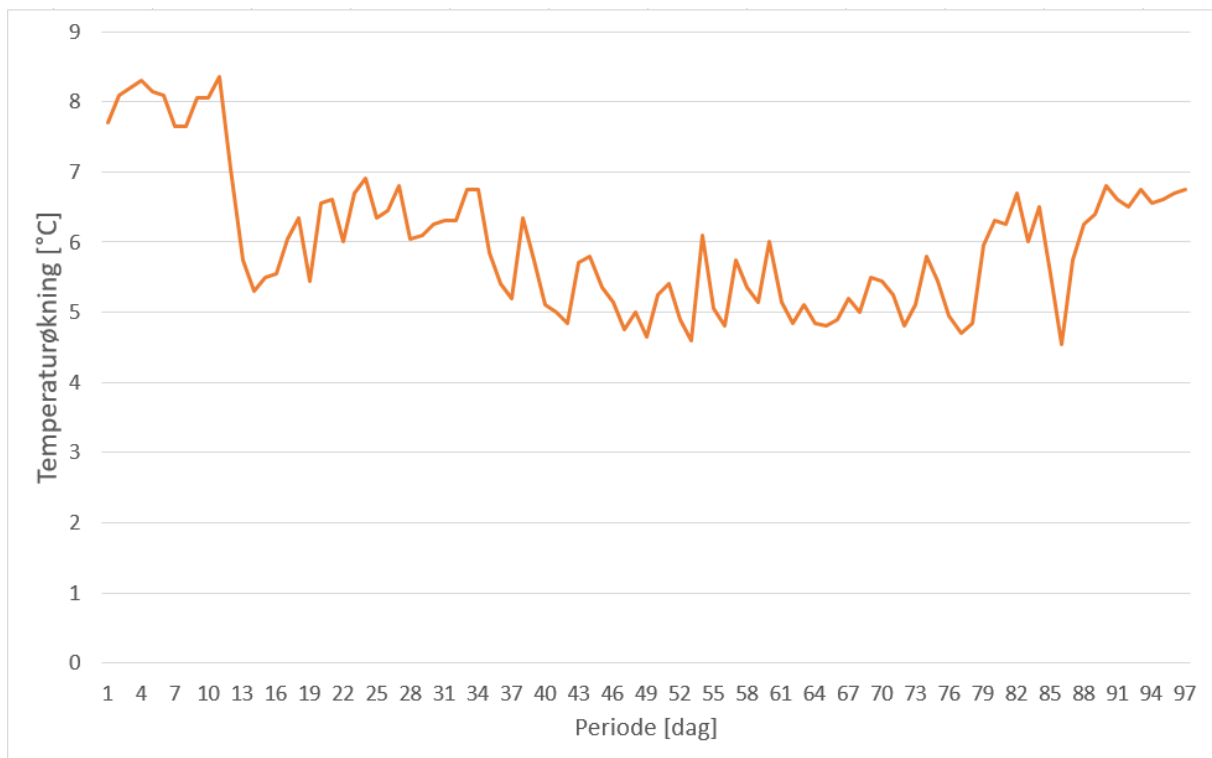
I frikjølemodus er temperaturen før fordamper som gitt av følgende formel:

$$T_{\text{før fordamper}} = \frac{T_{\text{retur OE1}} \cdot \dot{m}_{\text{OE1}} + T_{\text{retur OE2}} \cdot \dot{m}_{\text{OE2}}}{\dot{m}_{\text{OE1}} + \dot{m}_{\text{OE2}}}$$

Grunnet oppløsning på energimåler OE2 har det ikke vært mulig å finne massestrømmen som samsvarer med når det frikjøles. Temperaturøkningen har dermed blitt beregnet på en forenklet måte. Turtemperaturen i energimåler OE1 tilsvarer returtemperaturen fra brønnparken, og middeltemperaturen av returtemperaturen i OE1 og returtemperaturen i OE2 vil tilsvare temperaturen før fordamper. Temperaturøkningen er dermed regnet ut etter følgende formel:

$$T_{\text{økning}} = \left(\frac{T_{\text{retur OE1}} + T_{\text{retur OE2}}}{2} \right) - T_{\text{tur OE1}}$$

Temperaturøkningen i frikjølemodus er vist i Figur 7.55. Data er sortert slik at målingene kun er tatt fra perioder med frikjøling. Grunnet lite samsvar mellom målt strømning gjennom energimåler og når det er blitt brukt frikjøling er det antatt at det er blitt brukt frikjøling når returtemperaturen fra ventilasjonsskjølekretsen er høyere enn dimensjonerende turtemperatur på 10 °C.



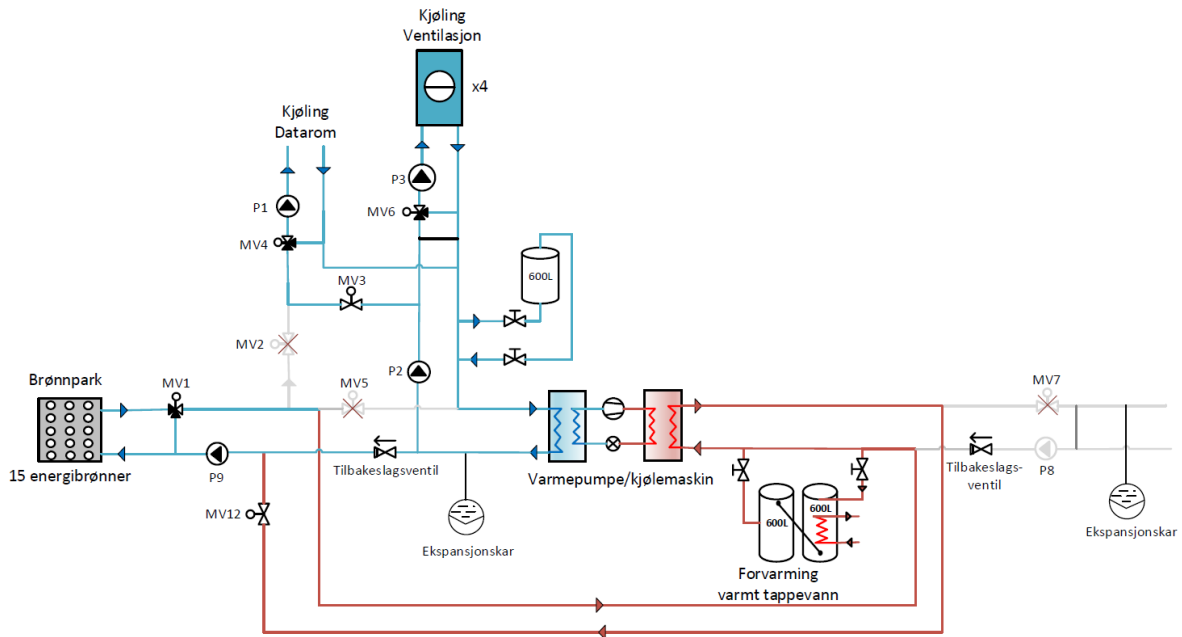
Figur 7.55 Temperaturøkning før fordampere i frikjølemodus.

Gjennomsnittlig temperaturøkning i perioder hvor anlegget er i frikjølemodus er 6,3 °C.

Valgt løsning hvor vannet fra energibrønnene sirkulerer gjennom kjølekretsen før det kommer til fordampere vil øke temperaturen gjennomsnittlig med ca. 5 °C til 6 °C avhengig av hvilken modus anlegget er i. Dette vil kunne bidra til å øke varmepumpens COP med ca. 10-20 %. Denne utformingen av anlegget er dermed en gunstig systemutforming.

7.5.4 Ekspansjonssystem i kjølemodus

I kjølemodus har vannet som blir dumpet i brønnene ingen ekspansjonsmuligheter, da begge ekspansjonskarene er plassert utenfor denne kretsen, som vist i Figur 7.56. Ekspansjonssystemet skal kompensere for volumendringer og holde mest mulig konstant trykk i varmeanlegget ved varierende temperaturer. I et lukket system uten ekspansjonsmuligheter vil det økte volumet grunnet temperaturøkning ikke ha noe sted å gå og trykket vil dermed øke. Det økte trykket vil da kunne ødelegge de svakeste komponentene i anlegget og i verste fall kan anlegget sprenge.



Figur 7.56 Prinsippskisse av anlegget i kjøle-drift med ekspansjonskar.

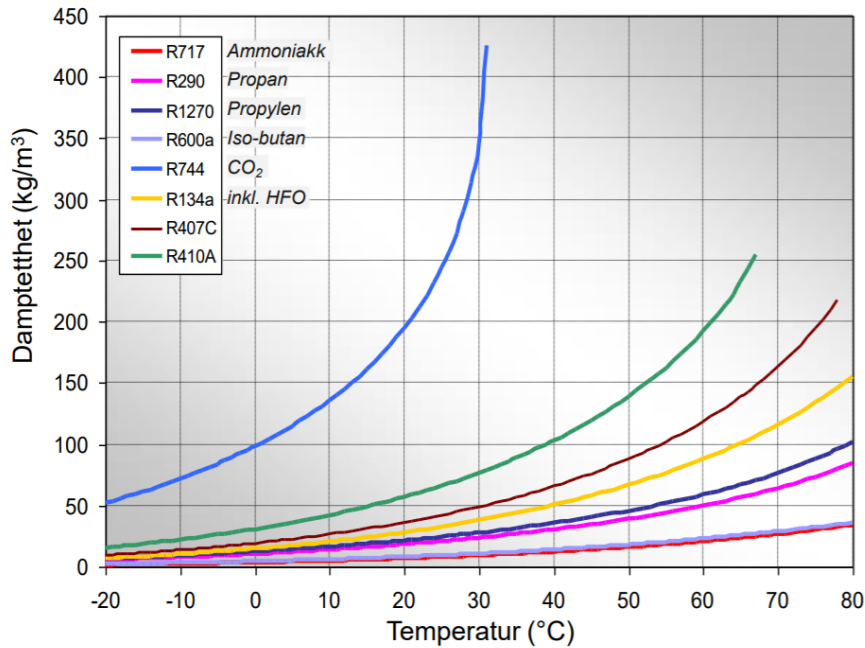
Foreløpig har anlegget ikke vært i kjøle-drift og dermed har dette enda ikke vært et problem. Sweco opplyser at ventil MV7 i kjøle-drift mulig ikke vil stenges helt og på denne måten gi vannet i denne kretsen ekspansjonsmuligheter. Ettersom at anlegget aldri har vært i overordnet kjøle-drift har det ikke vært mulig å undersøke om dette stemmer.

7.5.5 Ammoniakk

Arbeidsmediet som er blitt brukt i varmepumpe/kjølemaskinen er ammoniakk som er et naturlig arbeidsmedium med Global Warming Potential (GWP) på 0. Arbeidsmediet er svært giftig og det stilles dermed strenge krav til sikkerhet (NS-EN378).

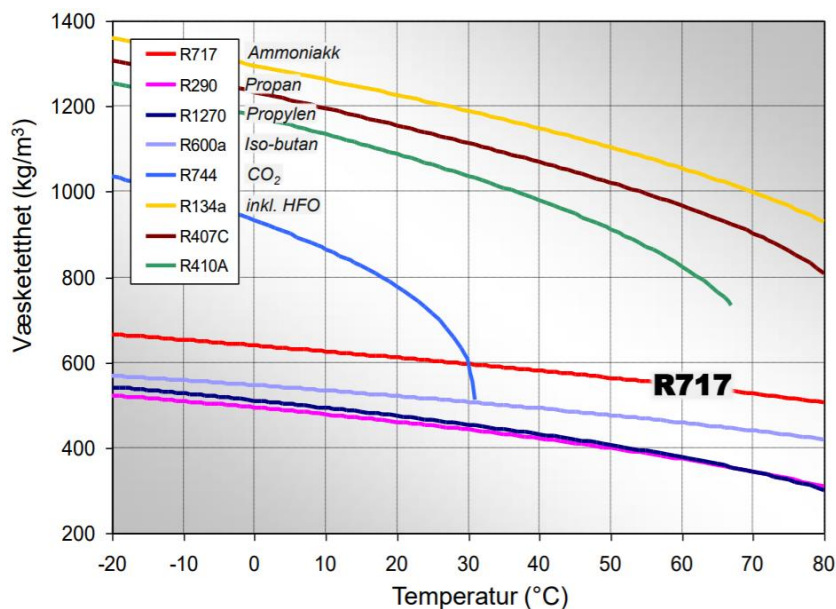
Ammoniakk har høy kritisk temperatur (132,3 °C) og høyt kritisk trykk (113,3 bar). Driftstrykket er relativt høyt og arbeidsmediet er egnet for anlegg med moderate og høye temperaturer med maksimalt dimensjonerende trykk fra 28 til 60 bar. For varmeavgivelse ved høy temperatur er det behov for høytrykksutstyr.

Spesifikk fordampnings- og kondenseringsentalpi for ammoniakk er 6-10 ganger høyere enn for HFK/HFO arbeidsmedier. Dette resulterer i at nødvendig massestrøm er betydelig lavere, som igjen påvirker størrelsen av komponentene i aggregatet; kompressorvolum, dimensjoner på rør og ventiler. Gasstettheten (kg/m^3) til ammoniakk er svært lav som vist i Figur 7.57. Dette påvirker kompressorvolumet, volumstrøm, trykktap i komponenter og rørledninger, og varmeovergangen i varmevekslere.



Figur 7.57 Damp tetthet for ulike arbeidsmedier (Stene, 2018b).

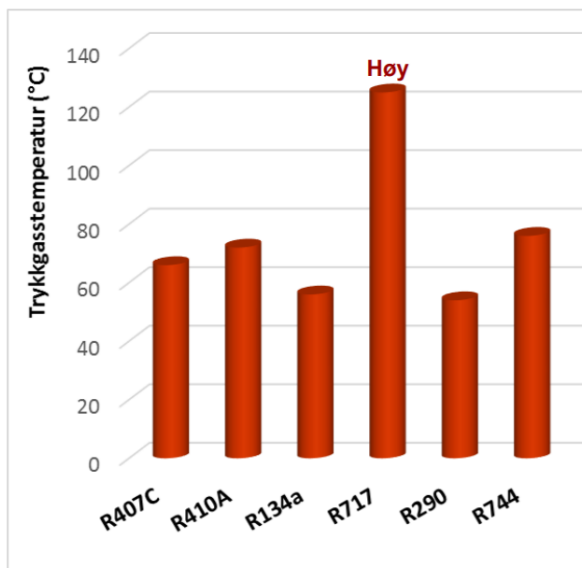
Væsketettheten til ammoniakk er også svært lav i forhold til HFK/HFO og R744 (CO_2) som vist i Figur 7.58. Dette resulterer i relativt små dimensjoner og lavt trykktap i rørledninger og ventiler for væsken. I tillegg gjør det at nødvendig arbeidsmediefylling er relativt lav (kg/kW).



Figur 7.58 Væsketetthet for ulike arbeidsmedier (Stene, 2018a).

Særdeles høy spesifikk fordampnings- og kondenseringsentalpi sammen med svært lav damp tetthet fører til relativt høy volumetrisk kulde- og varmeytelse og dermed moderat kompressorvolum. Nødvendig kompressorvolum er omtrent som for arbeidsmediene R407C, R410A og R290, og lavere enn for R134a og HFO arbeidsmedier.

Trykkgasstemperaturen til ammoniakk er svært høy som fremkommer i Figur 7.59. Over lengre tid kan dette føre til karbonisering av oljen, høyt oljeutkast og ødeleggelse av pakninger. Dette kan igjen føre til lekkasjer eller kompressorhavari. Dette krever vanligvis spesielle tiltak for å holde trykkgasstemperaturen på et akseptabelt nivå (maks 130 °C).



Figur 7.59 Eksempel på trykkgasstemperatur for ulike arbeidsmedier ved gitte driftsforhold (5/50 °C) (Stene, 2018b).

Ammoniakk har best prosess-COP av alle kuldemedier og oppnår minimum 10-20 % høyere gjennomsnittlig COP (SCOP) enn varmepumper med HFO/HFK.

Ved lavt temperaturløft har R717 kompressorer høyere virkningsgrad enn HFK/HFO arbeidsmedier. Ved høye temperaturløft er kompressorvirkningsgraden omtrent tilsvarende. Dellastreguleringen for ammoniakk-kompressorer er også spesielt energieffektiv. Svært høy termisk konduktivitet fører til lav LMTD i varmevekslere.

Kort oppsummert er ammoniakk et svært bra valg av arbeidsmedium med mange fordeler og gode egenskaper. Ulempene er stort sett knyttet til sikkerhetstiltak i forbindelse med at arbeidsmediet er giftig og tiltak for å unngå for høy trykkgasstemperatur.

8 Konklusjon

Alle valg i systemutformingen vil påvirke på kryss og tvers av hverandre. Det vil bli forsøkt å trekke en felles konklusjon av de individuelle funnene fra analysedelen i dette kapittelet og svare på målene for oppgaven.

- **Varmepumpe/kjølemaskinen er overdimensjonert**

Ettersom varmebehovet er 242 % større enn prosjektert og kjølebehovet er 70 % lavere enn prosjektert, og varmpumpe/kjølemaskinen er dimensjonert ut fra maks kjøleeffekt behov og hele kjølebehovet dekkes av frikjøling mot brønnparken er varmpumpe/kjølemaskinen overdimensjonert. Dette fører til at maskinen kjøres på lav delast som varmpumpe som gir lav SCOP-verdi på 3,4 for varmeleveranse og 3,6 inkludert kjøleleveranse (ikke inkludert energibruk til brønnpumpen). Det er også valgt feil varmpumpe/kjølemaskin ettersom temperaturgrensen er på 48 °C noe som resulterer i en lav energidekningsgrad på omtrent 75 %. Lav SCOP og lav energidekningsgrad fører til en lav energisparing på omtrent 65 %.

- **Brønnparken er underdimensjonert**

Simuleringene utført i EED viser at temperaturen i brønnparken vil gå under 2 °C i løpet av en periode på 25 år. Dette er under nedre temperaturgrense for vann som er på 3 °C. En brønnpark på 18 energibrønner er stor nok til at temperaturen ikke går under 3 °C. Vann som kuldebærer er et godt valg med tanke på termofysikalske egenskaper, men det resulterer i at antall energibrønner øker med omtrent 30 % og som gir økt investeringskostnad. Maksimalt energi- og effektuttak fra brønnparken blir også signifikant lavere ved bruk av vann i energibrønnene, henholdsvis 70 % og 50-60 % lavere, ettersom vann ikke kan gå like lavt i temperatur som andre kuldebærere.

- **Vurdering av systemutforming**

Systemløsningen hvor vann fra energibrønnene sirkulerer gjennom kjølekretsen før det går inn i fordampere er en god løsning da dette øker temperaturen inn på fordampere som igjen vil gi økt COP.

I kjøledrift mangler det ekspansjonsmuligheter for det varme vannet som blir dumpet i energibrønnene. Anlegget har aldri vært i kjøledrift og det er derfor ikke blitt undersøkt hvordan dette gjøres i praksis.

- **Forslag til forbedringer**

Glattrørskollektorer er valgt som borehullsvarmevekslere. Økonomisk er glattrørskollektorer et bedre valg når det kommer til investeringskostnader, men valg av turbokollektorer vil gi økt varmeoverføring, lavere trykktap og bidrar til lavere energi til pumpearbeid for brønnpumpen.

En høytemperatur ammoniakk-varmepumpe eller propan-varmepumpe som kan levere opp mot 60 °C turtemperatur ville gi økt energidekningsgrad og dermed økt energisparing. En løsning med to kompressorer ville gi bedre delastegenskaper og dermed høyere SCOP, som igjen også vil resultere i økt energisparing. Å installere en overhettingsvarmeveksler vil gi økt energidekningsgrad for oppvarming av varmt tappevann, og dermed økt energisparing.

For videre arbeid foreslås det å undersøke ytterligere årsaken til at anlegget ikke regulerer i henhold til utetemperatur kompenseringsskurven, da dette også vil føre til lavere SCOP. Det anbefales også å undersøkes videre om det varmes og kjøles samtidig i bygget på sommeren. I andre lignende bygg bør dette også undersøkes da det mulig kan være snakk om flere kWh energi som kan spares her.

Referanser

- Adaptic. (2018). Energy management. Retrieved from <https://adaptic.no/services/ems/>
- Aksnes, Ø. A., & Walle, A. (2018). *Energioppfølging av Swecobygget i Bergen*. (Bachelor), Høgskolen på Vestlandet, Bergen.
- Alfa Laval. (2019). Alfa Laval M10-BW Gasketed plate-and-frame heat exchanger. Retrieved from <https://www.alfalaval.com/globalassets/images/microsites/sanitary-gphe-usa/literature/semi-welded-gphes---usa-product-data-leaflets.pdf>
- Alfstad, L. C. (2018). *Analyse av termisk energiforsyning ved Otto Nielsens vei 12E*. (Master), Norges teknisk-vitenskapelige universitet, Trondheim.
- Aune, B. (2002). *Energi gradtall (Heating degree days). Normaler 1961-1990. Normaler 1971-2000*. Retrieved from Oslo: https://www.met.no/publikasjoner/met-report/met-report-2002/_attachment/download/af6e84a4-cfad-4f36-8528-aa21bd6afe08:70c32650f5588207576f060d4b6abed1041c2ec6/MET-report-23-2002.pdf
- BITZER. (2010). Open Drive Reciprocating Compressors.
- Björk, E., Acuña, J., Granryd, E., Mogensen, P., Nowacki, J.-E., Palm, B., & Weber, K. (2013). *Bergvärme på djupet - Boken för dig som vill veta mer om bergvärmepumpar*. Retrieved from Stockholm:
- Blocon. (2018). EED – Earth Energy Designer. Retrieved from <https://buildingphysics.com/eed-2/>
- Department of Mechanical Engineering. (2012). CoolPack: Technical University of Denmark.
- Enova SF. (2017). *Enovas byggstatistikk 2017*. Retrieved from https://www.enova.no/download?objectPath=upload_images/5C6245BC2AD74248B/B629BFA95145AA3.pdf&filename=Enovas%20byggstatistikk%202017.pdf
- Enova SF. (2018). *Graddagstall 2018*. Retrieved from: <https://www.enova.no/om-enova/drift/graddagstall/>
- Fetveit, B. (2019).
- GK Byggautomasjon AS. (2016). Niagara web basert sentral driftskontroll brukermanual.
- Honeywell Inc. (2016). VF00, VF10, VF20 IMMERSION TEMPERATURE SENSORS
- International Institute of Refrigeration. (1997). *Thermophysical Properties of Liquid Secondary Refrigerants*. Paris.
- Johnson Controls. (2016). Unisab III Industrial refrigeration package controller.
- Kamstrup A/S. (2012). ULTRAFLOW® 54.
- Kamstrup A/S. (2015). Technical Description MULTICAL® 602 (5512-931_M1_GB_11.2015 ed.).
- Kamstrup A/S. (2018). MULTICAL® 62.
- Moe, P. (2018). *Analyse av det termiske energisystemet ved Justvik Skole*. (Prosjektoppgave), Norges teknisk-vitenskapelige universitet, Trondheim.
- MuoviTech Norge AS. (2019). TURBOCOLLECTOR® Retrieved from <https://www.muovitech.no/default.asp?page=products&category=Energikollektorer&id=3451>

- NGU. (2000). Varmeledningsevner målt på bergarter
- NGU. (2019a). Berggrunn - Nasjonal berggrunnsdatabase. Retrieved from <http://geo.ngu.no/kart/berggrunn/>
- NGU. (2019b). GRANADA - Nasjonal grunnvannsdatabase. Retrieved from http://geo.ngu.no/kart/granada_mobil/
- NH3 Solutions. (2019a). NH3 Produktprogram. Retrieved from <http://nh3solutions.com/wp-content/uploads/NH3-Produktprogram-NO.pdf>
- NH3 Solutions. (2019b). NH3 Solutions Chillers and Heatpumps. Retrieved from <http://nh3solutions.com/nb/>
- NKF. (2018). *Norsk Kulde- og varmepumpenorm 2018*.
- Nordang, I. F. (2015a). *Analyse av varme- kjølesystemet ved Powerhouse Kjørbo*. (Master), Norges teknisk-vitenskapelige universitet, Trondheim.
- Nordang, I. F. (2015b). *Analyse av varme- kjølesystemet ved Powerhouse Kjørbo*. (Master), Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet, Trondheim.
- Norwegian Green Building Council. (2012). *Teknisk manual BREEAM-NOR*. Retrieved from <https://byggalliansen.no/wp-content/uploads/2018/07/BREEAM-NOR-Norw-ver-1.1.pdf>
- Novema Kulde. (2019). Akumulatortank type VKG 100 – 10.000 liter
- NVE. (2014). *Evaluering av modeller for klimajustering av energibruk*. Retrieved from http://publikasjoner.nve.no/rapport/2014/rapport2014_07.pdf
- NVE. (2016). *Analyse av energibruk i yrkesbygg*. Retrieved from Norges vassdrags- og energidirektorat: http://publikasjoner.nve.no/rapport/2016/rapport2016_24.pdf
- Og Arkitekter. (2016). Sweco-bygget. Retrieved from <http://ogarkitekter.no/prosjekter/sweco-bygget.html>
- Orvik, E. B. (2015). *Analyse av varme- og kjølesystemet ved Miljøhuset GK*. (Master), Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet, Trondheim.
- OSO Hotwater Export AS. (2019). OSO 17RB Maxi Buffer 600-1000 l.
- Produl. (2010). VPEL WATER DIFFERENTIAL PRESSURE SENSOR.
- Rasmussen, N. (2014). *Ammoniakkøleanlæg sag. Fantoft Byg 0*. Roskilde, Danmark.
- Sabiana. (2014). Maestro.
- Sabiana. (2017). Maestro High Pressure Fan Coil Units.
- Scandinavian Electric AS. (2013). CVM-MINI-HAR-RS485.
- Skjoldal, T., & Aaberg, M. G. (2017). *Commissioning av Swecobygget på Fantoft - Energioppfølging første halvår*. (Bachelor), Høgskolen på Vestlandet, Bergen.
- Standard Norge. (2007). NS3031:2007 Beregning av bygningers energiytelse Metode og data.
- Standard Norge. (2014). NS 3031:2014 Beregning av bygningers energiytelse Metode og data.
- Standard Norge. (2016a). Kuldeanlegg og varmepumper - Sikkerhets- og miljøkrav *NS-EN 378:2016*.
- Standard Norge. (2016b). NS3031: Beregning av bygningers energiytelse Metode og data.

- Stene, J. (2018a). Ammoniakk (R717) som arbeidsmedium i varmpumper. *TEP 16 Heat Pump Technology*. Retrieved from https://ntnu.blackboard.com/bbcswebdav/pid-512604-dt-content-rid-18582758_1/courses/MERGE_TEP4535_TEP4565_TEP4575_H18/3_OH_R717-Varmepumper_2018_NO.pdf
- Stene, J. (2018b). Arbeidsmedier (kuldemedier) for varmpumpeprosessen. *TEP4260 Varmepumper for bygningsklimatisering*. Retrieved from https://ntnu.blackboard.com/bbcswebdav/pid-278385-dt-content-rid-11524500_1/courses/194_TEP4260_1_2018_V_1/2_Arbeidsmedier_2018.pdf
- Stene, J. (2018c). Generelle retningslinjer for oppbygging av varmpumpeanlegg. *TEP4260 Varmepumpe for bygningsklimatisering*. Retrieved from https://ntnu.blackboard.com/bbcswebdav/pid-315262-dt-content-rid-15031696_1/courses/194_TEP4260_1_2018_V_1/6_Retningslinjer-systemoppbygging_2018.pdf
- Stene, J. (2018d). Komponenter for varmpumpeaggregat. *TEP4260 Varmepumpe for bygningsklimatisering*. Retrieved from https://ntnu.blackboard.com/bbcswebdav/pid-296717-dt-content-rid-12723214_1/courses/194_TEP4260_1_2018_V_1/3_Komponenter_2018.pdf
- Stene, J. (2018e). Systemløsninger for varmpumper i større bygninger. *TEP4260 Varmepumpe for bygningsklimatisering*. Retrieved from https://ntnu.blackboard.com/bbcswebdav/pid-324606-dt-content-rid-16488970_1/courses/194_TEP4260_1_2018_V_1/8_Anvendelser_StoreBygninger_2018.pdf
- Stene, J. (2019a).
- Stene, J. (2019b). Varmekilder for varmpumper. *TEP4260 Varmepumpe for bygningsklimatisering*. Retrieved from https://ntnu.blackboard.com/bbcswebdav/pid-301470-dt-content-rid-13228515_1/courses/194_TEP4260_1_2018_V_1/4_Varmekilder_2018.pdf
- Stoveland, A. O. (2019).
- Sweco Norge As. (2014). *Swecobygget Fantoft - 35 kWh levert energi [900]*. SIMIEN.
- Sweco Norge AS. (2015). *Funksjonsbeskrivelser vvs-systemer*. Bergen.
- Sweco Norge AS. (2016). *BREEAM underlag*.
- Sweco Norge AS. (2017). *Evaluering: SIMIEN TEK 10 evaluering*.
- Taksdal, K. (2017). *Calculation of the space-heating of non residential buildings*. NTNU, Trondheim.
- Valutakalkulaor.net. (2019). Valutakalkulator. Retrieved from <https://www.valutakalkulator.net/index.html>
- Vestrheim AS. (2015). *FDV-Dokumentasjon System informasjon 370 Kjøleanlegg* Bergen.
- Vestrheim AS. (2016). *FDV-Dokumentasjon Systemer 320.001-002 Varmeanlegg*. Bergen.
- Vårdal, D. V. (2015). *Tappevannsanlegg 310.001*.
- Vårdal, D. V. (2019).
- Zottl, A., & Nordman, R. (2011). *D4.1. / D2.3. Guideline for heat pump field measurements for hydronic heating systems*. Retrieved from <https://ec.europa.eu/energy/intelligent/projects/sites/iee->

[projects/files/projects/documents/sepemo-
build_guideline_for_hp_field_measurements_hydro_heating_en.pdf](#)

Vedlegg

Vedlegg A – Netto energibehov ved Swecobygget

Resultater fra årssimulering i SIMIEN:



Simuleringsnavn: Årssimulering
Tid/dato simulering: 09:40 15/3-2019
Programversjon: 5.500
Simuleringsansvarlig: Sweco Norge AS
Firma: Undervisningslisens
Inndatafil: C:\...\Swecobygget Fantoft - 35 kwh levert energi[900].smi
Prosjekt: Nye Swecobygget Fantoft
Sone: Alle soner

Energipost	Energibudsjett	Energibehov	Spesifikt energibehov
1a Romoppvarming		52764 kWh	8,1 kWh/m ²
1b Ventilasjonsvarme (varmebatterier)		16990 kWh	2,6 kWh/m ²
2 Varmtvann (tappevann)		32738 kWh	5,0 kWh/m ²
3a Vifter		38979 kWh	6,0 kWh/m ²
3b Pumper		3889 kWh	0,6 kWh/m ²
4 Belysning		65713 kWh	10,1 kWh/m ²
5 Teknisk utstyr		122739 kWh	18,8 kWh/m ²
6a Romkjøling		0 kWh	0,0 kWh/m ²
6b Ventilasjonskjøling (kjølebatterier)		4705 kWh	0,7 kWh/m ²
Totalt netto energibehov, sum 1-6		338517 kWh	51,8 kWh/m ²

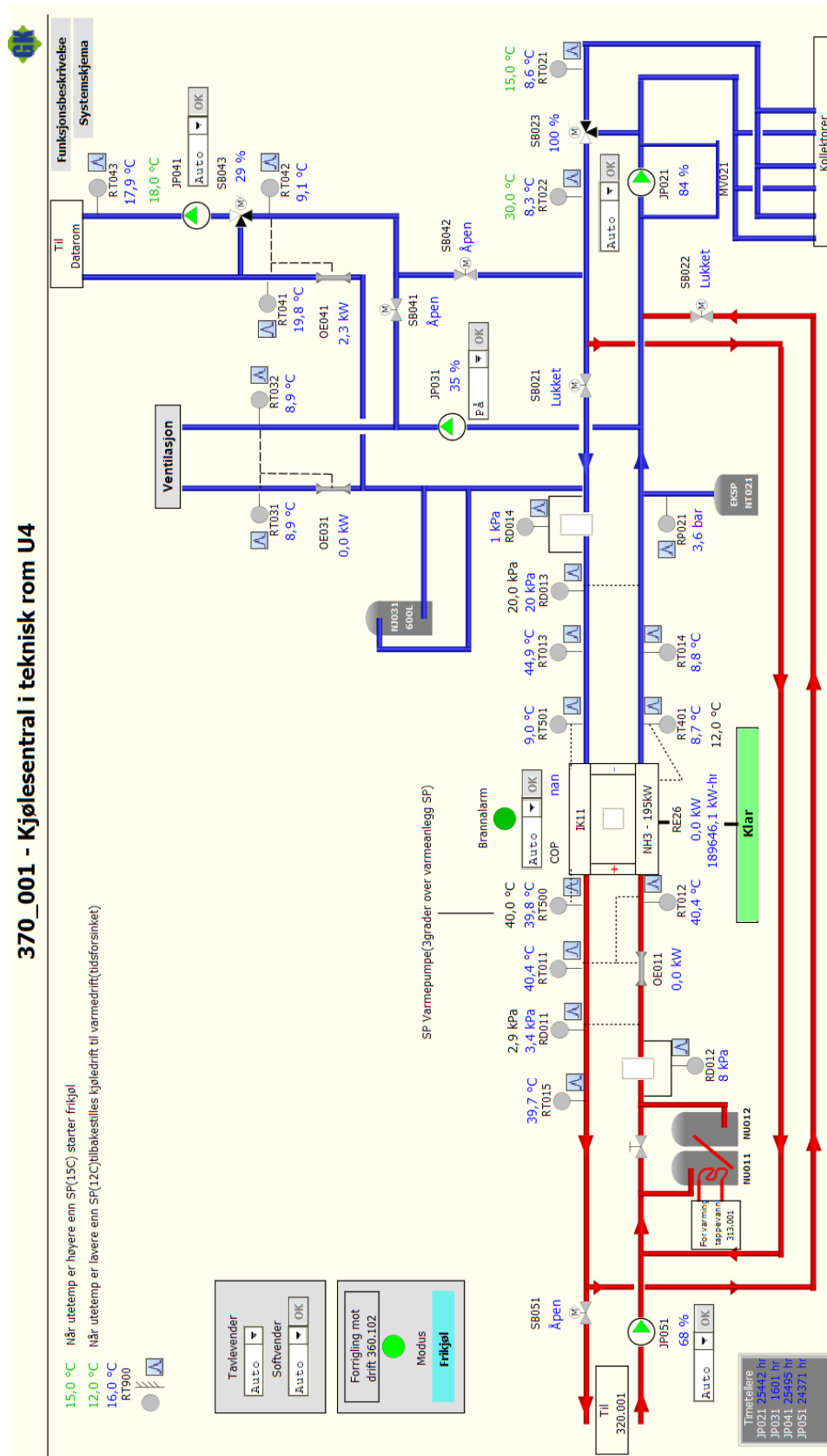
Utrekning av energibehov til prosesskjøling:

Energipost	Dimensjonerende effektbehov [kW]	Driftstid [h]	Energibehov [kWh]
Prosesskjøling	15	8760	131 400

Utrekning av energibehov ved energirammemetoden:

Energirammemetoden	Spesifikk energi [kWh/m ²]	Areal [m ²]	Netto energibehov [kWh]
Romoppvarming	5,7	6531,5	37 229
Ventilasjonsvarme	2,4	6531,5	15 676
Totalt	8,1		52 905

Vedlegg B – Skjermbilder fra SD-anlegget

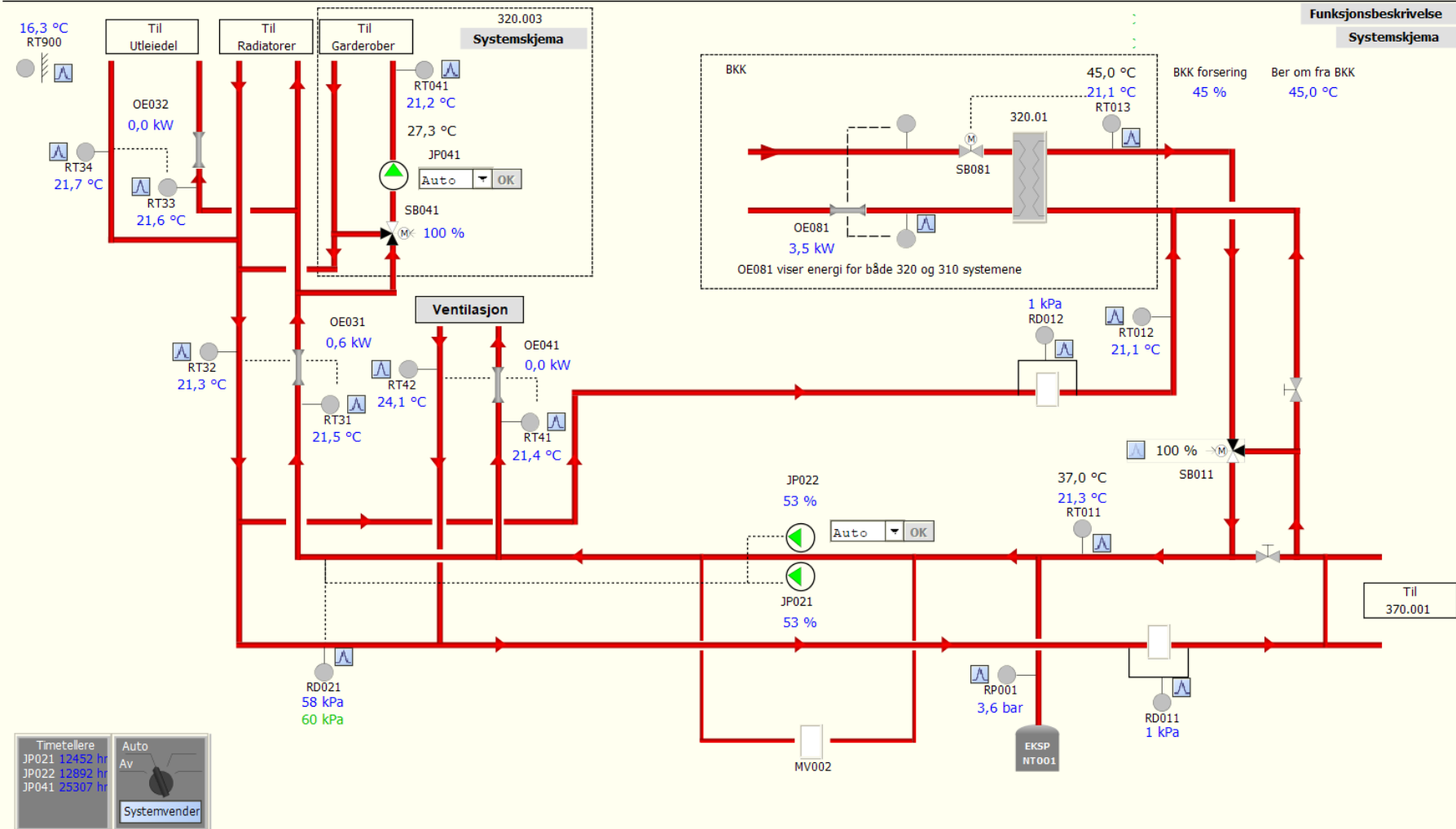


Skjermbilde av kjølesystemet og VP/KM i SD-anlegget.

320_001 - Varmesentral i teknisk rom U4



Funksjonsbeskrivelse
Systemskjema



Timetellere
 JP021 12452 hr
 JP022 12892 hr
 JP041 25307 hr

Auto
 Av

Systemvender

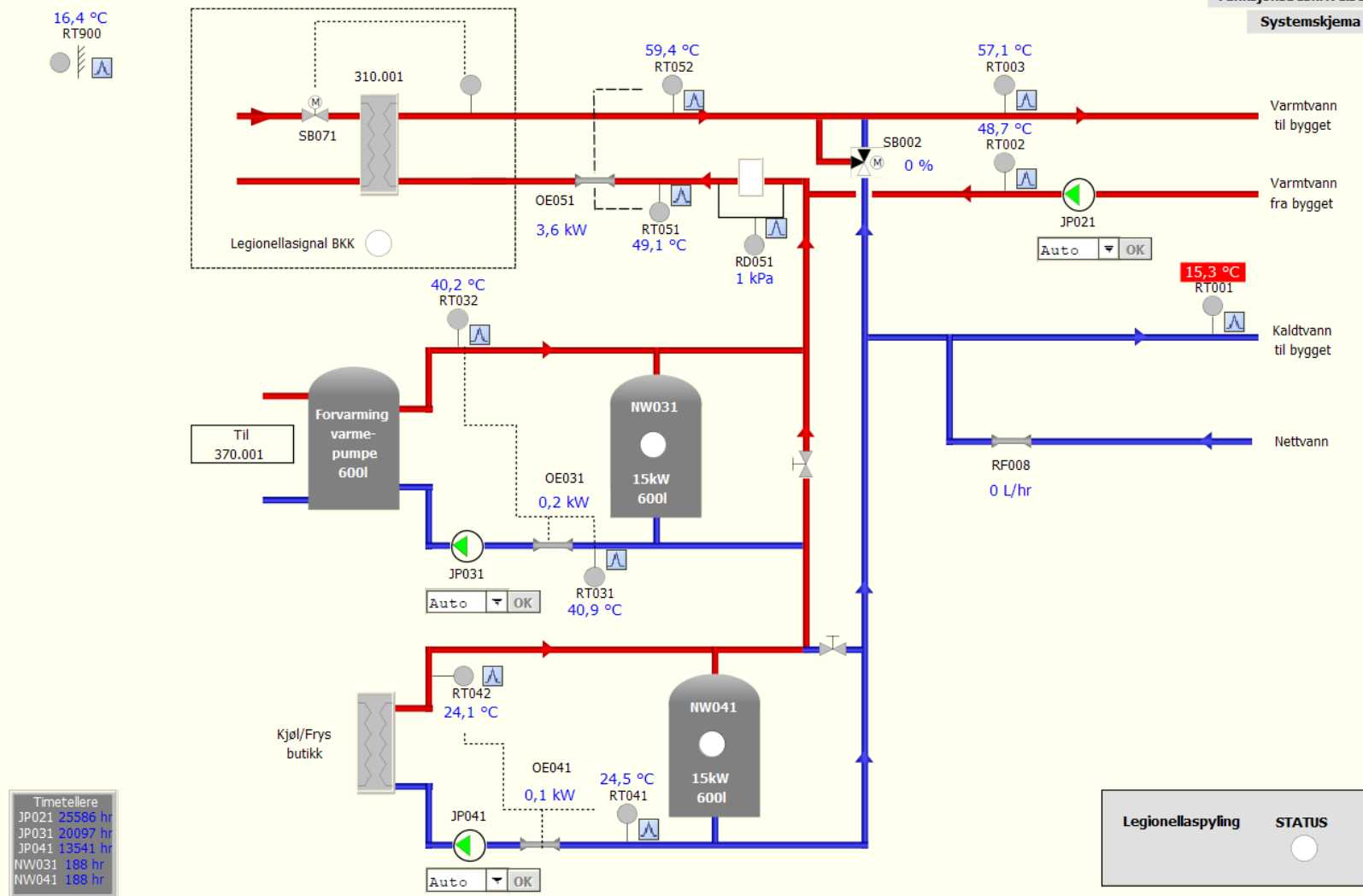
Skjerm bilde av varmesystemet i SD-anlegget.

310_001 - Forbruksvann i teknisk rom U4



Funksjonsbeskrivelse

Systemskjema



Skjerm bilde av systemet for tappevannsoppvarming i SD-anlegget.

Vedlegg C – Oversikt over nummering i tegninger og SD-anlegget

Oversikt over energimålere i varme- og kjølesystemet:

Måler	ID	SD-anlegg
Datakjøling	OE1	370.001 OE041
Ventilasjonskjøling	OE2	370.001 OE031
Elektrisitetsforbruk varmepumpe	OE3	432.001 RE26
Produsert varme av varmepumpen	OE4	370.001 OE011
Forbruk fjernvarme	OE5	310.001 OE081
Ventilasjonsvarme	OE6	320.001 OE041
Radiatorkurs	OE7	320.001 OE031
Radiatorkurs utleiedel	OE8	320.001 OE032

Oversikt over temperatursensorer i varme- og kjølesystemet:

Beskrivelse	ID	SD-anlegg
Turtemperatur fra brønnparken	RT1	370.001 RT021
Temperatur etter blandeventil MV1	RT2	370.001 RT022
Turtemperatur datakjøling	RT3	370.001 RT043
Turtemperatur ventilasjonskjøling	RT4	-
Returtemperatur ventilasjonskjøling	RT5	360.001/360.002/360.003/360.005 RT506
Temperatur før fordamperen	RT6	370.001 RT013
Turtemperatur kondensatorside (Intern sensor varmepumpen)	RT7	370.001 RT500
Turtemperatur kondensatorside	RT8	370.001 RT015
Returtemperatur for fjernvarme varmeveksler	RT9	-
Returtemperatur for fjernvarme varmeveksler	RT10	320.001 RT013
Turtemperatur i varmeanlegget	RT11	320.001 RT011
Returtemperatur i varmeanlegget	RT12	320.001 RT012
Turtemperatur ventilasjonsvarme	RT13	-
Returtemperatur ventilasjonsvarme	RT14	360.001/360.002/360.003/360.005 RT505
Temperaturen etter fordamperen	RT15	370.001 RT014
Turtemperatur kjølekrets i kjøledrift (Intern sensor varmepumpe)	RT16	370.001 RT401

Oversikt over pumper i varme- og kjølesystemet.

Beskrivelse	ID	SD-anlegg
Kjøling av datarom	P1	370.001 JP041
Pumpe for kjølekrets i kjøledrift	P2	370.001 JP031
Kjøling av ventilasjonsluft	P3	-
Varmedistribusjonssystem	P4	320.001 JP021
Varmedistribusjonssystem	P5	320.001 JP022
Ventilasjonsvarme	P6	-
Gulvvarme til garderober	P7	320.001 JP041
Returpumpe fra varmesystemet	P8	370.001 JP051
Pumpe mot energibrønner	P9	370.001 JP021

Oversikt over motoriserte ventiler i varme- og kjølesystemet:

Beskrivelser	ID	SD-anlegg
Treveis blandeventil ved tur/retur brønnparken	MV1	370.001 SB023
Ventil mot kjøling av datarom krets	MV2	370.001 SB042
Kjølekrets, ventil mellom ventilasjonskjøling og dataromkjøling	MV3	370.001 SB041
Treveis blandeventil for kjøling av datarom	MV4	370.001 SB043
Ventil før fordamper	MV5	370.001 SB021
Treveis blandeventil for ventilasjonskjøling	MV6	360.001/360.002/360.003 SB401 C
Varmedistribusjonssystem	MV7	370.001 SB051
Treveis blandeventil ved fjernvarme varmeveksler	MV8	SB011
Tilkobling til fjernvarme som reserveløsning (primærside)	MV9	SB081
Treveis blandeventil for ventilasjonsvarme	MV10	360.001/360.002/360.003 SB400 C
Treveis blandeventil mot varmedistribusjon garderober	MV11	SB041
Varmeoverføring mot energibrønner i kjølemodus	MV12	370.001 SB022

Oversikt over energimålere i system for tappevannsoppvarming:

Måler	ID	SD-anlegg
Spillvarme MENY	OE1	310.001 OE041
Forvarme varmepumpe	OE2	310.001 OE031
Fjernvarme	OE3	310.001 OE051

Oversikt over temperatursensorer i system for tappevannsoppvarming:

Beskrivelse	ID	SD-anlegg
Temperatur på kaldt nettvann til distribusjon i bygget	RT1	310.001 RT001
Temperatur på returvann fra distribusjon i bygget	RT2	310.001 RT002
Temperatur varmtvann til distribusjon i bygget	RT3	310.001 RT003

Oversikt over pumper i system for tappevannsoppvarming:

Beskrivelse	ID	SD-anlegg
Pumpe spillvarme MENY	P1	310.001 JP041
Pumpe forvarme varmpumpe	P2	310.001 JP031
Pumpe returvann fra distribusjon i bygget	P3	310.001 JP021

Oversikt over motoriserte ventiler i system for tappevannsoppvarming:

Beskrivelse	ID	SD-anlegg
Distribusjon varmtvann	MV1	-
Bypassventil for legionelladesifisering	MV2	310.001 SB002

Vedlegg D – Beregning av graddagstall for normalårskorrigerings

For å sammenligne klimaavhengige måledata er en normalårskorrigerings blitt utført. Årsaken til dette er at et år med avvikende temperaturer i forhold til et normalår vil gi tilsvarende avvikende energibehov.

Graddagstallet er en verdi som sier noe om et generelt oppvarmingsbehov i tidsperioden graddagstallet gjelder for. Dette beregnes som differansen mellom en basisutetemperatur på 17 °C og døgntemperaturen. Graddagstallet for en måned er summen av alle graddagstallene for hvert enkelt døgn i måneden som beregnet av følgende formel (Aune, 2002):

$$GDT = \sum_{Dag\ 1}^{Dag\ x} (T_{basis} - T_{d\o g n}(X))$$

For å finne normalårskorrigert (NK) klimaavhengig energiforbruk brukes følgende formel (Enova SF, 2017):

$$Q_{NK} = Q_{m\ddot{a}lt} \cdot \frac{GDT_{normal\ddot{a}r}}{GDT_{m\ddot{a}lt\ \ddot{a}r}}$$

Graddagstall for normalår (1981-2010) og for målt år (2018) er hentet ut fra Enova (Enova SF, 2018).

Måned	GDT _{normalår}	GDT ₂₀₁₈	GDT _{normalår} / GDT ₂₀₁₈
Januar	485	469	1,03
Februar	454	473	0,96
Mars	457	538	0,85
April	354	330	1,07
Mai	245	133	1,84
Juni	152	115	1,32
Juli	97	48	2,02
August	109	105	1,04
September	185	165	1,12
Oktober	294	288	1,02
November	387	331	1,17
Desember	468	421	1,11

Forklaring til forholdstallet $GDT_{normal\ddot{a}r} / GDT_{2018}$:

- $GDT_{normal\ddot{a}r} / GDT_{2018} > 1$ indikerer at klimaet den måneden har vært varmere sammenlignet med et normalår
- $GDT_{normal\ddot{a}r} / GDT_{2018} < 1$ indikerer at klimaet den måneden har vært kaldere sammenlignet med et normalår.

Vedlegg E – Beregning av knyttet til SCOP

Utrekning av tilført effekt til brønnpumpen:

Parameter	Symbol	Verdi	Ligning	Resultat
Volumstrøm	q	8 l/s (28,8 m ³ /h)	$P = \frac{q \cdot p}{3,6 \times 10^6 \cdot \eta}$	2,6 kW
Trykktap	p	200 kPa		
Virkningsgrad pumpe	η	60 %		

Utrekning av SCOP:

	Varmeprodusert VP [kWh]	El tilført VP [kWh]	El tilført brønnpumpe [kWh]	Kjøling [kWh]	SCOP 1, varme	SCOP 2, varme	SCOP 1 v+k	SCOP 2 v+k
Januar	34700	9573,7	1934,4	943	3,6	3,0	3,7	3,1
Februar	32000	8905,6	1747,2	811	3,6	3,0	3,7	3,1
Mars	33400	9337,3	1934,4	906	3,6	3,0	3,7	3,0
April	18900	5523,2	1872	1199	3,4	2,6	3,6	2,7
Mai	10700	3417,6	1934,4	1530	3,1	2,0	3,6	2,3
Juni	9100	2983,7	1872	1724	3,0	1,9	3,6	2,2
Juli	7000	2664,4	1934,4	1802	2,6	1,5	3,3	1,9
August	10200	3308,7	1934,4	1805	3,1	1,9	3,6	2,3
September	13100	4060,4	1872	1592	3,2	2,2	3,6	2,5
Oktober	18600	5795	1934,4	1439	3,2	2,4	3,5	2,6
November	13400	3999,9	1872	1249	3,4	2,3	3,7	2,5
Desember	11800	3206	1934,4	1172	3,7	2,3	4,0	2,5
Totalt	212900	62775,5	22776	16172	3,4	2,5	3,6	2,7

Vedlegg F – Beregning av energibesparing

$$\text{Energibruk} = \text{Energibruk VP} + \text{Energibruk FV}$$

$$\text{Energibruk}_{VP+FV} = \left(\frac{Q_{tot} \times \alpha_{VP}}{SCOP} \right) \cdot \left(\frac{Q_{tot} \cdot \alpha_{FV}}{\eta} \right)$$

$$\text{Energibruk}_{FV} = (Q_{tot} \cdot \eta)$$

Beregning av energisparing for oppvarming:

Beskrivelse	Energi [kWh/år]	Energidekningsgrad α	SCOP/virkningsgrad
Totalt varmebehov	284 020		
Varme produsert av VP/KM	224 176	0,79	3,4
Varme produsert av fjernvarme varmeveksler	76 070	0,27	0,8

Total dekningsgrad blir over 100 % fordi produsert varme er større enn varmebehovet som skyldes varmetap i rør beregnet kapittel i 7.1.5.

Energiløsning	Energibruk [kWh/år]	Energisparing [kWh/år]	Energisparing
VP/KM + Fjernvarme	161 022	194 003	55 %
Fjernvarme	355 025		

Beregning av energisparing for oppvarming og kjøling:

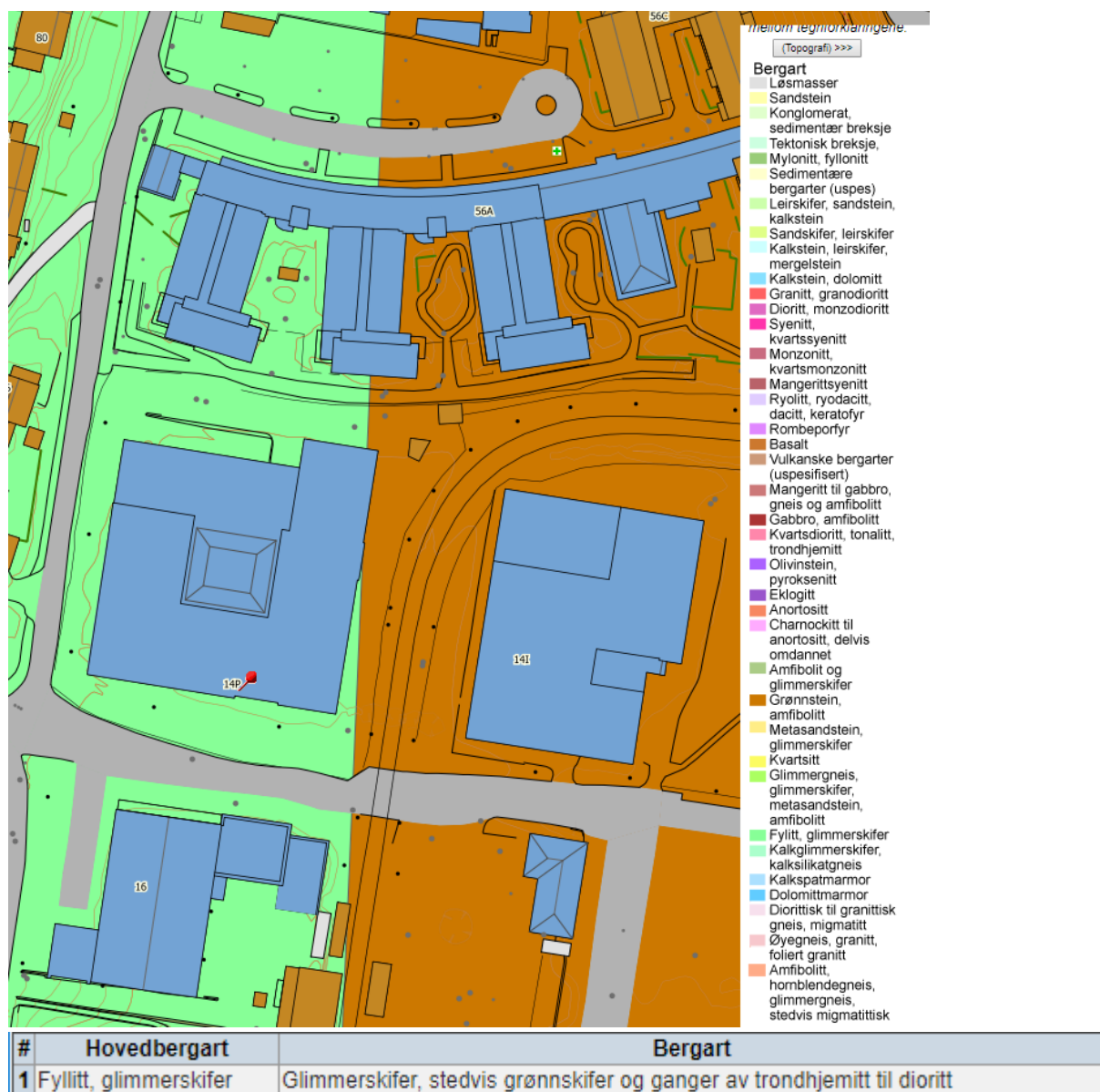
Beskrivelse	Energi [kWh/år]	Energidekningsgrad α	SCOP/virkningsgrad
Løsning ved Swecobygget			
Totalt varmebehov	284 020		
Varme- og produsert av VP/KM	224 176	0,79	3,6
Varme produsert av fjernvarme varmeveksler (spisslast)	76 070	0,23	0,8
Totalt kjølebehov	41 272		
Kjøling levert av brønnparken	41 272	1	
Alternativ løsning			
Varme produsert av fjernvarme varmeveksler	355 025	1	0,8
Kjøling produsert av kjølemaskin	32 855	0,80	3
Kjøling produsert av tørrkjøler	8417	0,20	

Energiløsning	Energibruk [kWh/år]	Energisparing [kWh/år]	Energisparing
VP/KM + Fjernvarme	157 359	295 141	65 %
Fjernvarme + Kjølemaskin med tørrkjøler	452 499		

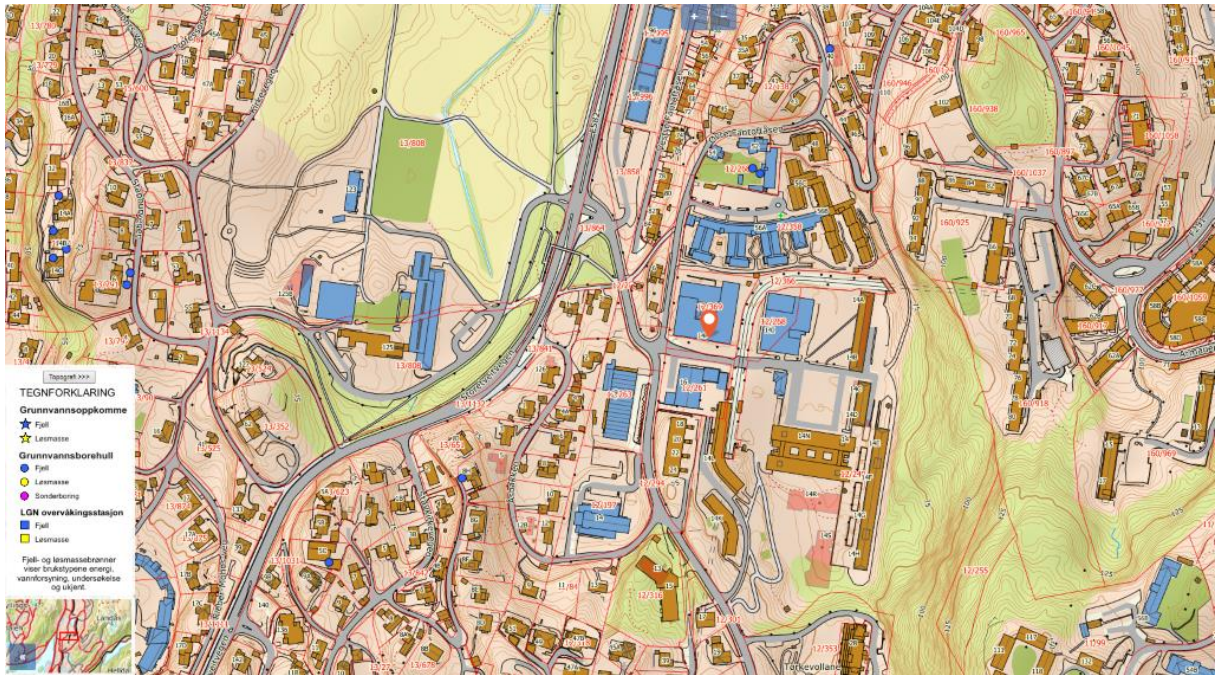
Vedlegg G – Bakgrunn for EED simulering

Ved evaluering av temperaturutviklingen for brønnparken er det benyttet simuleringsprogrammet Earth Energy Designer, EED (Blocon, 2018). EED er et spesialutviklet dataprogram for simulering av temperaturutviklingen i brønnparker. Inndata er klimadata, geologiske data, data for kollektorslanger, antall brønner med midlere avstander og borehullsmønster (brønnkonfigurasjon), månedlig termisk belastning (varmeuttak og/eller tilbakeføring av varme) samt dimensjonerende maks. effektuttak varme og dimensjonerende maks. effektilførsel kjøling (tilbakeføring av varme).

Data for berggrunnen er hentet ut fra Norges Geologiske Undersøkelers (NGU) nettsider (NGU, 2019a). Figurene viser bergarten ved bygget hvor den røde pinnen markerer Sweco-bygget.



Typisk varmeledningsevne for fyllitt er 3 W/m K (NGU, 2000).



Kilde: (NGU, 2019b)

MEMORY NOTES FOR PROJECT

[]

QUICK FACTS

Cost	-
Number of boreholes	15
Borehole depth	220 m
Total borehole length	3300 m

DESIGN DATA

GROUND

Ground thermal conductivity	3 W/(m·K)
Ground heat capacity	2,16 MJ/(m ³ ·K)
Ground surface temperature	7,7 °C
Geothermal heat flux	0,05 W/m ²

BOREHOLE

Configuration:	124 ("15 : 5 x 6 U-configuration")
Borehole depth	220 m
Borehole spacing	15 m
Borehole installation	Single-U
Borehole diameter	110 mm
U-pipe diameter	40 mm
U-pipe thickness	2,4 mm
U-pipe thermal conductivity	0,42 W/(m·K)
U-pipe shank spacing	55 mm
Filling thermal conductivity	0,6 W/(m·K)
Contact resistance pipe/filling	0 (m·K)/W

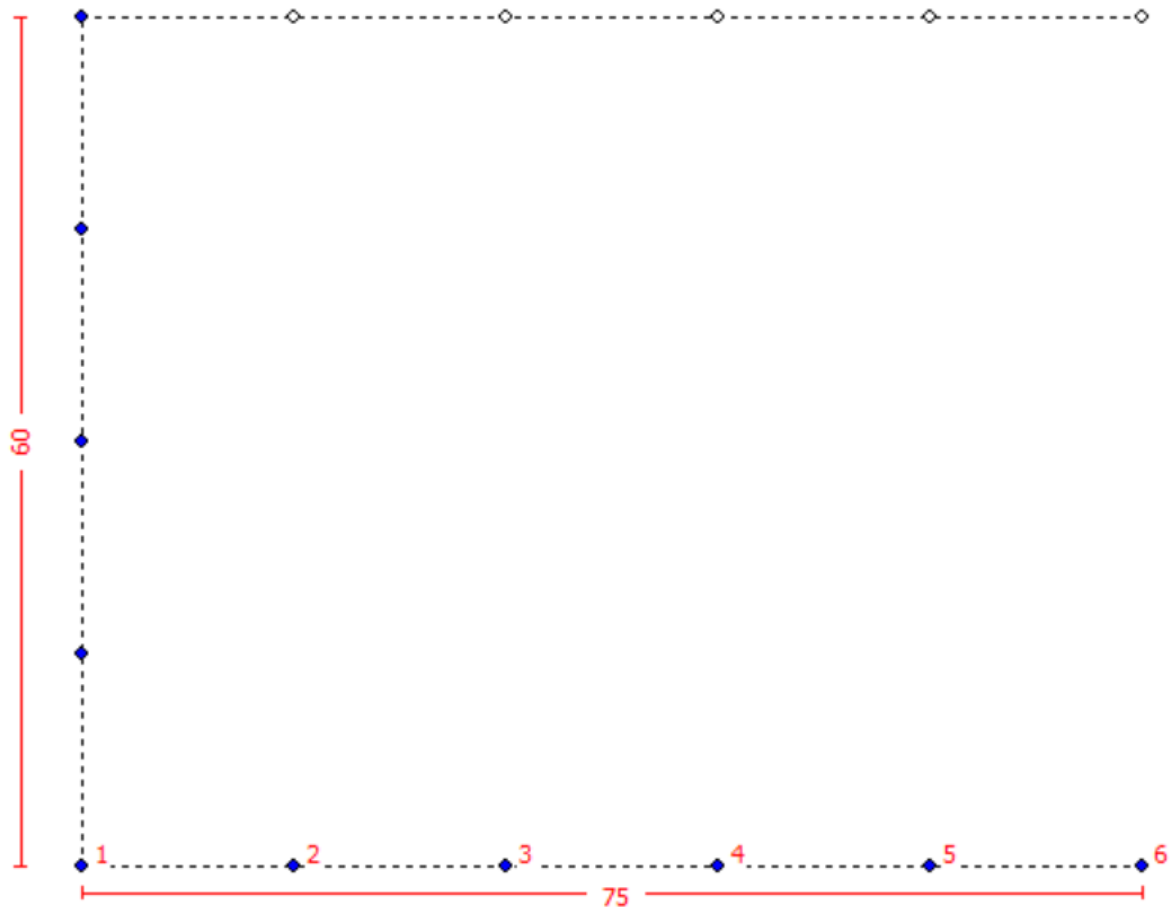
THERMAL RESISTANCES

Borehole thermal resistances are calculated.
 Number of multipoles 10
 Internal heat transfer between upward and downward channel(s) is considered.

HEAT CARRIER FLUID

Thermal conductivity	0,57 W/(m·K)
Specific heat capacity	4202 J/(kg·K)
Density	1000 kg/m ³
Viscosity	0,0015 kg/(m·s)
Freezing point	0 °C
Flow rate per borehole	0,53 l/s

En forenklet presentasjon av borehullskonfigurasjonen er presentert i figuren under. Det er 15 energibrønner plassert i en 5 x 6 U-form.



I EED simuleres temperaturutviklingen i brønnparken over året, og temperaturen er gjennomsnittlig vanntemperatur inn og ut av borehullene. Laveste middeltemperatur på vannet velges til 3 °C i EED-simuleringen. Ved vanngjennomstrømning i grunnen vil minimumstemperaturen på vannet bli høyere og maksimumstemperaturen vil bli høyere pga. varmetilførsel/-fjerning med grunnvannet, ikke bare konduktiv varmeledning gjennom fjellet.

Simulering 1 – Inndata fra SIMIEN

BASE LOAD

Seasonal performance factor (DHW)	3,4
Seasonal performance factor (heating)	3,4
Seasonal performance factor (cooling)	1E5

Monthly energy values [Mwh]

Month	Heat load	Cool load	Ground load
JAN	17,1	11,2	0,89
FEB	13,2	10,1	-0,79
MAR	9,77	11,2	-4,27
APR	3,17	10,8	-8,56
MAY	2,67	11,2	-9,3
JUN	2,67	10,9	-8,98
JUL	2,67	12,8	-11
AUG	2,67	13,7	-11,9
SEP	2,77	11	-9,01
OCT	6,67	11,2	-6,45
NOV	12,4	10,8	-2,07
DEC	15,9	11,2	0,04
Total	91,5	136	-71,3

PEAK LOAD

Month	Peak heat [kw]	Duration	Peak cool	Duration [h]
JAN	50	24	0	0
FEB	50	24	0	0
MAR	50	24	0	0
APR	0	0	0	0
MAY	0	0	0	0
JUN	0	0	0	0
JUL	0	0	195	5
AUG	0	0	195	5
SEP	0	0	0	0
OCT	50	24	0	0
NOV	50	24	0	0
DEC	50	24	0	0

Number of simulation years	25
First month of operation	SEP

Simulering 2 – Inndata fra målinger

BASE LOAD

Seasonal performance factor (DHW)	3,4
Seasonal performance factor (heating)	3,4
Seasonal performance factor (cooling)	1E5

Monthly energy values [Mwh]

Month	Heat load	Cool load	Ground load
JAN	37,4	0,94	25,5
FEB	35,6	0,81	24,3
MAR	37,7	0,91	25,7
APR	22,6	1,7	14,2
MAY	14	9,13	0,75
JUN	12,4	6,32	2,44
JUL	10,9	8,5	-0,84
AUG	13,4	5,3	4,17
SEP	17	3,39	8,6
OCT	21,7	1,84	13,5
NOV	26,9	1,25	17,7
DEC	34,1	1,17	22,9
Total	284	41,3	159

PEAK LOAD

Month	Peak heat [kw]	Duration	Peak cool	Duration [h]
JAN	80	24	0	0
FEB	80	24	0	0
MAR	80	24	0	0
APR	0	0	0	0
MAY	0	0	50	10
JUN	0	0	50	10
JUL	0	0	100	10
AUG	0	0	50	10
SEP	0	0	0	0
OCT	80	24	0	0
NOV	80	24	0	0
DEC	80	24	0	0

Number of simulation years	25
First month of operation	SEP

Simulering 3 – Inndata fra målinger med flere energibrønner

QUICK FACTS

Cost	-
Number of boreholes	18
Borehole depth	220 m
Total borehole length	3960 m

BOREHOLE

Configuration:	134 ("18 : 6 x 7 U-configuration")
Borehole depth	220 m
Borehole spacing	15 m
Borehole installation	Single-U
Borehole diameter	110 mm
U-pipe diameter	40 mm
U-pipe thickness	2,4 mm
U-pipe thermal conductivity	0,42 W/(m·K)
U-pipe shank spacing	55 mm
Filling thermal conductivity	0,6 W/(m·K)
Contact resistance pipe/filling	0 (m·K)/W

Simulering 4 – Etanol som frostvæske, redusert antall energibrønner, inndata fra målinger

QUICK FACTS

Cost	-
Number of boreholes	10
Borehole depth	220 m
Total borehole length	2200 m

DESIGN DATA

GROUND

Ground thermal conductivity	3 W/(m·K)
Ground heat capacity	2,16 MJ/(m ³ ·K)
Ground surface temperature	7,7 °C
Geothermal heat flux	0,05 W/m ²

BOREHOLE

Configuration:	113 ("10 : 4 x 4 U-configuration")
Borehole depth	220 m
Borehole spacing	15 m
Borehole installation	Single-U
Borehole diameter	110 mm
U-pipe diameter	40 mm
U-pipe thickness	2,4 mm
U-pipe thermal conductivity	0,42 W/(m·K)
U-pipe shank spacing	55 mm
Filling thermal conductivity	0,6 W/(m·K)
Contact resistance pipe/filling	0 (m·K)/W

HEAT CARRIER FLUID

Thermal conductivity	0,43 W/(m·K)
Specific heat capacity	4298 J/(kg·K)
Density	971 kg/m ³
Viscosity	0,0045 kg/(m·s)
Freezing point	-14,6 °C
Flow rate per borehole	0,53 l/s

Vedlegg H – CoolPack beregninger

Inndata for varmepumpen i kjøledrift:

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT
T_E [°C]:	8,0	ΔT_{SH} [K]:	0	No SGHX	R717
T_C [°C]:	39,0	ΔT_{SC} [K]:	0	0,30	
		Δp_{SL} [K]:	0		
		Δp_{DL} [K]:	0		
CYCLE CAPACITY					
Cooling capacity \dot{Q}_E [kW]	195	\dot{Q}_E : 195 [kW]	\dot{Q}_C : 226,1 [kW]	\dot{m} : 0,18 [kg/s]	\dot{V}_S : 141,96 [m ³ /h]
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Isentropic efficiency η_{IS} [-]	0,75	η_{IS} : 0,750 [-]	\dot{W} : 32,73 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Heat loss factor f_Q [%]	5	f_Q : 5,0 [%]	T_2 : 91,2 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} : 1,637 [kW]	
SUCTION LINE					
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0,0	\dot{Q}_{SL} : -0 [W]	T_8 : 8,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 0,0 [K]	

Inndata for varmepumpe/kjølemaskinen i varmedrift med låst volumstrøm:

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	REFRIGERANT
T_E [°C]:	2,0	ΔT_{SH} [K]:	0	No SGHX	R717
T_C [°C]:	48,0	ΔT_{SC} [K]:	0	0,30	
		Δp_{SL} [K]:	0		
		Δp_{DL} [K]:	0		
CYCLE CAPACITY					
Volume flow \dot{V}_S [m ³ /h]	142	\dot{Q}_E : 151,2 [kW]	\dot{Q}_C : 196,2 [kW]	\dot{m} : 0,1465 [kg/s]	\dot{V}_S : 141,96 [m ³ /h]
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Isentropic efficiency η_{IS} [-]	0,65	η_{IS} : 0,650 [-]	\dot{W} : 47,3 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Heat loss factor f_Q [%]	5	f_Q : 5,0 [%]	T_2 : 144,2 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} : 2,365 [kW]	
SUCTION LINE					
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0,0	\dot{Q}_{SL} : -0 [W]	T_8 : 2,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 0,0 [K]	

Inndata med kompressor Bitzer WH4HA-S190:

CYCLE SPECIFICATION								
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT		
T_E [°C]:	7,5	ΔT_{SH} [K]:	0	Δp_{SL} [K]:	0	No SGHX	0,30	R717
T_C [°C]:	40,0	ΔT_{SC} [K]:	0	Δp_{DL} [K]:	0			
CYCLE CAPACITY								
Cooling capacity \dot{Q}_E [kW]	72,6	\dot{Q}_E : 72,6 [kW]	\dot{Q}_C : 84,19 [kW]	\dot{m} : 0,06736 [kg/s]	\dot{V}_S : 54,02 [m ³ /h]			
COMPRESSOR PERFORMANCE								
Isentropic efficiency η_{iS} [-]	0,75	η_{iS} : 0,750 [-]	\dot{W} : 12,88 [kW]					
COMPRESSOR HEAT LOSS								
Heat loss factor f_Q [%]	10	f_Q : 10,0 [%]	T_2 : 91,4 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} : 1,288 [kW]				
SUCTION LINE								
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0,0	\dot{Q}_{SL} : -0 [W]	T_8 : 7,5 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 0,0 [K]				

Inndata med låst volumstrøm og kompressor Bitzer WH4HA-S190 i varmedrift:

CYCLE SPECIFICATION								
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT		
T_E [°C]:	2,0	ΔT_{SH} [K]:	0	Δp_{SL} [K]:	0	No SGHX	0,30	R717
T_C [°C]:	48,0	ΔT_{SC} [K]:	0	Δp_{DL} [K]:	0			
CYCLE CAPACITY								
Volume flow \dot{V}_S [m ³ /h]	54,02	\dot{Q}_E : 57,54 [kW]	\dot{Q}_C : 73,74 [kW]	\dot{m} : 0,05576 [kg/s]	\dot{V}_S : 54,02 [m ³ /h]			
COMPRESSOR PERFORMANCE								
Isentropic efficiency η_{iS} [-]	0,65	η_{iS} : 0,650 [-]	\dot{W} : 18 [kW]					
COMPRESSOR HEAT LOSS								
Heat loss factor f_Q [%]	10	f_Q : 10,0 [%]	T_2 : 138,0 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} : 1,8 [kW]				
SUCTION LINE								
Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL}$ [K]	0,0	\dot{Q}_{SL} : -0 [W]	T_8 : 2,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 0,0 [K]				

Vedlegg I – Beregning av pris for PCM vs varmepumpe

21 MWh PCM med parafiner koster 160 000-190 000 Euro (Stene, 2019a).

$$\frac{175\,000\text{ Euro}}{21 \times 10^3\text{ kWh}} = 83,3\text{ Euro/kWh}$$

1 Euro = 9,75 kr (Valutakalkulaor.net, 2019).

$$83,3\text{ Euro/kWh} = 809,99\text{ kr/kWh} \approx 810\text{ kr/kWh}$$

Ved Swecobygget skal 72,5 kW “erstattes” av PCM.

Driftstid = 6-8 timer

$$72,5\text{ kW} \times 6\text{ h} = 435\text{ kWh}$$

$$72,5\text{ kW} \times 8\text{ h} = 580\text{ kWh}$$

Pris på lagertanker og VVS tilkobling ca = 100-200 000 kr (Stene, 2019a). Bruker 150 000 kr i beregninger.

PCM med parafiner på 72,5 kW med driftstid på 6 timer:

$$435\text{ kWh} \times 810 \frac{\text{kr}}{\text{kWh}} + 150\,000\text{ kr} \approx 502\,000\text{ kr}$$

PCM med parafiner på 72,5 kW med driftstid på 8 timer:

$$580\text{ kWh} \times 810 \frac{\text{kr}}{\text{kWh}} + 150\,000 \approx 620\,000\text{ kr}$$

Varmepumpe/kjølemaskin med ammoniakk koster 6500 kr/kW (Stene, 2019a).

Ytelse = 72,5 kW

$$72,5\text{ kW} \times 6500 \frac{\text{kr}}{\text{kW}} \approx 470\,000\text{ kr}$$

