



Norges miljø- og  
biovitenskapelige  
universitet

Masteroppgave 2017

30 studiepoeng

Fakultet for miljøvitenskap og naturforvaltning - MINA

# Driftsvurdering av Kalnes energisentral

Operational assessment of Kalnes energisentral

Kristian Ebnes og Emil Hagen

Fornybar Energi



## Forord

Denne masteroppgaven er den avsluttende delen av vår 2-årige mastergrad i fornybar energi ved Norges miljø- og biovitenskapelige Universitet.

Arbeidet har vært utfordrende, spennende og ikke minst lærerikt.

Vi vil rette en stor takk til Monica Havskjold, som har bistått med god veiledning både faglig og praktisk gjennom denne perioden.

Vi vil også takke oppdragsgiver Østfold Energi v/ Egil Erstad, som har vært engasjert med å gjøre grunnlaget for oppgaven så bra som mulig, raske tilbakemeldinger ved spørsmål og en rekke påspanderte matpauser når vi har vært på besøk.

Ås, 15.mai 2017



## Sammendrag

Høsten 2015 startet Østfold Energi full drift av Kalnes energisentral, med hensikt å levere varme og kjøling til Sykehuset Østfold. Med ønske fra Østfold Energi omfatter denne masteroppgaven en analyse av Kalnes energisentral, hvor energibrønner og produksjonsenheter vurderes. Analysen er basert på tilgjengelig loggført døgn- og timesdata fra driftsåret 2016/2017. Gjennom analysen vil Østfold Energi få et tydeligere bilde av hvordan anlegget driftes, sett i sammenheng med optimal drift. For å finne ut hvordan driften til energisentralen kan forbedres har relevant teori og litteratur blitt brukt for å tilnærme seg metoder som kan være med på å optimalisere driften.

I den tidlige delen av prosjekteringsfasen av Kalnes energisentral, ble oppvarming og nedkjølingsbehovet til sykehuset estimert til å være henholdsvis 25 % og 22 % lavere enn reelt behov. Levert energi fra energisentralen har med dette vært større enn prosjektert.

Under prosjekteringsfasen av energisentralen var det ønskelig at varmepumpe 1 (VP1) og kjølemaskin 2 (KM2) skulle stå for henholdsvis 73 % og 10 % av årlig varmeproduksjon. Analyse av tilgjengelig produksjonsdata viste at produksjonsenheter produserte etter ønske, hvorav VP1 og KM2 stod for henholdsvis 81 % og 10 %. Da det var noe usikkerhet om KM2 ble tilstrekkelig utnyttet, var det ønskelig å undersøke KM2 nærmere. Loggført timesdata viste at varmelytelsen lå på 500 – 740 kW av maksimale 1030 kW. Årsaken til den lave ytelsen lå i høy returtemperatur fra sykehuset til kondensator, samt lastfaktorbegrensning på 25 %. Ved å redusere returtemperaturen fra sykehuset kan produksjonen fra KM2 øke. I tillegg kan man redusere produksjonen fra VP1 for å lage plass til KM2 med lastfaktorbegrensningen på 25 %. Da VP1 har høyere effektivitet enn KM2 er det viktig at erstattet produksjon i hovedsak går på bekostning av el-kjel og ikke VP1. Utført kostnadsanalyse for optimal drift av KM2 viste at strøm- og kostnadsforbruk i januar 2017 potensielt kunne vært redusert med henholdsvis 13 % og 18 %.

Brønnparken bestående av 100 brønner er en av kildene for energi til VP1. Utført analyse som undersøkte termisk balanse og kartlegging av temperatur i kollektorvæsken for november 2016 til februar 2017, viste et betydelig uttak fra energibrønnene. I perioden ble det hentet ut i overkant av 1 700 MWh, og for at brønnparken skal opprettholde effektiviteten som en varmekilde, må tilsvarende mengde tilbakeføres i perioder med overskuddsvarme. I perioden november til februar var temperaturen i kollektorvæsken 46 % av tiden under 0 °C. De lave temperaturene i kollektorvæsken fører til redusert effektivitet av VP1. Gjennom balanse mellom uttak og tilbakeføring av varme, vil man oppnå bærekraftig utnyttelse og dermed optimal drift av brønnparken. Det anbefales dermed å ha en årlig energibalanse tilnærmet 0, i tillegg til å holde temperaturen i kollektorvæsken over 0 °C for å unngå frost i brønnpark.

## Abstract

In the autumn of 2015, Østfold Energi started operations at Kalnes ground-source heating and cooling system, with the intention of supplying heat and cooling to the hospital Østfold. Based on Østfold Energi's desire, this master's thesis comprises an analysis of Kalnes ground-source heating and cooling system, where energy sources and production units are assessed. The analysis is based on available daily and hourly logged data from the operating year 2016/2017. Through the analysis, Østfold Energi will obtain a deeper understanding of how the thermal plant operate, compared to optimal operation. To find out how the operation of the thermal plant can be improved, relevant theory and literature have been used to approach methods that can help optimize operations.

In the early planning phase of Kalnes energisentral, the heating and cooling demand of the hospital were estimated to be 25 % and 22 % lower than the actual demand, respectively. Delivered energy from the thermal station has been revealed greater than projected.

During the design phase of the thermal plant, it was desirable that heat pump 1 (VP1) and water chiller 2 (KM2) accounted for 73 % and 10 % of annual heat production, respectively. Analysis of available production data showed that the production units produced as anticipated. VP1 and KM2 accounted for 81 % and 10 %, respectively. However, there was some uncertainty regarding sufficiently operating of KM2, therefore it was necessary to investigate KM2 closer. Logged hourly data showed that the heating power was 500 – 740 kW with a maximum capacity of 1030 kW. The reason for the low output was the high return temperature from the hospital to the condenser, as well as load factor limitation of 25 %. By reducing the return temperature from the hospital, production from KM2 can increase. Additionally, you can reduce heat output from VP1 to make room for KM2 with the load factor limitation of 25 %. As VP1 has a higher efficiency than KM2, it is important that production is mainly at the expense of the electric boiler and not VP1. Cost analysis performed for optimal operation of KM2 showed that electricity and cost consumption in January 2017 could potentially have been reduced by 13 % and 18 %, respectively.

The borehole thermal energy storage (BTES) consisting of 100 boreholes is one of the heat sources for VP1. The analysis examines thermal balance in the storage and mapping of temperature in the collector fluid for November 2016 to February 2017. The results showed a significant energy output from the BTES. During this period, more than 1 700 MWh was extracted. For the BTES to maintain efficiency as a heat source, the corresponding amount must be returned in periods of excess heat production. In the period November to February, the temperature in the collector fluid was below 0 °C 46 % of the time. The low temperatures in the collector fluid lead to reduced efficiency of VP1. Through balance between the extraction and recharging of heat, the BTES will achieve sustainable utilization and thus optimal operation. It is therefore recommended to have an annual energy balance of approximately 0, in addition to keep the temperature in collector fluid above 0 °C to avoid frost in the BTES.

## Innhold

<b>Forord</b> .....	<b>iii</b>
<b>Sammendrag</b> .....	<b>v</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>vi</b>
<b>Figurer</b> .....	<b>x</b>
<b>Tabeller</b> .....	<b>xiii</b>
<b>Symbolliste</b> .....	<b>xiv</b>
<b>1. Innledning</b> .....	<b>1</b>
1.1. Bakgrunn for oppgaven .....	1
1.2. Mål for oppgaven .....	2
1.3. Problemstilling.....	2
1.4. Avgrensninger.....	2
1.5. Oppbygging.....	2
<b>2. Teori</b> .....	<b>3</b>
2.1. Varmepumpe.....	3
2.1.1. Varmepumpens virkemåte .....	4
2.1.2. Varmepumpekategorier .....	6
2.1.3. En effektiv varmpumpe .....	8
2.1.4. Innvirkning på effektfaktor .....	11
2.1.5. Lastfaktor.....	14
2.2. Geotermisk energi .....	15
2.2.1. Klassifisering av geotermisk energi .....	16
2.2.2. Dyp geotermisk energi .....	16
2.2.3. Grunnvarmesystemer.....	17
2.2.4. Grunnen som lager .....	19
2.2.5. Energibrønner.....	20
2.2.6. Potensial for brønnparken.....	22
2.2.7. Termisk balanse i brønnpark .....	24
<b>3. Sykehuset Østfold</b> .....	<b>27</b>
<b>4. Kalnes energisentral</b> .....	<b>28</b>
4.1. Teknisk om anlegget.....	28
4.1.1. Dimensjoneringsgrunnlag.....	28
4.1.2. Varme- og kjølemaskiner.....	29
4.1.3. Energisentralens brønnpark .....	31
<b>5. Metode</b> .....	<b>33</b>
5.1. Datagrunnlag .....	33

5.2.	Levert varme.....	35
5.2.1.	Enkel lineær regresjon.....	36
5.3.	Analyse varmepumper .....	41
5.3.1.	Lastfaktor.....	41
5.3.2.	Tur – og returtemperatur i kondensator og fordampner.....	45
5.3.3.	Døgn og månedlig effektfaktorvariasjon.....	46
5.3.4.	Optimal varmeproduksjon av kjølemaskin 2.....	47
5.4.	Analyse energibrønner .....	50
5.4.1.	Energiutnyttelse av brønnpark.....	50
5.4.2.	Balanse brønnpark.....	50
5.4.3.	Driftstid brønnpark.....	51
5.4.4.	Temperaturer i kollektorvæske .....	51
<b>6.</b>	<b>Resultat.....</b>	<b>52</b>
6.1.	Levert energi.....	52
6.2.	Produksjonsfordeling over 1 år .....	53
6.2.1.	Varmeproduksjon.....	54
6.2.2.	Kjøleproduksjon.....	56
6.3.	Varmepumpeanalyse.....	59
6.3.1.	Lastfaktor.....	59
6.3.2.	Effektfaktor og lastfaktor .....	63
6.3.3.	Temperaturløft mellom fordampner og kondensator – VP1 .....	64
6.3.4.	Tur – og returtemperatur kondensator.....	65
6.3.5.	Døgn og månedlig effektfaktorvariasjon.....	67
6.3.6.	Optimal varmeproduksjon av kjølemaskin 2.....	73
6.4.	Brønnparkanalyse.....	76
6.4.1.	Teoretisk potensial i brønnparken .....	76
6.4.2.	Energiutnyttelse av brønnpark.....	76
6.4.3.	Driftstid brønnpark.....	77
6.4.4.	Temperaturendring i brønnpark .....	77
6.4.5.	Kaldeste måned og temperatur i kollektorvæskan .....	79
6.4.6.	Endring i kollektorvæsketemperatur og COP <sub>v</sub> for VP1.....	80
<b>7.</b>	<b>Diskusjon.....</b>	<b>81</b>
7.1.	Levert energi.....	81
7.2.	Varmepumpeanalyse.....	82
7.3.	Brønnparkanalyse.....	89
7.4.	Presentasjon og diskusjon av resultater med oppdragsgiver .....	92



<b>8. Konklusjon.....</b>	<b>93</b>
8.1. Videre arbeid.....	94
<b>Referanser .....</b>	<b>95</b>
<b>Vedlegg.....</b>	<b>98</b>
Vedlegg A: Døgn og månedlig effektfaktorvariasjon.....	98
Vedlegg B: Lastfaktor og effektfaktor .....	116
Vedlegg C: Optimal produksjon av kjølemaskin 2 .....	119
Vedlegg D: Hypotesetesting .....	125

## Figurer

Figur 1: Prinsippskisse av en varmepumpe. ....	3
Figur 2: Illustrasjon av de grunnleggende komponentene i en tradisjonell varmepumpe. ....	5
Figur 3: T-s diagram for en ideell varmepumpesyklus. ....	10
Figur 4: T-s diagram for en reell varmepumpesyklus. ....	11
Figur 5: Varmestrøm fra kjerne til atmosfære (Bailey 2012). ....	15
Figur 6: Ulike måter å benytte seg av dyp geotermisk energi, «deep geothermal well», «hydrotermisk doublet» og «hot-dry-rock process» (KBB 2016). ....	17
Figur 7: Grunnvarmesystemet ved Oslo Lufthavn (Eggen & Vangsnes 2005).....	18
Figur 8: a) Forenklet skisse av varmeopptak ved vinterdrift og varmeavgivelse ved sommerdrift i en energibrønn som kan være opptil flere hundre meter dype og b) Grunn horisontal grøft. ....	18
Figur 9: Område for grunnvarme(shallow geothermal resources) og temperaturvariasjonene fra overflaten til nøytral sone z(N.z.) (Rybach 2012). ....	19
Figur 10: Tverrsnitt av kollektortypene som blir brukt i lukket løsning i energibrønn. a) dobbelt u-rør, b) enkelt u-rør, c) koaksial kollektor. ....	22
Figur 11: Grunnvannsgjennomstrømming som enten tilfører eller tar ut varme fra brønnparkens volum. ....	24
Figur 12: Varme- og kjølebehov per måned oppgitt av COWI v/ Thomas Lund (FuturumEnergi 2011). ....	27
Figur 13: Varmepumpe 1. ....	29
Figur 14: Bak fra høyre: KM2, KM3-6, foran: 2 tørrkjølere ....	30
Figur 15: El-kjel og oljekjel. ....	30
Figur 16: Forenklet teknisk tegning av Kalnes energisentral. ....	31
Figur 17: Levert varme og kjøling per dag over 1 år. Døgndata. ....	35
Figur 18: ET - kurve av levert varme og kjøling til Sykehuset Østfold. Timesdata for de 6 loggførte månedene. ....	37
Figur 19: ET - kurve av levert varme og kjøling til Sykehuset Østfold. Timesdata for de 6 loggførte månedene hvor utetemperatur er lavere enn 17 °C. ....	38
Figur 20: ET - kurve av levert varme og kjøling til Sykehuset Østfold. Timesdata for de 6 loggførte månedene hvor utetemperatur er høyere enn 17 °C. ....	39
Figur 21: Utetemperatur ved Kalnes energisentral og Øsaker målestasjon. Fra mars til desember 2016, og januar, februar 2017. ....	40
Figur 22: Prosjekttert og faktisk årlig oppvarming- og nedkjølingsbehov. Månedsoopløsning. ....	52
Figur 23: Levert varme og kjøling per døgn over 1 år. Manglende data er lagt inn med lineærregresjon. Døgndata. ....	53
Figur 24: Produsert og levert energi. T.v levert og produsert varme. T.h levert og produsert kjøling. Døgndata. ....	54
Figur 25: Varmeproduksjonsprofil med produksjonsenheter. T.v periodisk produksjon gjennom 1 år. T.h varighetskurve. Døgnopløsning. ....	55
Figur 26: Andel varmeproduksjon over 1 år fordelt på produksjonsenheter. Døgnopløsning. ....	56
Figur 27: Kjøleproduksjonsprofil med produksjonsenheter. T.v periodisk produksjon gjennom 1 år. T.h varighetskurve. Døgnopløsning. ....	57
Figur 28: Andel kjøleproduksjon over 1 år fordelt på produksjonsenheter. Døgnopløsning. ....	58
Figur 29: Endring i VP1 sin COP <sub>v</sub> ved dellast. ....	59
Figur 30: Plottdata av lastfaktor og COP <sub>v</sub> for VP1. Timesdata ved satt turtemperatur for kond. og fordamp. ....	59

Figur 31: COP <sub>v</sub> og lastfaktor for KM2 i januar 2017. Inkludert data ved driftsstans og driftsstart. Timesdata .....	63
Figur 32: COP <sub>v</sub> og lastfaktor for VP1 i januar 2017 inkludert data for driftsstart og driftsstans. Timesdata .....	64
Figur 33: COP <sub>v</sub> og temperaturløft i kondensator til VP1 .....	65
Figur 34: COP <sub>v</sub> og temperaturløft i kondensator til KM2 .....	66
Figur 35: VP1 og KM2 timesbasert COP <sub>v</sub> i desember 2016 .....	68
Figur 36: Levert varme og utetemperatur, 1. desember 2016.....	69
Figur 37: Varmeproduksjonsprofil for 1. desember 2016 fordelt i produksjonsenheter. Timesdata ...	70
Figur 38: Turtemperatur - kondensator og returtemperatur - fordampere ved VP1. 1. desember 2016. Timesdata .....	71
Figur 39: Tur- og returtemperatur ved kondensator for VP1 og KM2. 1. desember 2016. Timesdata	71
Figur 40: COP <sub>v</sub> til VP1 og KM2 1. desember 2016. Timesdata .....	72
Figur 41: Produksjonsprofil. T.v. reell drift og t.h. optimal drift. Januar 2017 .....	75
Figur 42: Varme hentet og dumpet fra og til brønnpark i kWh ut ifra temperatur i kollektorvæsken inn og ut fra brønnparken sammen med mengde, fra 1. november til 28. februar. ....	76
Figur 43: Gjennomsnittlig temperatur døgnaverdi for retur kollektorvæske brønnpark .....	78
Figur 44: Gjennomsnittlig døgnaverdier inn- og ut-temperaturer for kollektorvæske brønnpark.....	78
Figur 45: Døgn gjennomsnitt av utetemperatur og temperatur i kollektorvæske for februar. ....	79
Figur 46: Sammenhengen mellom COP <sub>v</sub> og temperatur i kollektorvæske i november og februar, sortert etter høyeste temperatur i hver måned. ....	79
Figur 47: Temperatur i kollektorvæske sortert fra høyeste til laveste i perioden november 2016 - februar 2017 og COP <sub>v</sub> for VP1. ....	80
Figur 48: Varighetskurve for varmeproduksjon. 282 døgn. ....	83
Figur 49: Tur- og returtemperatur i kondensator for KM2. 1. desember 2016. ....	87
Figur 50: Kollektorvæsketemperatur målt fra november 2016 til desember 2017 sortert fra høyeste til laveste temperatur. Pilene viser en tenkt heving av kollektorvæsketemperaturen, som kan forbedre COP <sub>v</sub> for VP1.....	91

## Vedlegg

Figur 51: VP1 og KM2 timesbasert effektfaktor i januar 2017.....	98
Figur 52: Levert varme og utetemperatur for 5 januar 2017 .....	99
Figur 53: Effektfaktor til VP1 og KM2 5. januar 2017. Timesdata. ....	100
Figur 54: Varmeproduksjonsprofil for 5. januar 2017 fordelt i produksjonsenheter. Timesdata.....	100
Figur 55: Turtemperatur – kondensator venstre akse og returtemperatur – fordampere høyre akse ved VP1. 5 januar 2017. Timesdata.....	101
Figur 56: Tur- og returtemperatur ved kondensator for VP1 og KM2. 5. januar 2017. Timesdata. ...	101
Figur 57: VP1 og KM2 timesbasert effektfaktor i februar 2017 .....	102
Figur 58: Levert varme og utetemperatur for 12. februar 2017 .....	103
Figur 59: Effektfaktor til VP1 og KM2 12. februar 2017. Timesdata .....	103
Figur 60: Varmeproduksjonsprofil for 12. februar 2017 fordelt i produksjonsenheter. Timesdata. ...	104
Figur 61: Turtemperatur – kondensator venstre akse og returtemperatur – fordampere høyre akse ved VP1. 12. februar 2017. Timesdata.....	105
Figur 62: Tur- og returtemperatur ved kondensator for VP1 og KM2. 12. februar 2017. Timesdata.	105
Figur 63: VP1 timesbasert effektfaktor i april 2016 .....	106
Figur 64: Levert varme og utetemperatur for 24. april 2016. ....	107
Figur 65: Effektfaktor til VP1 24. april 2016. Timesdata. ....	107

Figur 66: Varmeproduksjonsprofil for 24. april 2016 fordelt i produksjonsenheter. Timesdata .....	108
Figur 67: Turtemperatur – kondensator i venstre akse og returtemperatur – fordampner i høyre akse ved VP1. 24. april 2016. Timesdata .....	108
Figur 68: Tur- og returtemperatur ved kondensator for VP1 og KM2. 24. april 2016. Timesdata .....	109
Figur 69: VP1 og KM2 timesbasert effektfaktor i november 2016.....	110
Figur 70: Levert varme og utetemperatur for 8. november 2016.....	111
Figur 71: Effektfaktor til VP1 og KM2 8. november 2016. Timesdata.....	111
Figur 72: Varmeproduksjonsprofil for 8. november 2016 fordelt i produksjonsenheter. Timesdata	112
Figur 73: Turtemperatur - kondensator venstre akse og returtemperatur – fordampner høyre akse ved VP1. 8. november 2016. Timesdata .....	112
Figur 74: Tur- og returtemperatur ved kondensator for VP1 og KM2. 8. november 2016. Timesdata .....	113
Figur 75: Effektfaktor og lastfaktor for februar 2017. T.v. VP1 og t.h. KM2. Timesdata .....	116
Figur 76: Effektfaktor og lastfaktor for april 2016. T.v. VP1 og t.h. KM2. Timesdata .....	116
Figur 77: Effektfaktor og lastfaktor for VP1 i juli 2016. Timesdata .....	117
Figur 78: Effektfaktor og lastfaktor for november 2016. T.v. VP1 og t.h. KM2. Timesdata .....	117
Figur 79: Effektfaktor og lastfaktor for desember 2016. T.v. VP1 og t.h. KM2. Timesdata .....	118
Figur 80: Produksjonsprofil. T.v. reell drift og t.h. optimal drift. februar 2017. ....	119
Figur 81: Produksjonsprofil. T.v. reell drift og t.h. optimal drift. November 2016. ....	121
Figur 82: Produksjonsprofil. T.v. reell drift og t.h. optimal drift. Desember 2016.....	123

## Tabeller

Tabell 1: Tekniske spesifikasjoner for maskinene til Kalnes energisentral .....	29
Tabell 2: Parametere for brønnparken til Kalnes energisentral.....	31
Tabell 3: Densitet, spesifikk varmekapasitet ved 0 °C og frysepunktet for kollektorvæske (CoolPack 2012).....	32
Tabell 4: Data fra Kalnes.....	33
Tabell 5: Dellast til VP1 ved scenario 1.....	42
Tabell 6: Dellast til VP1 ved scenario 2.....	43
Tabell 7: Dellast til VP1 ved scenario 3.....	43
Tabell 8: Dellast til VP1 ved scenario 4- .....	44
Tabell 9: Kostnader tilknyttet bio-olje.....	48
Tabell 10: Kostnader tilknyttet strømforbruk .....	49
Tabell 11: Basis for produksjonsenheter i minimeringsmodellen.....	49
Tabell 12: Varmeproduksjonsandel fra VP1, KM2, el-kjel og oljekjel for tilgjengelige 282 døgn .....	55
Tabell 13: Kjøleproduksjonsandel fra VP1, KM2 og KM3 - KM6 for tilgjengelige 282 døgn. ....	57
Tabell 14: Dellast og COP <sub>v</sub> for scenario 1. ....	60
Tabell 15: Dellast og COP <sub>v</sub> for scenario 2. ....	61
Tabell 16: Dellast og COP <sub>v</sub> for scenario 3. ....	61
Tabell 17: Dellast og COP <sub>v</sub> for scenario 4. ....	62
Tabell 18: COP <sub>v</sub> , driftstimer og produksjonsandel pr. produksjonsenhet i januar, februar, april, november og desember. ....	67
Tabell 19: COP <sub>v</sub> , driftstimer og produksjonsandel pr. produksjonsenhet i desember .....	69
Tabell 20: COP <sub>v</sub> , driftstimer og produksjonsandel pr. produksjonsenhet 1. desember. ....	72
Tabell 21: Strømforbruk til produksjonsenheter ved reell og optimal drift i januar 2017.....	74
Tabell 22: Kostnader for strøm og oljeforbruk ved reell og optimal drift i januar 2017.....	74
Tabell 23: Produksjonsandel til produksjonsenheter ved reell og optimal drift i januar 2017.....	75
Tabell 24: Resultater fra brønnparkanalyse .....	77
Tabell 25: Gjennomsnittlig temperatur kollektorvæske per måned.....	78

## Vedlegg

Tabell 26: Effektfaktor, driftstimer og produksjonsandel pr. produksjonsenhet i januar .....	114
Tabell 27: Effektfaktor, driftstimer og produksjonsandel pr. produksjonsenhet i februar.....	114
Tabell 28: Effektfaktor, driftstimer og produksjonsandel pr. produksjonsenhet i april.....	114
Tabell 29: Effektfaktor, driftstimer og produksjonsandel pr. produksjonsenhet i november .....	115
Tabell 30: Strømforbruk til produksjonsenheter ved reell og optimal drift i februar 2017.....	120
Tabell 31: Kostnader for strøm og oljeforbruk ved reell og optimal drift i februar 2017. ....	120
Tabell 32: Produksjonsandel til produksjonsenheter ved reell og optimal drift i februar 2017.....	120
Tabell 33: Strømforbruk til produksjonsenheter ved reell og optimal drift i november 2016 .....	121
Tabell 34: Kostnader for strøm og oljeforbruk ved reell og optimal drift i november 2016. ....	122
Tabell 35: Produksjonsandel til produksjonsenheter ved reell og optimal drift i november 2016. ...	122
Tabell 36: Strømforbruk til produksjonsenheter ved reell og optimal drift i desember 2016.....	123
Tabell 37: Kostnader for strøm og oljeforbruk ved reell og optimal drift i desember 2016.....	124
Tabell 38: Produksjonsandel til produksjonsenheter ved reell og optimal drift i desember 2016.....	124

## Symbolliste

$C_p$	Spesifikk varmekapasitet	[J/kg K]
$COP_k$	Coefficient of Performance – effektfaktor for kjøleproduksjon	[-]
$COP_v$	Coefficient of Performance – effektfaktor for varmeproduksjon	[-]
$COP_{tot}$	Coefficient of Performance – effektfaktor for varme- og kjøleprod.	[-]
$C_{vc}$	Volumetrisk varmekapasitet	[J/m <sup>3</sup> K]
GTIP	Ground thermal imbalance factor – indikator for termisk ubalanse	[%]
$k$	Termisk konduktivitet for gitt stoff	[W/m K]
KM2	Kjølemaskin 2	[-]
LF	Lastfaktor	[%]
$m$	Massestrøm	[kg/s]
$\rho$	Densitet	[kg/m <sup>3</sup> ]
$T$	Temperatur	[K]
$\Delta T$	Temperaturendring	[K]
VP1	Varmepumpe 1	[-]
$Q_k$	Kjøling	[kW]
$Q_v$	Varme	[kW]
$W_{net,inn}$	Energi kompressor	[kW]
$\eta_v$	Carnot-virkningsgrad	[-]

# 1. Innledning

## 1.1. Bakgrunn for oppgaven

I perioden en befinner seg i dag, hvor temaer som global oppvarming og bærekraft ofte er på dagsordenen, jobbes det mye med å finne gode tekniske alternativer til fossile energikilder. Tradisjonelle energiløsninger revurderes, og gjennom ulike krav fra både nasjonalt og internasjonalt hold har man satt press på utviklingen. Dagens byggetekniske forskrift TEK10 som trådte i kraft 2010, tillater blant annet ikke et totalt netto energibehov for sykehus på over 225 kWh/m<sup>2</sup> (Byggeteknisk forskrift 2010). Med dette har man satt krav til energieffektivitet, og utelukker dermed lite effektive teknologier. Gjennom slike krav øker både utviklingen og fokuset på nye og eksisterende teknologier.

Som følge av at fossile energikilder står for store deler av den globale produksjonen av elektrisitet og romoppvarming, er det stort potensial for fornybare energikilder. Internasjonalt sett står Norge i en særegen posisjon med kraftproduksjon bestående av 95,9 % fornybar vannkraft, i 2015 (Holstad et al. 2016). Til tross for at Norge står sterkt innen fornybar kraftproduksjon, har landet et stort oppvarmingsbehov. Store deler av oppvarmingsbehovet dekkes i dag av elektrisitet, som er en høyverdig energibærer. Å benytte en høyverdig energibærer til oppvarming er en lite effektiv utnyttelse av energibæreren, og det er derfor viktig å finne andre alternativer som er bedre egnet.

For norske husholdninger dekkes oppvarmingsbehovet i hovedsak av elektrisitet i form av varmpumpe og panelovner, vedovner og noe fjernvarme. For større bygninger som kontorlokaler og sykehus, varierer det i hovedsak mellom fjernvarme, oljekjel og elektrisitet i form av varmpumper. Når det kommer til bruken av fjernvarme og geotermisk energi, ligger Sverige et godt stykke foran Norge. Men i løpet av det siste 10 - året har Norge hatt stor utvikling innen disse områdene, og utbyggingen av fjernvarmenett og geotermisk energi har blitt vanligere.

Høsten 2015 ble det som skulle være hovedkilden til oppvarming og nedkjøling i Sykehuset Østfold satt i full drift. Energisentralen Kalnes utenfor Sarpsborg, er en geotermisk energisentral som eies og driftes av Østfold Energi. Ved hjelp av varmpumpeteknologi som utnytter differansen mellom utetemperaturen og temperaturen i bakken, leverer energisentralen både varme og kjøling til Sykehuset Østfold. I planleggingen av energisentralen ble det utført termisk responstest (TRT) og simulering i programmet Earth Energy Design (EED) for å finne frem til et optimalt anlegg.

Energisentralen har i løpet av 1 års drift levert oppvarmings- og nedkjølingsbehovet til Sykehuset Østfold, men dette er ingen garanti for at anlegget driftes optimalt. Etterhvert som anlegg av denne typen har vært i drift, vil faktorer som temperatur i grunnen og varierende energibehov til sluttbruker påvirke effektiviteten.

## 1.2. Mål for oppgaven

Målet er å analysere driften av Kalnes energisentral ved å se på loggdata fra driftsåret 2016/2017. Gjennom analysen vil Østfold Energi få et tydeligere bilde av hvordan anlegget driftes, sett i sammenheng med optimal drift. I tillegg vil oppgaven klargjøre kriterier som må ligge til rette for å oppnå optimal drift. Dette innebærer studie i teorien bak geotermisk energiutnyttelse.

## 1.3. Problemstilling

Hvordan er driften av Kalnes energisentral, og samsvarer dette med prosjektert drift?

- Er driften av produksjonsenhetene optimal?
- Driftes brønnparken med et langsiktig perspektiv?

## 1.4. Avgrensninger

I denne oppgaven er systemgrensen satt ved energisentralens tur- og returledning for varme og kjøling mot Sykehuset Østfold. Det innebærer at vi ikke tar for oss muligheter for optimalisering av systemet gjennom tiltak ved sykehuset. Fokuset for kartlegging og analyser vil ligge på brønnparken og varme- og kjølemaskiner.

Opprinnelig var det planlagt å benytte optimaliseringsprogrammet EnergyPRO i samsvar med veileder. Dette programmet ville sett på faktorer som vil ha innvirkning på optimaliseringen. Det ble lagt mye arbeid og tid inn i programmet, men etter flere samtaler med produsentene av optimaliseringsprogrammet viste det seg at Kalnes energisentral var for avansert i forhold til programmet.

## 1.5. Oppbygging

Opgaven innledes med en teoridel for varmpumper og energibrønner som er grunnlag for de utarbeidede analysene og konklusjonene. Teoridelen skal skape et godt vurderingsgrunnlag for videre analyse. I metodekapittelet forklares prosessene som er benyttet for å analysere VP1, KM2 og brønnpark. Resultatene fra analysen blir deretter presentert i resultatkapittelet og vedlegg.

I analysedelen benyttes teori og innhentet loggført data for å analysere driften av Kalnes energisentral. Resultatene blir deretter vurdert og diskutert i lys av teoridelen, før oppgaven avsluttes med en konklusjon basert på teori, resultat og erfaring fra driftsansvarlig på Kalnes energisentral.

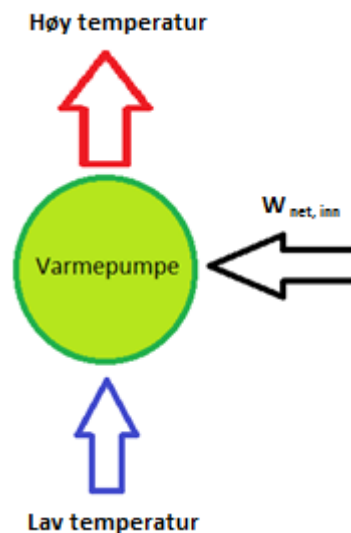
Datamaterialet som er benyttet i resultatene er hentet fra Kalnes sitt loggføringsystem, bøker, rapporter, forskningsartikler, relevante nettsider og samtaler med driftsansvarlige på Kalnes energisentral. Kritisk vurdering av innhentet data har vært viktig for at resultatene skal gjenspeile virkeligheten.



## 2. Teori

### 2.1. Varmepumpe

Det finnes flere ulike typer varmpumper, felles for alle er at de opererer rundt det samme prinsippet, varmeoverføring. Istedenfor å brenne drivstoff for å produsere varme, som gass- og oljekjel, så forflytter varmpumpen varme fra et sted til et annet. Fra den første påstanden i termodynamikkens 2. lov vet vi at varme har egenskapen til å forflytte seg fra et område med høy temperatur til et område med lavere temperatur (Cengel & Boles 2011). Dette er naturlig da vi vet at en isbit smelter på sommerstid istedenfor å bli kaldere. Ved å forbruke en liten mengde elektrisitet ( $W_{net,inn}$ ), overskuddsvarme eller gass, kan en varmpumpe benyttes til å reversere denne prosessen. Varmepumpen kan med dette hente ut varme fra et lavtemperert område, og pumpe det inn til et område med høyere temperatur, Figur 1. Varmepumper fungerer dermed både som en varme- og kjølemaskin.



Figur 1: Prinsippskisse av en varmpumpe.

For klimatiske områder med moderat varme- og kjølebehov, er varmpumpe et energieffektivt alternativ til oppvarmingsenheter som benytter direkte bruk av elektrisitet, eksempelvis elektriske panelovner (Mustafa Omer 2008). Det kommer av at varmpumper på strøm krever mindre tilført elektrisitet for å levere lik mengde varme. Det reduserte elektrisitetsforbruket må dermed bli tilført varmpumpen på et annet vis. Dette kommer av termodynamikkens 1. lov, som forteller at energi hverken kan skapes eller forsvinne, men gå over fra en form til en annen (Cengel & Boles 2011). Det reduserte elektrisitetsbehovet blir tilført varmpumpen i form av termisk energi fra eksempelvis grunnen. Ser man bort ifra tap vil summen av varmpumpens elektrisitetsforbruk og den uthentede energien i grunnen, tilsvare strømforbruket til en panelovn.

Teknologien har de siste 10 til 15 årene hatt en stor vekst i Norge, og mottar fortsatt økende interesse på bakgrunn av kostnader, komfort og potensialet for reduksjon av det primære energiforbruket. Totalt anslår NVE at det driftes ca. 750 000 varmepumper på landsbasis, noe som er en høy dekningsgrad i forhold til andre europeiske land. I 2015 leverte varmepumpene i Norge en varmeproduksjon på 15 TWh. Frem mot 2030 er det sannsynlig at produksjonen vil øke til 18 – 20 TWh (Ericson et al. 2016).

Som følge av at varmepumpen er mer energieffektiv enn andre alternativer som olje og gass, vil det primære energiforbruket være lavere (Sårbu & Sebarchievici 2014). Ved å bytte ut olje og gass får man en reduksjon i utslippene av klimagasser, som følge av at varmepumpe kan driftes av elektrisitet produsert fra fornybare energikilder. Dette var hoveddriverne til at Enova i 2003 startet å gi 5 000 kr i tilskuddsordning til husholdninger som installerte luft-varmepumpe. Støtten har endret seg noe siden 2003, og i dag kan man få dekket opp til 30 000 kr av installasjonskostnadene til en varmepumpe som utnytter grunnvarme (Ericson et al. 2016). Det gis også støtte til større lokale energisentraler hvor støtten blant annet er avhengig av anleggstype, størrelse og økonomi (Enova 2017).

#### 2.1.1. Varmepumpens virkemåte

Tradisjonelt er varmepumper en lukket prosess i hovedsak bestående av 4 komponenter; fordamper, kompressor, kondensator og strupeventil. I tillegg inneholder varmepumpen et arbeidsmedium som sirkulerer og transporterer termisk energi. Figur 2 gir en illustrert beskrivelse av prinsippet bak en varmepumpe.

- **Prosess 4 – 1: Fordamper**

Når arbeidsmediet kommer til fordamperen har trykkfallet ved strupeventilen sørget for at arbeidsmediet kan koke ved lavere temperatur. Fordamperen henter så varme fra en kilde med høyere temperatur enn arbeidsmediet, og ved varmeoverføring mellom kilden og arbeidsmediet så fordamper arbeidsmediet. Dette medfører at temperaturen til kilden reduseres.

- **Prosess 1 – 2: Kompressor**

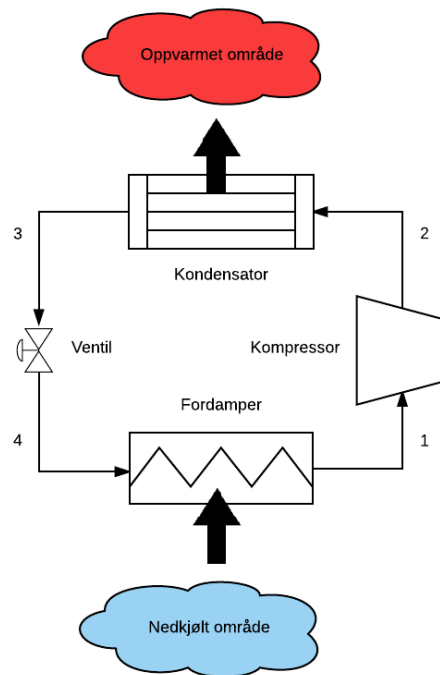
Arbeidsmediet går så inn i kompressoren i gassform, hvor trykk og temperatur økes som følge av kompresjon utført av kompressoren. Arbeidet fra kompressoren utføres ved å tilføre eksempelvis strøm, olje eller gass.

- **Prosess 2 – 3: Kondensator**

I kondensatoren frigjøres varmeenergien til enten omgivelsene eller et transportmedium. Den frigitte varmen kan så benyttes til eksempelvis oppvarming av areal og tappevann. Når arbeidsmediet frigir varme, omgjøres gassen til væske ved konstant trykk og temperatur.

- **Prosess 3 – 4: Strupeventil**

Arbeidsmediet går så inn i strupeventilen i form av væske, hvor temperaturen og trykket reduseres. Ventilen er justert slik at arbeidsmediet oppnår riktig fordampertemperatur og væskemengde. Arbeidsmediet fortsetter så sin gang inn i fordamperen, og gjentar samme prosess så lenge varmepumpen er i drift.



Figur 2: Illustrasjon av de grunnleggende komponentene i en tradisjonell varmepumpe.

### 2.1.2. Varmepumpekategorier

Varmepumper er særdeles allsidige ved at de kan hente energi fra flere typer kilder. På bakgrunn av dette er energikilde den vanligste metoden å kategorisere varmpumpene. Varmepumper kan i hovedsak deles inn i 3 kategorier:

- Uteluft
- Sjø og innsjø
- Grunnvarme

I tillegg til kategoriene ovenfor finnes det systemer som benytter overskuddsvarme fra bl.a. prosessindustri og kloakk, men disse er ikke utbredt i like stor grad som uteluft og grunnvarme.

#### *Uteluft*

På småskala er uteluft-varmpumpen den mest utbredte. Denne teknologien henter varmen fra luften utenfor huset og pumper den inn. Fordelen med å kunne utnytte uteluften, er at den er gratis og tilgjengelig for alle. En viktig faktor for en effektiv varmpumpeutnyttelse er konstant temperatur ved varmekilden. Som følge av store temperaturvariasjoner i uteluften gjennom året, er dette en av de store ulempene ved uteluft-varmpumpen. Til tross for dette, er den godt egnet for privathusholdninger da den er lett tilgjengelig, enkel å montere og økonomisk gunstig på lang sikt.

Kostnaden for denne type varmpumpe har blitt redusert gjennom økt utbredelse blant privathustander. Ulempen med denne typen varmpumpe er ising ved temperaturer under 2 til 5 °C. Isen som produseres på fordampere er med på å redusere varmeoverføringen. Ved å reversere pumpecyklusen kan man fjerne isen, men dette gir systemet redusert effektivitet (Cengel & Boles 2011).

Varmepumpe til oppvarming har generelt sett en høyere investeringskostnad enn konvensjonelle panelovner på strøm, men på lang sikt kan teknologien bli kostnadseffektiv da elektrisitetsforbruket reduseres. Graden av lønnsomhet er derfor avhengig av prisen på strøm. Prinsippet bak redusert elektrisitetsforbruk forklares dypere i avsnitt 2.1.3: En effektiv varmpumpe.

#### *Grunnvarme*

På storskala, da som fjern- eller nærvarme, er grunnvarme en effektiv og utbredt varmpumpe-teknologi benyttet av bl.a. Akershus Universitetssykehus (Martinez et al. 2011). Denne typen utnytter energien i grunnvann, fjell og jord, noe som muliggjør energilagring i grunnen. Energilagring innebærer å sende overskuddsvarme ned i bakken når oppvarmingsbehovet er lavt, og

hente ut den lagrede energien når behovet er til stedet. Energieffektiviteten er dermed enda høyere for grunnvarme enn for uteluft.

Varmepumper som utnytter grunnvarme er en effektiv teknologi, og på lik linje med uteluft og sjø, spesielt godt egnet til romoppvarming og – nedkjøling. Varmepumper tilkoblet grunnvarme avhenger av en relativt konstant temperatur i bakken som er høyere enn utetemperaturen på vinteren, og lavere enn utetemperaturen på sommeren. Ved å hente ut temperaturen i bakken utnytter de geotermiske varmpumpene den jevne temperaturen, og overfører det til bygningen. Island er kanskje mest kjent for sine "hot springs" varme geysirer, og på bakgrunn av landets plassering på flere aktive vulkaner, er det ikke overaskende at potensialet for geotermisk energi er stort. I 2014 stod geotermisk energi for hele 66 % av Island sitt primære energiforbruk (Okustofnun 2016). Til tross for at Island har spesielt egnede forhold for utnyttelse av geotermisk energi, er man ikke avhengig av slike geologiske forhold. Dette er grunnen til at flere private og offentlige bygg i Norge utnytter grunnvarme (ASKO 2016).

Investeringskostnadene ved grunnvarme er en del høyere enn uteluftvarmepumpe som følge av behov for rørsystem i bakken. Dette er årsaken til at det ofte er større energianlegg som utnytter grunnvarmen. I forhold til olje, gass og elektriske ovner, kan grunnvarme være et rimeligere alternativ på lang sikt (Self et al. 2013).

#### *Sjø og innsjø*

Nordiske land som Sverige og Norge, har siden 1982 benyttet sjøvann som kilde til fjernvarme. På lik linje med grunnvarme, er temperaturen i varmekilden sjø relativt stabil hele året. I Norge ligger denne temperaturen mellom 4 °C og 7 °C (Baik et al. 2014). Som følge av den stabile temperaturen, er også varmpumper som utnytter energien i sjøer, godt egnet til norsk klima med kalde vintre. Sjøvann er med andre ord et godt alternativ til grunnvarme, og kan være et rimeligere alternativ hvis avstanden til vannet ikke er for stor. Ulemper er at effektiviteten kan reduseres ved evt. groing og frysing av kollektorslangen i sjøen. Kostnadene ved eventuelle problemer med kollektorslangen er også høye, spesielt hvis det er behov for å sende ned dykkere for å inspisere problemet.

### 2.1.3. En effektiv varmepumpe

#### Effektfaktor

Når man skal analysere og evaluere et geotermisk varmepumpesystem, er effektfaktor (COP – "coefficient of performance") en viktig indikator. Effektfaktoren er et mål på mengde energi hentet ut av et system i forhold til tilført mengde energi, og er gitt ved formelen:

$$\text{COP} = \frac{Q}{W_{\text{net,inn}}} \quad (1)$$

hvor  $Q$  er energi ut fra systemet og  $W_{\text{net,inn}}$  er netto energi inn i systemet (Cengel & Boles 2011). Effektfaktoren vil alltid være høyere enn 1, og for hver kW tilført elektrisitet, vil en typisk geotermisk varmepumpe levere 3 kW med varme (Sårbu & Sebarchievici 2014). Varmepumpen vil med dette ha en effektfaktor på 3. For en varmepumpe som leverer varme til forbruker, vil energi ut fra systemet og netto energi inn i systemet være henholdsvis, levert varme fra varmepumpen ( $Q_V$ ) og strømforbruket til varmepumpens kompressor ( $W_{\text{net,inn}}$ ). En varmepumpe som leverer kjøling, vil derimot ha enheten fjernet varme ( $Q_K$ ) som energi ut fra systemet. For å skille disse to effektfaktorene i oppgaven vil det bli benyttet  $COP_V$  og  $COP_K$  for henholdsvis varme- og kjøleproduksjon.

Tradisjonelle varmepumper beregnet for norske husholdninger, benyttes i hovedsak til oppvarming. Derfor er disse varmepumpene bygget for å produsere varme, med egenskapen å kunne reversere driftssyklusen i varmepumpen for å fjerne varme ved kjølebehov. Varmepumper av denne typen kan dermed levere enten varme eller kjøling til ulik tid. Oppvarming- og nedkjølingsbehov for husholdninger oppstår sjeldent samtidig, men for industri og større offentlige bygg kan det være nødvendig med en kombinasjon. Kalnes Energisentral har den egenskapen at de utnytter varme- og kjøleproduksjonen parallelt. For å finne den totale effektfaktoren ( $COP_{\text{tot}}$ ) for denne type varmepumpesystem kan man inkludere effektfaktoren for både varme- og kjøleproduksjonen, gitt ved formelen (DencoHappel 2016):

$$\text{COP}_{\text{tot}} = \frac{Q_V + Q_K}{W_{\text{net,inn}}} \quad (2)$$

$COP_{\text{tot}}$  tar for seg både levert og fjernet varme,  $Q_V$  og  $Q_K$ , og ser dette i sammenheng med kompressorens strømforbruk. Varmepumpesystem av denne typen utnytter varmen hentet ut fra det avkjølte området, og benytter denne energien til oppvarming. En del næringsbygg velger å utnytte denne muligheten. For å få stort utbytte av varmepumpen, er det optimalt med et stabilt varme- og

kjølebehov. Dette er for å opprettholde energibalanse mellom energikilde og konsument. Ubalanse vil kunne redusere energiinnholdet i energikilden og dermed redusere varmepumpens effektivitet. Dette utdypes i teorien om geotermisk energi, 2.2: Geotermisk energi.

#### *Carnot - virkningsgrad*

En varmepumpe i drift vil til enhver tid ha en teoretisk maksimal effektfaktor kalt Carnot-virkningsgrad (Cengel & Boles 2011). Denne teoretiske maksimale virkningsgraden eksisterer for en Carnot-prosess, en ideell reversibel prosess, og kan benyttes for å vurdere hva som er teoretisk mulig å oppnå fra en varmepumpe, men som ikke er reelt oppnåelig. Dette gjøres ved å vurdere hvor effektivt reell varmepumpedrift opererer mellom to energilagre i forhold til Carnot-prosessen.

Carnot-virkningsgraden bestemmes på bakgrunn av temperaturgrensene i varmekilden og varmesluket, henholdsvis  $T_{maks}$  og  $T_{min}$ . For en varmepumpe i varmemodus er  $T_{maks}$  temperaturen i det oppvarmede område, mens  $T_{min}$  er temperaturen i kilden man henter varmeenergien ut fra, eksempelvis energibrønn. Ut fra disse grensene finner man varmepumpens maksimale virkningsgrad for varme og kjøledrift

$$\eta_V = \frac{1}{1 - T_{min}/T_{maks}} \quad (3)$$

og

$$\eta_K = \frac{1}{T_{maks}/T_{min} - 1} \quad (4)$$

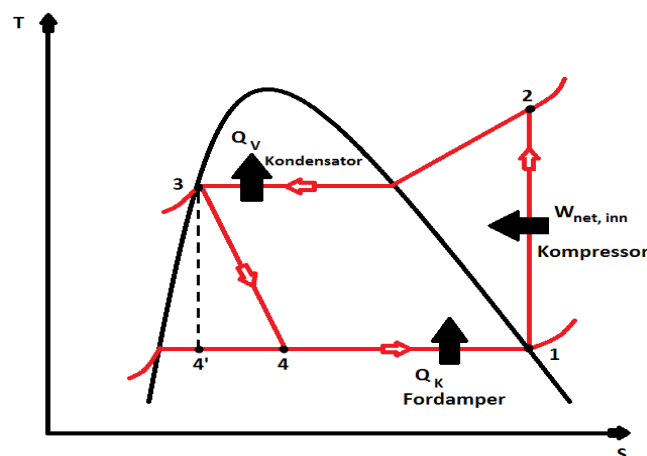
Ut fra regnestykket nedenfor vil den maksimale virkningsgraden for en varmepumpe i varmedrift med temperaturene  $T_{min}$  og  $T_{maks}$  på henholdsvis 283 K (10 °C) og 333 K (60 °C) ligge på ca. 6,7. Da det bl.a. ikke er mulig å omgjøre all mekanisk energi til varmeenergi, vil den faktiske COP<sub>v</sub> ligge under 6,7 (Cengel & Boles 2011).

$$\eta_V = \frac{1}{1 - 283/333} = 6,7 \quad (5)$$

### Ideell varmepumpesyklus

For å forklare nærmere hvordan en ideell varmepumpesyklus fungerer, kan vi se på Figur 3. T-s diagram står for temperatur–entropi diagram, og fremstiller temperatur og entropi ved de ulike termodynamiske prosessene. Det finnes ingen tydelig definisjon av entropi, men verdien kan sees i sammenheng med graden av uorden i et system, hvor lav uorden betyr at systemet har en lav entropi. Alle systemer har en bestemt entropi, og entropien til et system endres under en prosess. Arealet under kurvene representerer med dette varmeoverføringen ved de ulike prosessene (Cengel & Boles 2011).

Som vist i Figur 2, representerer prosess 4 – 1 og 2 – 3, henholdsvis fordampner og kondensator, prosess 1 – 2 er kompressorens arbeid på arbeidsmedium, mens 3 – 4 er ekspansjonsventilen som reduserer trykket mellom kondensator og fordampner. Ved økt temperatur på kondensatorsiden vil temperaturdifferansen mellom fordampner og kondensator øke, som følge av uendret temperatur i fordampneren. For Figur 3 tilsvarer dette et skyv av prosess 2 – 3 oppover i grafen for å få en høyere temperaturverdi. Temperaturen inn i kondensatoren vil dermed øke, slik at avstanden/prosessen 1 – 2 blir lengre. Arbeidet fra kompressoren må med dette øke for å kunne oppnå denne temperaturøkningen. Fra Formel 1 i kapittel 2.1.3: En effektiv varmepumpe, vet vi at effektiviteten for varmeproduksjon er summen av produsert varme delt på kompressorens strømforbruk. Redusert temperatur i kondensatoren og økt temperatur i fordampneren vil dermed implisitt bety at effektiviteten øker. Som en tommelfingerregel kan man si at effektiviteten endres med 2 – 4 % for 1 K endring i fordampner eller kondensator (Cengel & Boles 2011).

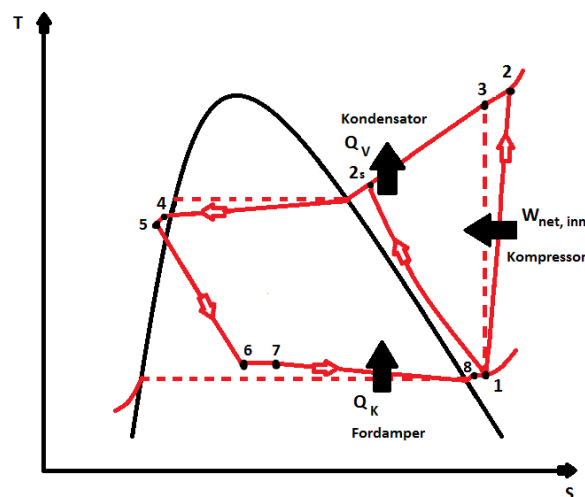


Figur 3: T-s diagram for en ideell varmepumpesyklus.



### Virkelig varmepumpesyklus

Mens den ideelle varmepumpesyklusen ser på en varmepumpe som oppnår Carnot-virkningsgrad, og dermed driftes under optimal drift, vil en virkelig varmepumpesyklus skille seg ut på flere områder. I den ideelle syklusen forlater arbeidsmediet fordamperen og kommer inn i kompressoren som mettet damp. I praksis er det vanskelig å kontrollere tilstanden til arbeidsmediet. For å kompensere for dette designer man systemet slik at arbeidsmediet er overopphetet når det kommer inn i kompressoren. Dette gjøres for å garantere at all væske er fordampet idet arbeidsmediet ankommer kompressoren. I tillegg er avstanden mellom fordamper og kompressor ofte så stor at det oppstår trykktap og absorpsjon av varme til arbeidsmediet. Dette medfører et økt energibehov på kompressor. Ideelt vil arbeidsmediet forlate kondensatoren i en mettet væsketilstand, men som følge av trykktap er dette vanskelig å oppnå. Arbeidsmediet kjøles derfor ned før det ankommer strupeventilen. Som følge av vanskelighetene ved å fullstendig kontrollere en ideell varmepumpesyklus, vil man ved drift oppnå en syklus tilnærmet Figur 4 (Cengel & Boles 2011).



Figur 4: T-s diagram for en reell varmepumpesyklus.

#### 2.1.4. Innvirkning på effektfaktor

Det er flere faktorer som kan påvirke effektiviteten til en varmepumpe. Kontrollsystemet, arbeidsmedium og varmepumpens dimensjonering, har alle innvirkning på effektiviteten. Dette er faktorer som i utgangspunktet ikke endres i løpet av driftsperioden, og derfor er det i all hovedsak variasjonen mellom inngående og utgående temperatur i varmepumpen som har størst innvirkning på effekt faktoren.

### *Temperaturløft mellom kondensator og fordamper*

På bakgrunn av at tur – og returtemperaturene til varmepumpen vil kunne variere gjennom en dag, får man en varierende temperaturdifferanse mellom kondensator og fordamper. Temperaturdifferansen mellom kondensator og fordamper bør være lav for å oppnå optimal drift. Dette er årsaken til at geotermiske varmepumper på generell basis, har høyere effektfaktor enn luft-varmepumper. På vinterstid med temperaturer under 0 °C blir temperaturdifferansen mellom energikilde og levert energi større, noe som medfører lavere effektfaktor. Geotermiske varmepumper har i slike situasjoner den egenskapen at de ikke utnytter denne kalde utetemperaturen, men isteden henter den mer konstante temperaturen i bakken.

På kjølesiden av varmepumpen vil økt temperatur inn til fordamperen medføre økt effektfaktor, som følge av mindre arbeid fra kompressor. Energibehovet fra kompressoren er lavere for å øke temperaturen 5 K enn 10 K, og fra Formel 1 vet man at lavere energiforbruk gir høyere effektfaktor. I situasjoner hvor temperaturen ut av kompressoren øker, vil derimot energibehovet til kompressoren bli høyere og medføre en lavere effektfaktor. Med andre ord vil redusert temperaturdifferanse gi høyere effektfaktor.

### *Tur- og returtemperatur til kondensator*

I kapittel 2.1.4: Temperaturløft mellom kondensator og fordamper så vi på hvordan redusert temperaturdifferanse mellom kondensator og fordamper ga økt effektfaktor. Et annet viktig temperaturforhold er temperaturdifferansen mellom tur- og returtemperatur i kondensatoren. Mange eksisterende varmepumper og dataprogrammer tar ikke for seg hvordan returvannet til varmepumpen er med på å påvirke effektfaktoren. Årsaken ligger i at dette krever dynamisk logging og beregning av varmeproduksjon, og tur- og returtemperatur. I Luigi Schibuola sin artikkel om evaluering av en luft-til-luft varmepumpe, måtte det blant annet gjøres forenklinger på forbrukssiden til varmepumpen (Schibuola 2000). For større anlegg som Kalnes energisentral er det derimot behov for å følge nøye med på driften, og de har derfor et loggingssystem som beregner tur- og returtemperatur.

At tur- og returtemperaturen på kondensatorsiden i en varmepumpe påvirker effektfaktoren er godt dokumentert. Nyers har for eksempel gjennom en matematisk modell, vist til at kondensatorens effektivitet øker med 1,9 ganger, hvis returtemperaturen til vannet reduseres fra 50 °C til 20 °C (Nyers & Nyers 2014). Simuleringene i MATHLAB var utført med utgangspunkt i en annen type varmepumpe og med utvidet systemgrense som inkluderer sirkulasjonspumpen, men prinsippet er det samme. I tillegg viser de til at sirkulasjonspumpens effekt hadde lavest påvirkning på effektfaktoren. En tilsvarende artikkel skrevet av Fernandez-Seara m.fl. viser også til at redusert returtemperatur ved kondensatoren medfører økt effektfaktor. Denne artikkelen så derimot på en geotermisk varmepumpe

hvor de kom frem til at en tilsvarende temperaturreduksjon som utført av Nyers, ga en effektfaktorøkning på 48,7 % (Fernández-Seara et al. 2012).

Ved økt temperaturredifferanse mellom tur – og returtemperatur ved varmpumpens kondensator, vil effektfaktoren øke som følge av bedre ytelse på kondensatorsiden. Kriterier som må ligge til grunn er konstant tur- eller returtemperatur, kondensatoroverflate og ingen trykkdifferanse (Nyers & Nyers 2014). I et tenkt scenario med fast turtemperatur på 60 °C, vil kondensatoren ha overført mer energi ( $Q_v$ ) ved returtemperatur på 40 °C enn ved 50 °C. Ved et høyere temperaturløft vil behovet for energi tilført kompressor ( $W_{\text{nett.in}}$ ) være større, men denne økningen vil med Formel 1 være lavere enn økningen i varmeuttaket ( $Q_v$ ). Som følge av at økningen i varmeuttak er større enn økningen i effekt tilført kompressor, får man en bedre effektfaktor ved økt temperaturløft på kondensatorsiden (Cengel & Boles 2011).

#### *Arbeidsmedium*

Effektiviteten til varmpumpen er blant annet avhengig av arbeidsmedium, og valg av riktig type er derfor viktig. Varmepumpens arbeidsmedium står for selve transporten av energi i varmpumpen, og passerer gjennom de ulike komponentene; kondensator, fordampere, kompressor og strupeventil.

Type arbeidsmedium kan deles inn i to grupper; naturlig arbeidsmedium (R717 og CO<sup>2</sup>) og syntetisk arbeidsmedium (R134A og R410A). For kommersielle installasjoner er syntetisk arbeidsmedium ofte foretrukket. Ulempen med syntetisk arbeidsmedium er det sterke bidraget til drivhuseffekten i tilfeller med lekkasje. I forhold til CO<sup>2</sup> kan syntetisk arbeidsmedium ha over 1 300 ganger større negativ påvirkning (Stene 2008).

I storskala industri er ammoniakk et godt egnet arbeidsmedium hvor det skal leveres temperaturer opp til 80 °C. I motsetning til flere andre medier som R134A bidrar ammoniakk ikke til drivhuseffekten. Ammoniakk er beregnet for å være en av de mest effektive arbeidsmediene, men må benyttes med visse sikkerhetstiltak. Mediet er giftig, men som følge av sterk lukt kan eventuell lekkasje raskt oppdages. Dette er årsaken til at ammoniakk i hovedsak benyttes til storindustrielle installasjoner, og valget tas på bakgrunn av temperaturspenningen til den planlagte installasjonen (Stene 2008).

Kostnaden for ammoniakk er lavere enn R134A, men ser man totalt på hele systemet krever ammoniakkvarmpumpe større investeringskostnader. Ammoniakk kan på sin side oppnå en høyere effektfaktor som et resultat av lavere elektrisitetsforbruk. I forhold til R134A har ammoniakk ca. 7 % høyere effektfaktor (Stene 2008).

### 2.1.5. Lastfaktor

Lastfaktor-virkningsgrad er evnen systemet har til å håndtere dellast, og må alltid tas med i betraktningene ved valg av varmpumpesystem. Varmepumpene opererer vanligvis med maksimal virkningsgrad når de arbeider på maksimal kapasitet. Derfor er det ønskelig å ha et så stabilt energibehov som mulig i tillegg til at varmpumpen bør dimensjoneres for å oppnå høy lastfaktor i store deler av driftstiden. Som forklart i avsnitt 2.1.3: En effektiv varmpumpe, er det ønskelig med en så høy effektfaktor som mulig, men høy effektfaktor betyr ikke nødvendigvis at anlegget er riktig dimensjonert. I artikkelen til LU mfl. (Lu et al. 2014) hvor det er analysert et sentralisert varmpumpesystem basert på grunnvann, kom man frem til at lastfaktoren var en av hovedårsakene til lav effektfaktor for hele systemet. Til tross for dette var det tilfeller med høy effektfaktor og lav lastfaktor, noe som indikerer at effektfaktoren vil variere også uavhengig av lastfaktor. Varmepumper dimensjonert for å møte varmebehov som oppstår svært sjeldent i driftsperioden vil kunne være overdimensjonert da de sjeldent opererer på full last og dermed opplever ineffektiv drift. Lastfaktor er gitt med formelen (Lu et al. 2014):

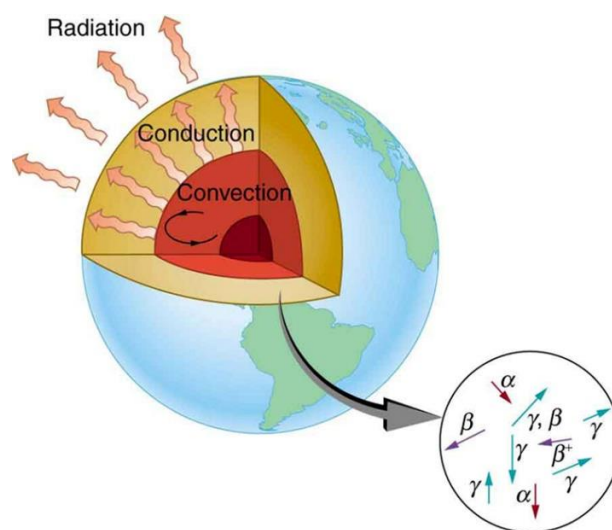
$$LF = \frac{\text{reell varmproduksjon (kWh)}}{\text{maksimal målt varmproduksjon (kWh)}} \quad (6)$$

Lastfaktoren er alltid mindre enn 1 og spiller en viktig rolle i vurderingen av kostnadene til anlegget. En lav verdi kan signalisere at anlegget er overdimensjonert, og at man dermed kan ha gått til innkjøp av et unødvendig stort anlegg (Lu et al. 2014). I tillegg kan ytelsen til varmpumpen påvirkes av lastfaktoren. Den enkleste måten å justere produksjonen i forhold til varmebehovet er å slå varmpumpen på eller av. I situasjoner med driftsstart reduseres effektiviteten bl.a. ved at kompressoren må bygge opp trykk. I tillegg vil det i perioder med driftsstans fortsatt være behov for energi til bl.a. kontrollsystem og kompressor (Hugh Henderson et al. 2000). Driftssituasjoner som dette vil kunne påvirke effektfaktoren.

## 2.2. Geotermisk energi

Geotermisk energi er en fornybar ressurs i form av varme, som kan benyttes til strømproduksjon, oppvarming og kjøling. Jorda kan gi fra seg en termisk effekt på 40 millioner MW, uten at det øker den naturlige nedkjølingen av jorda (Rybach 2012). Fordelen med geotermisk energi mot andre fornybare energikilder er at den er uavhengig av kortsiktige værmønstre og naturgitte betingelser. Overskyet vær og redusert vindhastighet påvirker henholdsvis sol- og vindkraftanlegg.

Energi lagret under bakken i form av varme representerer grunnlaget for geotermisk energi, og det er to primærkilder for varmen som blir generert fra jordens indre. Disse er nedbrytning av radioaktive isotoper og varmen som ble generert ved jordens dannelse. Denne varmen strømmer kontinuerlig opp mot overflaten ved konveksjon, konduksjon, varmestråling og adveksjon via massetransport/massestrøm (Signorelli 2004). Figur 5 illustrerer hvordan varmen transporteres fra kjernen til overflaten. Konveksjon kan bare skje i væsker og gasser, og det skjer ved temperaturforskjell i stoffer hvor område med høy temperatur stiger og lav temperatur synker. Konduksjon eller varmeledning er overføring av energi fra et stoff med relativt høy energi til et tilstøtende stoff med lavere energi. Forenklet kan det forklares med at varme ledes fra varmt til kaldt, på grunn av interaksjon mellom partikler. Varmeledning kan skje i faste stoffer, væsker og gasser. I væsker og gasser skjer dette ved kollisjoner mellom molekyler. I faste stoffer er det en kombinasjon av vibrasjon av molekyler og transport av energi ved frie elektroner. Varmestråling fører varme fra et system til et annet uten at det trenger å være i kontakt med hverandre. Et eksempel på det er energien vi får fra sola. I jordens kjerne brytes det derimot ned radioaktive isotoper, som skaper varme (Cengel & Boles 2011).



Figur 5: Varmestrøm fra kjerne til atmosfære (Bailey 2012).

Nedbrytning av radioaktive isotoper og varme fra jordens dannelse forklarer hvordan varmen blir generert dypt under jordoverflaten. For å utnytte denne varmen må det bores brønner på flere kilometer, med unntak av områder med høy vulkansk aktivitet eller «varme kilder». Eksempelvis på Island som befinner seg på Atlanterhavsryggen, hvor kontinentalplatene beveger seg fra hverandre. Der ligger de varme kildene nærme overflaten og kan utnyttes ved relativ kort boreddybde. På grunn av den korte boreddybden kan det utnyttes på en kostnadseffektiv måte, både til strømproduksjon ved dampturbiner og fjernvarme (Barbier 2002). Det er flere metoder å nytte seg av varmen lagret under bakken, og flere måter å klassifisere geotermisk energi.

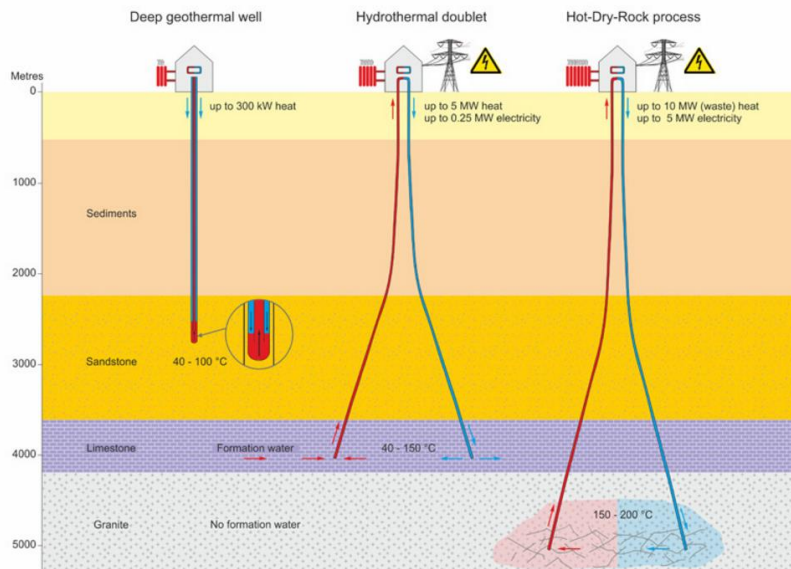
### 2.2.1. Klassifisering av geotermisk energi

I EUs fornybardirektiv er betegnelsen for geotermisk energi: «energi lagret i form av varme under jordens overflate» (EU 2009). Under denne betegnelsen ligger alle typer utnyttelse av varme under jordens overflate. Alt fra høye temperaturkilder som kan brukes til el-produksjon til lavtemperaturkilder som kan bli brukt til oppvarmingsformål. Dyp geotermisk energi er utnyttelse av varme fra ca. 300 meter og dypere, hvor store deler av varmen kommer fra nedbrytning av radioaktive stoffer. Avstanden fra jordens overflate og ned til 300-400 meter kan klassifiseres som grunn geotermisk energi, også i Norge kalt grunnvarme (NGU 2015a).

### 2.2.2. Dyp geotermisk energi

Det er flere metoder for å utnytte dyp geotermisk energi, Figur 6 illustrer tre av disse (Boyle 2012):

- Hente opp varme ved varmeveksler uten direkte opphenting av væske eller damp.
- Utnytte steinformasjoner flere kilometer under overflaten som inneholder vann, hvor man henter opp varmt vann som kan brukes til el-produksjon og til oppvarmingsformål via ekstraksjonsbrønner. Etter at energien er hentet ut, blir det kalde vannet tilbakeført via injeksjonsbrønner.
- Hvis det ikke er noe vann i steinformasjonen kan man anvende naturlig oppsprekking eller lage kunstige oppsprekninger i steinformasjoner. Her kan det tilføres vann som blir omdannet til damp og videre hentet opp igjen via en ekstraksjonsbrønn.



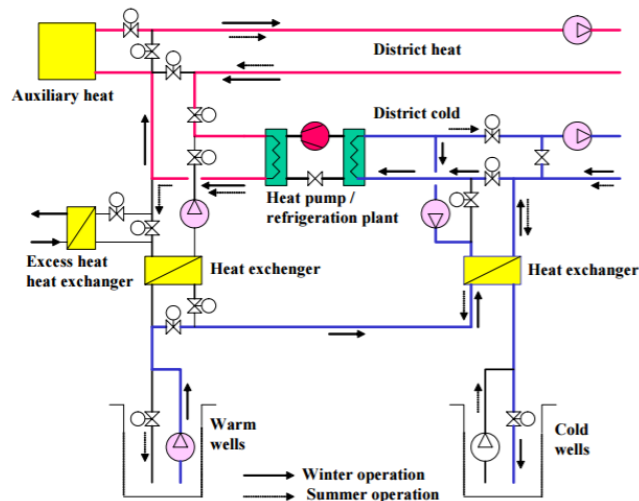
Figur 6: Ulike måter å benytte seg av dyp geotermisk energi, «deep geothermal well», «hydrotermisk doublet» og «hot-dry-rock process» (KBB 2016).

### 2.2.3. Grunnvarmesystemer

Grunnvarme er den termiske energien fra jordoverflaten og ned til en dybde på ca. 400 meter. For å dra nytte av varmen som befinner seg under bakken, må man ha et system som kobler seg til energikilden. Grunnvarme blir på bakgrunn av systemet klassifisert i to grupper: direkte systemer og lukkede systemer.

#### Direkte/åpne systemer

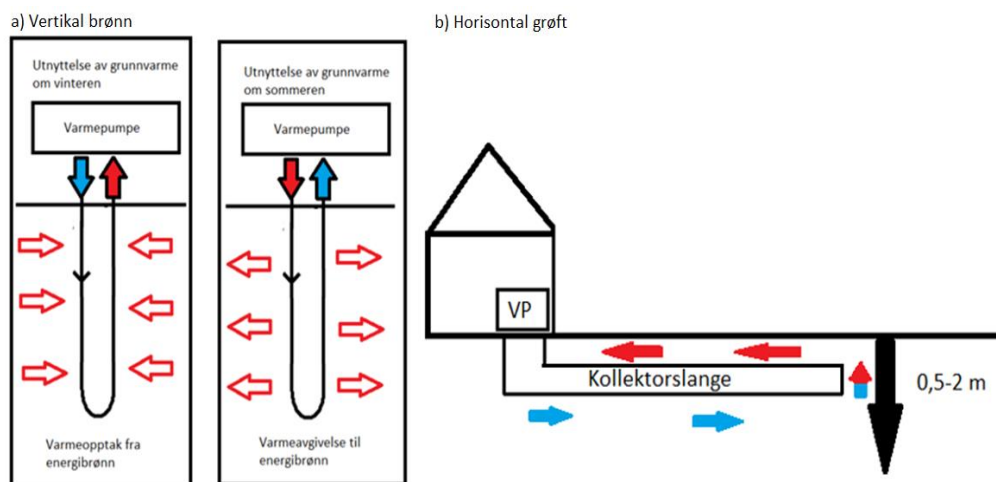
I direkte systemer bores det brønner i løsmasser, sand eller fjell hvor det hentes opp vann, disse omtales som produksjonsbrønn. Vannet blir pumpet direkte til en varmepumpe eller via en varmeveksler, og etter at varmepumpen har hentet varmen fra vannet blir det dumpet tilbake i en infiltrasjonsbrønn. Dette systemet kan reverseres slik at det kalde vannet som ble dumpet i perioden med dominerende varmebehov kan bli benyttet til kjøling når kjølebehovet er størst (Mustafa Omer 2008). Et eksempel på et slikt system er ved Oslo Lufthavn hvor de har varme og kalde brønner som blir brukt ved henholdsvis vinterdrift og sommerdrift, Figur 7 illustrere systemet (Eggen & Vangsnes 2005). Fordelen med et slikt grunnvannssystem er lave kostnader for brønnboring. Ulempen ved direkte bruk av grunnvann er at systemet kan påvirkes i form av rust på komponenter. Ved Oslo Lufthavn har det vært et problem med tette filter i brønnene på grunn av sandinnholdet. Det har spesielt oppstått når vannet skal pumpes ned i brønnene (Eggen & Vangsnes 2005).



Figur 7: Grunnvarmesystemet ved Oslo Lufthavn (Eggen & Vangsnes 2005)

### Indirekte/lukkede systemer

Ved indirekte systemer hentes varmen indirekte ved hjelp av kollektorslanger lagt i horisontale grunne grøfter eller i vertikale brønner, med en sirkulerende frostbestandig væske, se Figur 8. Det gjør at kollektorslangen fungerer som en varmeveksler med grunnen og kan hente eller gi fra seg varme.

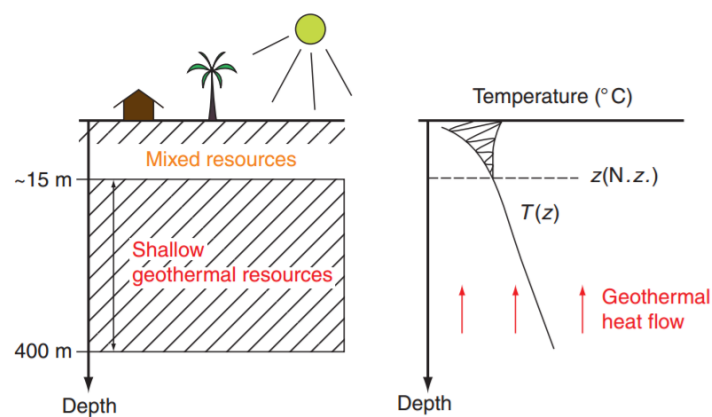


Figur 8: a) Forenklet skisse av varmeopptak ved vinterdrift og varmeavgivelse ved sommerdrift i en energibrønn som kan være opptil flere hundre meter dype og b) Grunn horisontal grøft.

Det er fordeler og ulemper ved valg av disse to lukkede systemene. For horisontale grøfter ligger den største fordelen i at kostnadene for grunne grøfter er betraktelig lavere enn for boret brønn. Ulempen er at det krever et større overflateareal for installasjonen som gjør det lite gunstig for bruk i tettbebygd strøk, byer osv. Horisontale grøfter ligger svært tett mot overflaten, og dette gjør at grunnvarmekilden i stor grad blir påvirket av overflatetemperaturen. Fra overflaten og ned til ca. 15 meter, svinger



temperaturen i grunnen med overflatetemperaturen. Fra 15 meter og nedover blir ikke grunnen påvirket av de årlige temperatursvingene. Området hvor årlige utetemperatursvingninger ikke lenger har påvirkning på temperaturen i grunnen, kalles for nøytral sone. Vertikale brønner utnytter denne fordelten, ved at de er opptil flere hundre meter dype, og overflatetemperaturen har liten betydning for temperaturen i brønnen, Figur 9 illustrer dette. (Rybach 2012) I Norge ligger temperaturen i grunnen rundt 4-7 °C (Banks 2012). Dette er gunstig egenskap for best mulig utnyttelse av varmepumper, da temperaturen i grunnen er høyere enn utetemperaturen om vinteren og lavere om sommeren (Sårbu & Sebarchievici 2014).



Figur 9: Område for grunnvarme (shallow geothermal resources) og temperaturvariasjonene fra overflaten til nøytral sone  $z(N.z.)$  (Rybach 2012).

#### 2.2.4. Grunnen som lager

Ved å ha et stort antall energibrønner samlet, kan fjellvolumet brønnene er boret inn i benyttes som et varmelager, hvor det kan hentes ut eller tilføres varme i løpet av en sesong. Det er ulike navn for dette; bergvarmelager, grunnvarmelager eller sesonglager.

##### *Spesifikk varmekapasitet*

Evnen til å lagre varme i et stoff: fast, flytende eller gass, er bestemt av stoffets spesifikke varmekapasitet ( $C_p$ ). Det er mengden varmeenergi som er i et stoff for hver grad Kelvin (K). Spesifikk varmekapasitet er målt i joules per kelvin per kilogram (J/K kg). Eksempelvis har mange vanlige bergarter en  $C_p$  på rundt 800 J/K kg og varmeledningsevne fra 2-4 W/mK:

Dersom 1 kg blir kjølt ned fra 8 til 4 °C, vil en endring på 4 K gi et varmetap fra bergarten på 3200 J, som kan hentes ut via borede brønner. En beskjeden varmeledningsevne gjør at varmen i fjellet ikke forsvinner med en gang (Banks 2012). Optimal varmeledningsevne bør ikke være for høy eller for lav, for at grunnen kan benyttes som et lager. En kan lagre varme ved å øke temperaturen i berget, hvor

kilder kan være alt fra overskuddsvarme fra ventilasjon, solenergi eller eksempelvis overskuddsvarme fra varmepumper ved varme dager, slik som det blir gjort ved Kalnes Energisentral.

#### *Volumetrisk varmekapasitet*

For kunne kartlegge potensialet for et sesonglager må en bruke volumetrisk varmekapasitet ( $C_{VC}$ ). Det er gitt ved varmekapasitet sammen med densitet til et spesifikt stoff:  $C_{VC}=\rho C_p$ , hvor  $\rho$  er densiteten til stoffet. Ved å bruke volumetrisk varmekapasitet kan en finne ut hvor mye energi man potensielt kan hente ut, ved å senke temperaturen i stoffet. Dette kan overføres mot kartlegging av energipotensiale og lagringspotensialet til et sesonglager, hvor en kan definere volumet med arealet hvor energibrønnene er boret, sammen med dybden på brønnene, og bruke  $C_{VC}$  for finne ut hvor mye energi som kan hentes ut av lageret (Banks 2012).

#### 2.2.5 Energibrønner

Energibrønner er vertikalt borede brønner, hvor en nyttiggjør seg av grunnvarmen. I brønnen blir det lagt en kollektorslange som regel av polyetylen (PE-plast). I bunnen av brønnen er det et 180 graders bend og et vektlodd som sørger for at kollektorslangen ikke flyter opp. I kollektorslangen sirkulerer det en kollektorvæske, som henter opp eller gir fra seg varme til omgivelsene i brønnen. Tomrommet mellom kollektorslangen og brønnveggen er enten fylt opp naturlig med grunnvann eller etterfylt med termisk masse hvis brønnen er tørr. I Norge er det grunnvann i brønnene, siden grunnvannsnivået ligger på rundt 1-10 meter under overflaten (NGU 2015b). Dette er for å ha best mulig kontakt med grunnvarmekilden og høyest mulig varmeledningsevne mellom kollektor og energikilde. Høyere  $k$ -verdi (varmeledningsevne) gir en høyere varmestrøm, se Formel 7. Luft har en lav  $k$ -verdi på 0,025 W/m·K noe som ikke er gunstig når en skal ha best mulig varmestrøm mellom brønnvegg/fjell og kollektorslange. Vann har en  $k$ -verdi på 0,6 W/m·K og er dermed godt egnet.

Formel 7 for varmeledning (Cengel & Boles 2011):

$$\frac{Q}{t} (W) = \frac{kA(T_2 - T_1)}{d} \quad (w) \quad (7)$$

Hvor:

$\frac{Q}{t}$ : Er varmestrømmen W

k: Er den termiske konduktiviteten for et gitt stoff. W/m·K

A: Overflateareal, tverrsnitt av materialet m<sup>2</sup>

d: Tykkelsen m

#### Kollektor

Det er flere ulike typer kollektorslanger som blir brukt til lukkede systemer i energibrønner. Den vanligste typen i Norge er enkelt u-rør, som blir brukt ved normale varme- og kjølelaste. Det er et rør som går ned til bunnen av brønnen, hvor det er sveiset et u-bend og som går opp igjen til overflaten. En annen type er dobbelt u-rør, som fungerer på samme måte som enkelt u-rør. Forskjellen er at det er to rør som går nedover til bunnen, og totalt fire rør i brønnen. Doble u-rør har rundt 30 % tynnere veggtykkelse, 60 % større areal for varmeoverføring og mindre trykkfall enn enkelt u-rør. Det blir hovedsakelig brukt til systemer hvor det er størst kjølebehov, fordi egenskapene fører til en lavere varmemotstand, se Formel 8 (Banks 2012). Det fører også til en lavere temperaturforskjell i energibrønnen og gir en større frikjølingskapasitet.

$$Varmemotstand = \frac{d}{k \cdot A} \quad (8)$$

Hvor:

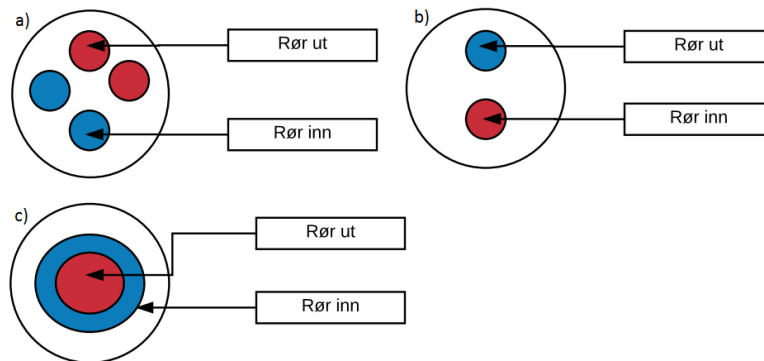
d: Tykkelsen til material (m)

k: Termisk konduktivitet (W/mK)

A: Areal (m<sup>2</sup>)

Doble u-rør reduserer varmemotstanden ved å minske tykkelsen og gjøre arealet større, mens k er en konstant for den termiske konduktiviteten for materialet til røret. Den siste typen av de mest vanlige kollektortypene er koaksial kollektor. Den fungerer ved at væske ned i brønnen blir transportert i den ytre delen av røret, og på vei opp igjen blir væsken transportert i senter av røret. Denne typen blir ikke

brukt i Norge (Stene et al. 2008). Figur 10 viser hvordan de forskjellige kollektorene ser ut ved et tverrsnitt.



Figur 10: Tverrsnitt av kollektortypene som blir brukt i lukket løsning i energibrønnen. a) dobbelt u-rør, b) enkelt u-rør, c) koaksial kollektor.

### Kollektorvæske

I kollektorslangene sirkulerer det en kollektorvæske som gjør at energibrønnen fungerer som en varmeveksler. Eksempler på vanlige kollektorvæsker er vann, og vann blandet med en prosentandel av etanol eller glykol. Endring av prosentandelen gir kollektorvæsken forskjellig frysepunkt. Blandingen avhenger av forholdene som er gitt ved spesifikk lokasjon av anlegget og hvilke temperaturer systemet opererer i. 35 % volumetrisk andel etanol og 65 % vann er en vanlig blanding i Norden. Dette gjør at frysepunktet for væsken reduseres til  $-17,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , som reduserer risikoen for frostproblemer i den kalde siden av varmepumpen. Ved å redusere frysepunktet påvirker det også de termiske egenskapene til kollektorvæsken som densitet, spesifikk varmekapasitet, viskositet m.m. (Acuña 2010).

### 2.2.6. Potensial for brønnparken

En brønnpark har et potensial for hvor mye varme som kan hentes eller dumpes. Fra rapporten til Norges Geologiske Undersøkelse (Midttømme et al. 2000) har de fremvist en utregningsmetode for å se på dette. Ved å regne ut dette kan en i teorien se hvor mye energi og effekt man kan hente fra en brønnpark, med tanke på kjøling og varme.

### Kjøleeffekt

Det kan gjøres en forenklet kartlegging for kjøleeffekt i grunnen. Parametere for utregningen er gjennomsnittstemperaturen i brønnen, maksimalt tillatt temperatur i kollektorvæske, varmeledningsevne i berggrunnen, antall brønner og brønndybde. Kjøleeffekt er hvor mye varme som

kan dumpes fra gjennomsnittlig temperatur i brønnen til settpunkt for maksimal temperatur for kollektorvæsken, sammen med varmeledningsevnen til grunnen, se Formel 9 (Midttømme et al. 2000):

$$Kjøleeffekt (W/m) = (T_{brønn,maks} - T_{brønn,gj.snitt}) \cdot k \quad (9)$$

Hvor:

k: Er den termiske konduktiviteten for et gitt stoff (W/m·K)

$T_{brønn,maks}$ : Er den høyeste temperaturen tillatt i kollektorvæsken (K)

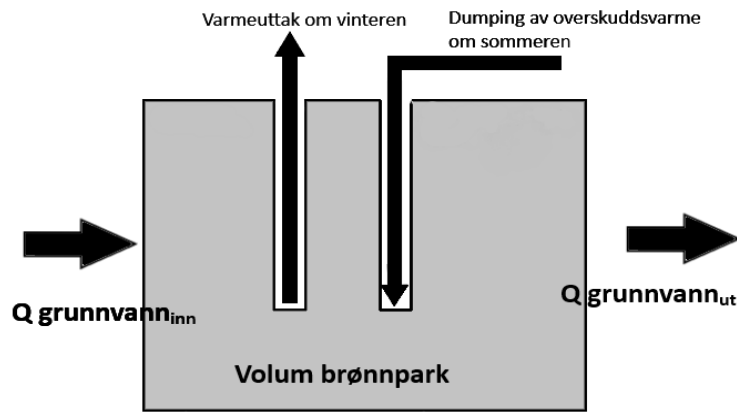
$T_{brønn,gj}$ : Er upåvirket gjennomsnitt. temp. i grunnen (K)

### Varme

For å se på det teoretiske potensialet for varmeuttak fra brønnparken, kan man se på den volumetriske varmekapasiteten ( $C_{VC}$ ) for berggrunnstypen, sammen med volumet (V) for brønnparken. Med dette kan en se hvor mye energi som kan hentes ut fra brønnen ved å senke temperaturen med 1 K. Formel 10 for varmeuttak (Midttømme et al. 2000):

$$Varmeuttak brønnpark (Wh/K) = V_{brønnpark} \cdot C_{VC} \quad (10)$$

For å kunne utnytte det teoretiske potensialet, må brønnene være uendelig lange, siden man i beregningen regner med at temperaturen i bergvarmelageret synker med varmeuttaket (Bäcklund 2009). Denne type beregning er svært forenklet, og utelater en rekke faktorer som kan påvirke varmeuttaket til en brønnpark. En faktor kan være grunnvannstrømninger, hvor fjellet er oppsprukket og grunnvannet skiftes ut i stor hyppighet. Dette resulterer i at lagringsevnen i brønnparken reduseres, siden grunnvann som passerer brønnparken fra utsiden frakter med seg varmen videre ut fra brønnavolumet, se Figur 11.



Figur 11: Grunnvannsgjennomstrømning som enten tilfører eller tar ut varme fra brønnparkens volum.

### 2.2.7. Termisk balanse i brønnpark

Energibrønner er kilden for den fornybare energien til en geotermisk varmepumpe. Her fungerer brønnene som en varmeveksler med kilden under bakken, og utnytter relativt lave temperaturer som må løftes ved hjelp av en varmepumpe for at det kan bli brukt til oppvarmingsformål. Grunnen fungerer som et varmesluk når kjølebehovet er dominerende, og som en kilde for varme når det er dominerende varmebehov. I Norge er det dominerende varmebehov, dvs. størst behov for oppvarming. Dette kan resultere i at det hentes ut mer varme enn det som blir tilbakeført. Denne ubalansen mellom varmebehov og kjølebehov kan gjøre at temperaturen i energibrønnene kan endre seg i løpet av levetiden til energisystemet. Et ubalansert uttak av energi fra en brønnpark vil redusere effektivitet til varmepumpen, da varmepumpen må løfte temperaturen når differansen fra fordampere til kondensator øker (Law & Dworkin 2016). Law og Dworkin forteller om avstanden mellom brønnene, og når avstanden er på ca. 6 m så klarer ikke brønnene å dumpe/hente ut varme uten at temperaturen i grunnen endres i et langsiktig perspektiv. Hvis varmebehov og kjølebehov er godt balansert, så er en avstand på ca. 6 meter akseptabelt. Kalnes energisentral sin brønnpark benytter en slik avstand, noe som gjør det viktig at varme ut og varme inn er balansert i løpet av en sesong.

#### *Indikator for termisk ubalanse i grunnen.*

Målet for en brønnpark er at temperaturen holder seg stabil i et langsiktig perspektiv. Det tilsier at det optimale målet for en brønnpark er at varme ut er lik varme inn. For å se på dette kan vi bruke en indikator for termisk ubalanse i grunnen (GTIP – "ground thermal imbalance performance"). Jin definerer dette som forskjellen mellom varme hentet fra grunnen og varme levert til grunnen (Jin et al. 2016). Videre forklares det at ubalanse er et vanlig langsiktig problem med tanke på effektiviteten på systemet, både i områder hvor det er varmedominerende eller kjøledominerende behov. For optimal utnyttelse av brønnparken skal indikator for termisk ubalanse være 0 % i løpet av et år, se Formel 11 (Jin et al. 2016).

$$GTIP = 1 - \frac{\sum_{kjøling} Q_{brønn}}{\sum_{varme} Q_{brønn}} \cdot 100 \% \quad (11)$$

$\sum_{kjøling} Q_{brønn}$ : Er summen av dumping av varme til brønn (Wh)

$\sum_{varme} Q_{brønn}$ : Er summen av varme som er hentet opp fra brønn (Wh)

Ved høye resultater for GTIP, må det settes tiltak for å nærme seg 0 %. Hvis balansen viser at varmeuttaket er større enn varme tilbakeført, kan en installere systemer som kan tilføre varme til brønnparken. Solfangere er et eksempel på det, hvor den henter varme fra sola som vil være med på å balansere brønnen til en GTIP på 0 %. Tørrkjølere kan brukes for brønnparker hvor varmeuttaket er lavere enn varme tilbakeført. Da benyttes uteluft som varmesluk, slik at en reduserer mengden varme tilbakeført til brønnparken.

### *Temperatur i brønnen*

Det finnes forskjellige aspekter som kan gi problemer for optimal utnyttelse av en brønnpark koblet til varmepumpe:

- En kombinasjon av kort avstand mellom brønnene og lav grunnvannstrømning. Kort avstand mellom brønnene fører til at det blir kobling mellom brønnene, slik at de påvirker hverandre. Ved uthenting av varme vil det få en forsterket nedkjølende effekt på brønnparken.
- Lav grunnvannstrømning gjør at brønnparken ikke lades opp naturlig når grunnvann strømmer forbi. Det kommer av at temperaturen i grunnvannet ved vinterstid ofte er høyere enn temperaturen fra returnerende kollektorvæske fra varmepumpen. Evnen til å lagre varme reduseres i perioder når kollektorvæsken leverer høyere temperaturer enn grunnvannets temperatur. Grunnvannsstrømningen vil da være med på å frakte varme ut fra brønnparkens lagringsvolum.

Lav tilbakeføring av varme til brønnene kan gi konsekvenser for effektiviteten til varmepumpen. For det norske klima, hvor vi har et varmedominerende behov kan den gjennomsnittlige temperaturen i brønnparken gradvis reduseres med årene. Konsekvensene for dette er at det gir en lav eller synkende varme- og kjølekapasitet for varmepumpen som igjen fører til en dårligere COP<sub>v</sub> for varmepumpen (Stene et al. 2008). Ved Kalnes energisentral med 7 meter avstand mellom brønnene er det en antydning til lav grunnvannsgjennomstrømning etter utført termisk responstest (FuturumEnergi 2011). Frostproblemer kan også oppstå hvis temperaturen i kollektorvæsken blir lavere en 0 °C over lengre

perioder. Løsningen for dette i et nordisk klima er at en bevisst tilbakefører nok varme til brønnene i perioder med kjøledominerende behov, slik at den gjennomsnittlige årlige temperaturen i brønnene holder seg stabil.

I følge Banks er det flere grunner for at temperaturen i kollektorvæsken ikke skal være for lav i et varmepumpesystem (Banks 2012):

- Økonomiske grunner:  $COP_v$  kan reduseres til et punkt hvor effektiviteten er så lav at fordelene med brønnparken blir borte i forhold til luft som kilde til varmepumpen. Det vil si når temperaturen i kollektorvæsken fra brønnparken er lavere enn utetemperaturen.
- Den gjennomsnittlige temperaturen for kollektorvæsken i løpet av den kaldeste måneden i året bør være over  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  over hele levetiden til energisystemet med varmepumpe som er koblet til energibrønner. Dette sikrer at det ikke blir omfattende frostproblemer i brønnene og en god  $COP_v$  for varmepumpen.
- Minimum temperatur i kollektorvæsken skal ikke være nærme sitt frysepunkt ( $-17,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  for etanolblanding 35%) ved perioder med størst varmebehov.

Videre er det også forklart at det kan være akseptabelt i eksempelvis Norge at temperaturen i kollektorvæsken kan være noe lavere enn tidligere nevnt. Dette blir forklart ved at strømproduksjonen er lite karbon-intensiv. Noe som kan forsvare lavere temperaturer i kollektorvæsken til sammenligning mot andre land hvor strømproduksjon er basert på i større grad av fossile energikilder som kull og gass. Dette går likevel utover effektiviteten til varmepumpa, noe som bør unngås.



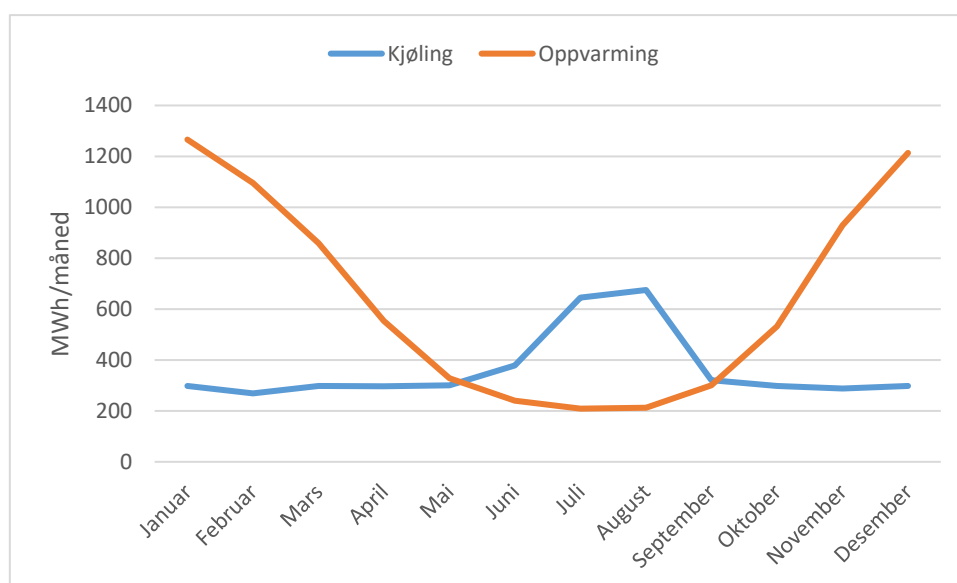
### 3. Sykehuset Østfold

Med en bygningsmasse på 85 000 m<sup>2</sup> er Sykehuset Østfold et av landets største akuttmottak. Bygget er delt inn i sengeavdeling, behandlingsavdeling, servicebygg og psykiatribygg. Totalt har de 459 sengeplasser for somatikk og 120 sengeplasser for psykiatri, i tillegg til 9 operasjonssaler, akuttområde, intensivavdeling, avdeling for medisinsk overvåkning, fødeavdeling, poliklinikker, avdeling for billeddiagnostikk, laboratorier, sterilsentral og et apotek.

#### Energibehov

Energien som går til oppvarming og nedkjøling til Sykehuset Østfold benyttes i hovedsak til varmtvann, romoppvarming, og prosess – og romnedkjøling. I rapporten "Energibruk i sykehus, status over energikrevende funksjonskrav og faktisk forbruk knyttet til bygg og utstyr og muligheter for energieffektivisering" utarbeidet av Norconsult AS og SINTEF, vises det til at energibruken i sykehus kan deles inn i to kategorier (Martinez et al. 2011). Disse kategoriene er bygningsenergi og virksomhetsenergi, hvorav de tar for seg henholdsvis energi direkte til bygget og energi tilknyttet bruksutstyr som går direkte til aktivitetene i bygget.

Et sykehus i denne størrelsesorden og med et bruksområde av denne typen har et oppvarmings- og nedkjølingsbehov som i hovedsak er tilknyttet romoppvarming og –nedkjøling. Som følge av at varmtvann dekkes av Kalnes energisentral har sykehuset satt krav til turtemperatur på 60 °C. Under prosjekteringsfasen av Sykehuset Østfold og Kalnes energisentral ble det foreslått et energibehov, se Figur 12. Det maksimale effektbehovet for oppvarming og nedkjøling ville ut fra disse forhåndsestimerte verdiene ligge på 1 700 kW.



Figur 12: Varme- og kjølebehov per måned oppgitt av COWI v/ Thomas Lund (FuturumEnergi 2011).

## 4. Kalnes energisentral

Kalnes Energisentral ble bygget i forbindelse med det nye Sykehuset Østfold i 2015, og ligger omtrent 400 meter fra sykehuset. Gjennom varmpumper som grunnlast, og el- og oljekjel som spisslast og reservelast blir oppvarmingsbehovet til sykehuset dekket. Varmepumpen utnytter sykehusets overskuddsvarme, men når denne energien ikke er tilstrekkelig utnyttes 100 energibrønner med en dybde på ca. 250 meter. I tillegg er energisentralen konstruert med kjølemaskiner, som sammen med varmpumpene dekker kjølebehovet til sykehuset.

### 4.1. Teknisk om anlegget

#### 4.1.1. Dimensjoneringsgrunnlag

Under planleggingsfasen ble det sendt inn et ønske om at energisentralen skulle kunne levere et effektbehov på 9 MW. Ut fra sykehusets bygningsmasse på 85 000 m<sup>2</sup> vurderte Østfold Energi 9 MW til å bli overdimensjonert. Etter beregninger utført av COWI ville effektbehovet for oppvarming til sykehuset ligge på 4,5 MW. Dette har i senere tid vist seg å være riktig. Den samlede energidekningen fra de to varmpumpene skal ifølge COWI dekke 83 % av oppvarmings- og kjølebehov. Resterende 17 % vil bli dekket av el- og oljekjelene.

Opprinnelig var det planlagt å dele energibrønner i kalde og varme brønner. Hvor et av forslagene var å lagre overskuddsvarme i halvparten av de 100 brønnene. De 50 resterende brønnene skulle stå kalde som reservekjøling ved en eventuell strømstans. Hvilken halvdel som skulle stå kaldt ville blitt byttet på fra år til år for å unngå høyt temperaturfall i gjeldende brønner. En slik type drift av energibrønnene ble derimot forkastet da dette ville bli avansert, samtidig som brønnene kommer i andre rekke som energikilde, bak prosessvarmen fra sykehuset. I tillegg har sykehuset installert egne kjølemaskiner for nøddrift.

Et annet forslag som også omhandlet lagring av energi i energibrønnene, var å benytte seg av totalt 224 brønner. For dette forslaget ble det utarbeidet en rapport, utført av Futurum Energi AS, på bakgrunn av termisk responstest (TRT) og simuleringer gjort med programmet Earth Energy Designer (EED). Resultatet fra dette scenariet viste at varmpumpen ville ha en årlig energidekningsgrad på 92 %. For kjøling alene ble det vurdert at behovet ville bli dekket av frikjøling fra brønnpark samt kjølemaskin som dumper overskuddsvarmen ned i brønnparken. Potensialet for sesonglagring viste seg å være meget god, da det ville være en god balanse mellom energiuttak og energitilførsel tilbake i brønnene. På grunnlag av krav til kostnadsreduksjon ble det nye antallet av brønner redusert til 100 stk.

#### 4.1.2. Varme- og kjølemaskiner

På bakgrunn av energibehovet til sykehuset beregnet COWI seg frem til at 2 varmpumper, 1 el-kjel, 2 oljekjeler, 4 kjølemaskiner ville være tilstrekkelig. Disse maskinene er satt i et prioriteringssystem, slik at produksjonen av varme og kjøling blir valgt i en rekkefølge som Østfold Energi ønsker. Tabell 1 viser de tekniske spesifikasjonene for maskinene som produserer varme og kjøling.

Tabell 1: Tekniske spesifikasjoner for maskinene til Kalnes energisentral

Enhet	Varmekapasitet Maks/min (kW)	Kjølekapasitet (kW)	Maks strømforbruk (kW)	Arbeidsmedium
Varmepumpe 1	1249 / 125*	844	405	R717
Kjølemaskin 2	1030 / 258	973	390	R134a
El-kjel	3000 / 100	-	3000	-
Kjølemaskin, 4x	-	1052	340	R134a
Oljekjel, 2x	3000 / 300	-	-	-
Tørrkjøler 2x	-	1017**	12	-

\*10-100 % trinnløs regulering av skruekompressor

\*\*dumper varmen til uteluft via dumpekretsen

#### VP1 (varmpumpe 1):

Varmepumpe 1 er grunnlasten for energisentralen og har alltid 1. prioritet til å levere varme og kjøling til sykehuset. VP1 kapasitetsreguleres mot det behovet som er størst og produserer turtemperatur fra kondensator på ca. 60 °C. Den bruker varme hentet fra sykehuset og/eller brønnparken som varmekilde. Arbeidsmedium til VP1 er ammoniakk.



Figur 13: Varmepumpe 1

#### KM2 (kjølemaskin 2), KM 3-6 og tørrkjølere:

KM2 er en kjølemaskin som i utgangspunktet dumper varme til uteluft, men maskinen er ombygd med en vannkondensator som er seriekoblet med VP1 på kondensatorsiden via en varmeveksler. KM2 kan levere varme når temperaturen på retur fjernvarmenett er under et settpunkt på 48 °C, og leverer turtemperatur fra kondensator på 50 °C. Den er også med på å regulere temperaturen ut på kjølenettet, når VP1 er 100 % koblet mot brønnparken. KM2 er plassert ute sammen med KM 3-6 (kjølemaskin x4) som er tilkoblet kjølenettet og 2 tørrkjølere som er koblet til dumpekretsen, se Figur

14. Dumpekretsen er tilkoblet varmenettes turlledning etter VP1 og KM2, men før el-kjel og oljekjeler. Dette er illustrert i en forenklet teknisk tegning av anlegget i Figur 16. Arbeidsmedium for KM2-KM6 er R134a.



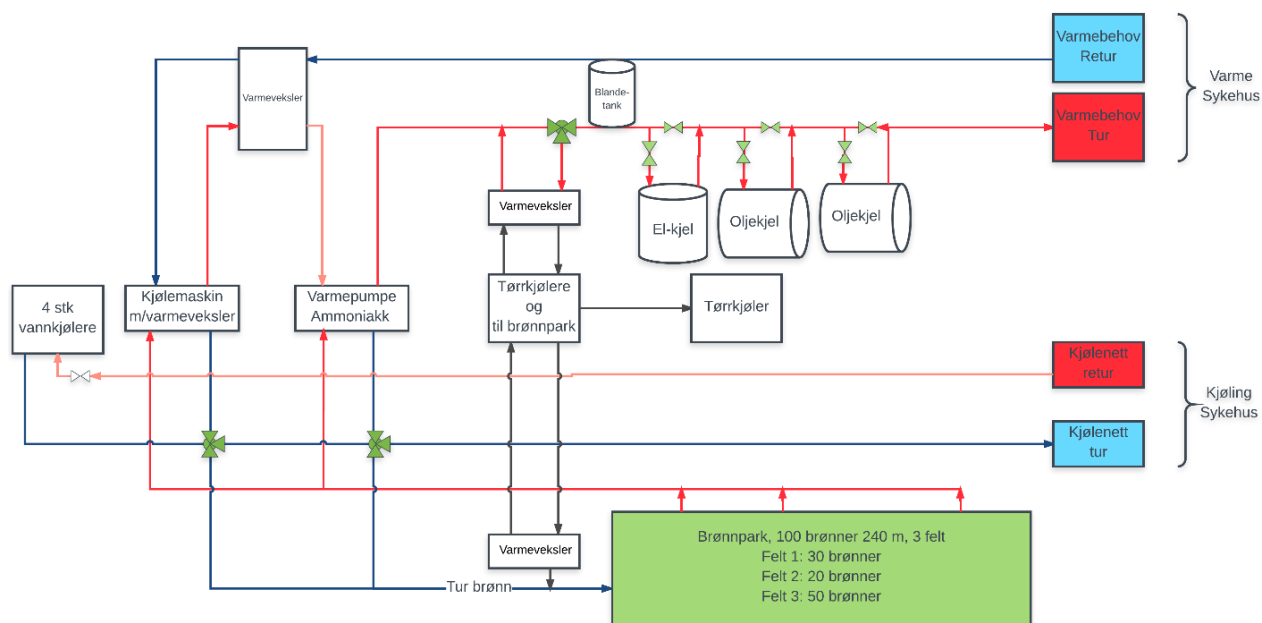
Figur 14: Bak fra høyre: KM2, KM3-6, foran: 2 tørrkjølere

#### *El-kjel og oljekjel:*

El-kjel og oljekjeler begynner å produsere varme når produksjonen fra VP1 og KM2 ikke er tilstrekkelig, eller hvis varmpumpene er ute av drift. Om det er el-kjel eller oljekjel som skal starte opp etter varmpumpene, bestemmes ut fra kostnadene for driften.



Figur 15: El-kjel og oljekjel



Figur 16: Forenklet teknisk tegning av Kalnes energisentral

#### 4.1.3 Energisentralens brønnpark

Brønnparken består av 100 brønner med enkel u-rør kollektor som har en dybde på ca. 250 meter, hvor fjellet i hovedsak består av granitt (FuturumEnergi 2011). Parameterne for brønnparken er oppgitt i Tabell 2.

Tabell 2: Parametere for brønnparken til Kalnes energisentral

Parameter	Verdi	Benevning	Kommentar
Varmeledningsevne	3,38	W/m,K, (k)	(FuturumEnergi 2011)
Antall brønner	100	Stk.	
Dybde brønner	250	m	
Gjennomsnittstemperatur i brønn	8	°C, ( $T_{brønn, gj.snitt}$ )	(FuturumEnergi 2011)
Maksimal temperatur brønnpark	25	°C, ( $T_{brønn, maks}$ )	(COWI & Goodtech 2015)
Areal brønnpark	4 200	m <sup>2</sup>	7 meter avstand mellom brønner
Volum brønnpark/bergvarmelager	1 050 000	m <sup>3</sup>	
Volumetrisk varmekapasitet granitt	666	Wh/m <sup>3</sup> K ( $C_{vc}$ )	(Banks 2012)

### Kollektorvæske

Ved Kalnes energisentral kan temperaturen på kollektorvæsken gå ned til  $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$  etter at væsken har avgitt varme til VP1 på fordampersiden. Grunnet dette brukes det en volumetrisk blanding med 35 % etanol og 65 % vann, som kalles for HX35. Tabell 3 viser de viktigste egenskapene for væsken.

Tabell 3: Densitet, spesifikk varmekapasitet ved  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  og frysepunktet for kollektorvæske (CoolPack 2012).

Egenskaper	Data
Kollektorvæske	Vann m/35 % vol. etanol
Densitet, $\rho$ ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	965
Spesifikk varmekapasitet, $C_p$ [ $\text{KJ}/(\text{kg K})$ ]	4,166
Frysepunkt, $^{\circ}\text{C}$	-17,5

### Utnyttelse av brønnenparken

Det er gitt en funksjonsbeskrivelse av anleggets drift, hvor det forklares hvordan energibrønnene benyttes ved dominerende varme-og kjølebehov (COWI & Goodtech 2015).

Når det er dominerende varmebehov henter VP1 energi fra to kilder; retursiden i fjernkjølenett og brønnenpark. Mengdeforholdet for disse kildene reguleres slik at det oppnås rett kjøletemperatur til sykehuset. Ved tilfeller der turtemperaturen fra brønnenparken er høyere enn returtemperaturen på kjølenettet fra sykehuset, så styres ventilen 100 % mot brønnenparken. Når det er dominerende kjølebehov vil VP1 reguleres mot kjølesettpunkt, og ventiler mot brønnenpark er stengt. Når kjølebehovet er dominerende, kan det være et overskudd av varme fra KM2 og VP1. Dette overskuddet av varme kan overføres via en varmeveksler til krets for overskuddsvarme/dumpekrets. Kretsen for overskuddsvarme kan videre overføre varme til brønnenpark eller til luft via tørrkjølere. VP1 og KM2 kan dumpe overskuddsvarmen til brønnenparken helt til kollektorvæsken får en temperatur på  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ , ved høyere temperaturer kan kollektorvæsken fordampe.

Hvis anlegget går i nøddrift, eksempelvis mister nettspenning, er det beskrevet at brønnenparken kan levere frikjøling til kjølenettet. Ved normal drift har energibrønnene en funksjon som et tillegg for varme til VP1 når varmen fra prosesskjøling ikke er tilstrekkelig.

Pumping av kollektorvæske til brønnenpark er bestemt ved høy eller lav hastighet, henholdsvis 100 l/s og 40 l/s. Ved høy hastighet er brønnenparken koblet til VP1 mens ved lav hastighet (40 l/s) er den stengt mot resten av systemet for å ha kontroll på temperaturen (Frantzen 2017).

## 5. Metode

### 5.1. Datagrunnlag

Energisentralen hadde allerede 1. januar 2016 igangsatt drift, og begynt å loggføre data. På grunn av problemer med loggføringen var det ved tidspunktet 24. januar 2017, bare 4 av de 12 månedene i 2016 som hadde tilnærmet komplett timesdatasett. Under innhenting av data 24. januar 2017 var det bare april, juli, november og desember som hadde tilnærmet komplett datasett. På bakgrunn av dette ble det 2. mars 2017 hentet inn data for januar og februar i 2017. Dette har gitt et timesdatasett bestående av totalt 6 av 12 måneder. Når det gjelder døgnmålinger er det i tillegg til de 6 månedene ovenfor også hentet ut døgn fordelt over hele året, vist i Tabell 4: Data fra Kalnes.

Tabell 4: Data fra Kalnes

År 2016	Timer	Døgn
Januar (2017)	744	31
Februar (2017)	672	28
Mars	-	14
April	693	30
Mai	-	11
Juni	-	5
Juli	744	31
August	-	21
September	-	22
Oktober	-	27
November	720	30
Desember	744	31
<b>Total</b>	<b>4 317</b>	<b>282</b>

Timesdata hentet fra driftsåret 2016/2017 er i størst grad representativt for vintermånedene. Sesongen hvor oppvarmingsbehovet er dominerende, er dermed godt beskrevet i datasettet. Dette er også perioden hvor energietterspørselen til sykehuset er størst. I sommerhalvåret hvor nedkjølingsbehovet er dominerende, er det bare juli måneden som benyttes i analysen. Optimalt hadde det vært ønskelig med et komplett timesdatasett for minimum 1 år, men som følge av nylig oppstart er det normalt at ikke alt av data er tilgjengelig. Totalt er det hentet ut 4 317 målinger av det årlige potensialet på 8 760. Til tross for noen mangler i datasettet, har vi klart å fange opp dager som

representerer et helt år gitt i temperaturer. Temperaturspennet går fra  $-13^{\circ}\text{C}$  til  $+30^{\circ}\text{C}$ , og er gitt for hver enkelt time ved energisentralen sin egen temperaturmåler.

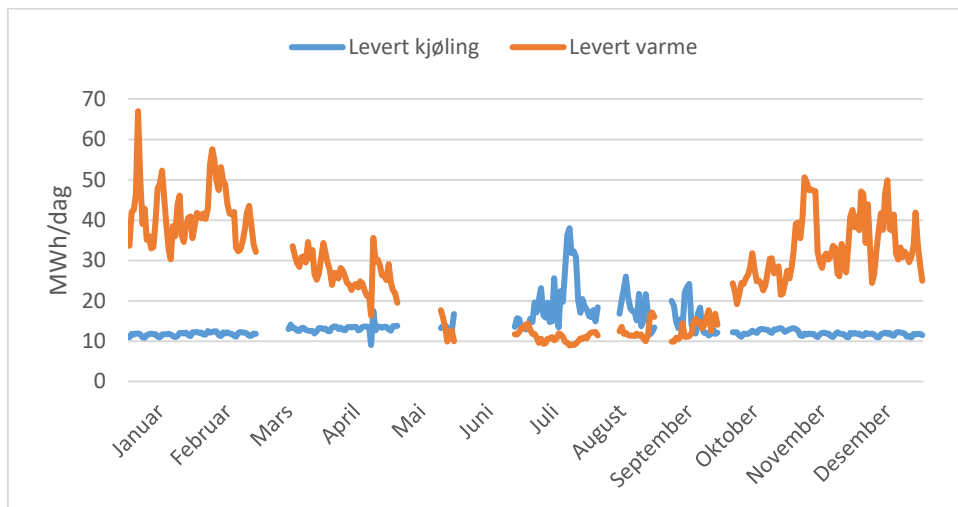
De loggførte dataene gitt i dager, har færre målinger og kan ikke benyttes for å vurdere energisentralens variasjoner over et døgn. Derimot kan disse dataene tydeligere fremheve variasjonene gjennom et helt år, enn det timesdataene vil gjøre. Det kommer av at døgndataene representerer døgn fordelt over hele året, også døgn som ikke finnes i timesdata.

For brønnparken er det kun tilgjengelige data fra november 2016 til februar 2017, med gode timesmålinger. Dette er en representativ periode hvor oppvarmingsbehovet er størst i løpet av en sesong, en høstmåned og tre vintermåned. Derfor kan man ut fra disse månedene se hvor mye energi som blir hentet ut og hvor mye som må tilbakeføres i løpet av den kjøledominerende perioden.



## 5.2. Levert varme

Totalt mangler det 83 dager av døgndatasettet fra å være et komplett år, hvor månedene mai og juni har færrest representerte data, se Tabell 4. Da datasettet mangler i overkant av 20 % av døgnmålingene over 1 år, kan man ikke lage en helt nøyaktig og sammenhengende graf som fremstiller daglig levert energi gjennom året. En slik graf er viktig for å forstå, og få et bilde av produksjonsforløpet til energisentralen gjennom året. Siden energisentralen startet driften for fullt høst 2015 finnes det heller ikke eldre data som kan tette hullene i datasettet. For å løse dette har vi valgt å benytte enkel lineærregresjon. I Figur 17 ser vi levert energi til sykehuset i form av varme og kjøling, hvorav grafen representerer faktisk levert energi.



Figur 17: Levert varme og kjøling per dag over 1 år. Døgndata.

### 5.2.1. Enkel lineær regresjon

Lineær regresjonsanalyse er en ofte brukt metode for å analysere loggført data av varme- og kjølebehov. Metoden kan benyttes for å estimere varme- og kjøleprofil i relasjon med utetemperaturen. Enkel lineær regresjonsmodell ser på korrelasjonen mellom en uavhengig og avhengig variabel,  $X$  og  $Y$ . Regresjonsligningen som forklarer forholdet er gitt ved formelen,

$$Y = \alpha + \beta X + e \quad (12)$$

hvor  $e$  er residualer, og forklarer med andre ord forholdet mellom observert og predikert verdi (Mendenhall & Sincich 2014). Regresjonslinjen man får ut av modellen er en rett linje som beskriver hvordan den avhengige variabelen endres, som følge av en endring i den uavhengige variabelen. Det er viktig å vite at en enkel lineær regresjonsanalyse er en predikasjon av virkeligheten, og ikke faktisk virkelighet.

$R^2$  benyttes for å fortelle noe om andel variasjon i den avhengige variabelen, som kan forklares av den uavhengige variabelen. Denne verdien er alltid mellom 0 og 1, hvor en høy korrelasjon ( $R^2$ ) indikerer at det kan være en trend mellom den avhengige og uavhengige variabelen.

For å teste at det eksisterer en sammenheng mellom variablene, kan man benytte seg av hypotesetesting. For Sykehuset Østfold er det ønskelig å se på om utetemperaturen har innvirkning på levert varme og kjøling. For å finne ut av dette utfører vi en hypotesetest:

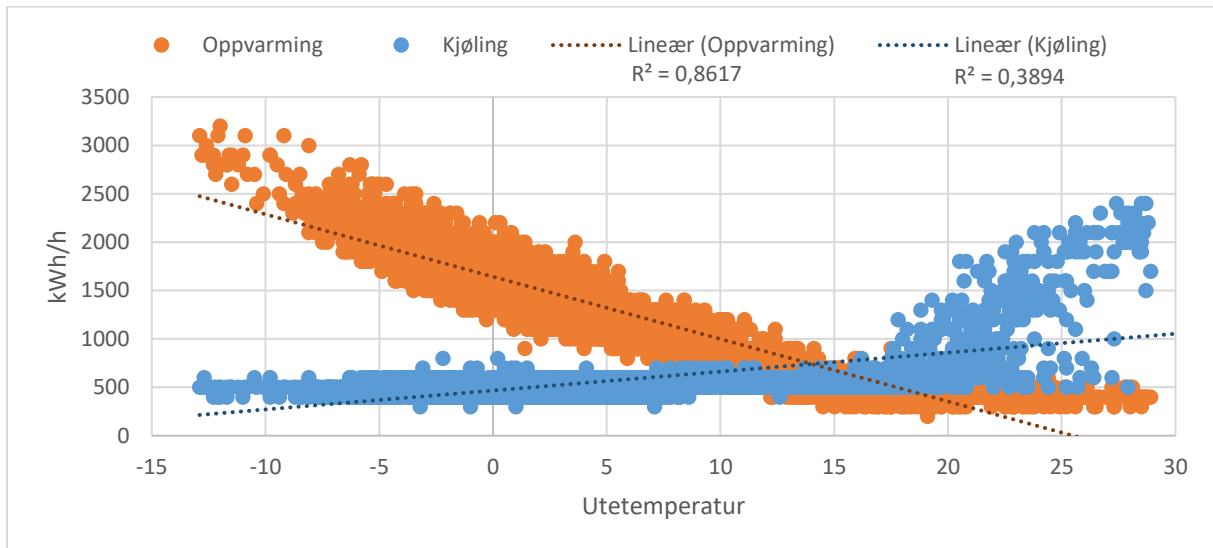
$H_0$ : det er ingen forskjell i levert energi som følge av variert utetemperatur.

$H_1$ : det er en forskjell i levert energi som følge av variert utetemperatur.

I hypotesetestingen har vi valgt å benytte T-test, men andre alternativer som F-test og P-test hadde vært mulige alternative metoder. T-testen sier at hvis gjennomsnittet i dataene for utetemperatur og levert energi er like, så beholder vi nullhypotesen. Hvis gjennomsnittet i dataene er ulike så forkastes nullhypotesen. Ved å forkaste nullhypotesen sier vi at utetemperaturen har innvirkning på levert energi, og denne metoden for å tette hullene i datasettet for levert energi kan benyttes (Mendenhall & Sincich 2014).

For å predikere mengde levert energi i periodene med mangelfull loggført dagsdata kan man ta utgangspunkt i eksisterende timesdata for utetemperatur og levert energi. I Figur 18 ser man en grafisk fremstilling av utetemperaturen og levert energi. Som en funksjon av utetemperaturen, fremstiller ET-kurven (kurve for energi og temperatur) energiforbruket til et spesifikt bygg. Kurven kan tolkes som byggets energisignatur og benyttes for å fortelle om energibruken og energieffektiviteten til det spesifikke bygget. Ut fra Figur 18 kan man tolke at oppvarmingsbehovet til sykehuset reduseres som

følge av økt utetemperatur, frem til ca. 17 °C. Ved høyere temperaturer flater den leverte varmen seg ut og holder seg omtrent konstant. For levert kjøling ser det ut til at trenden er motsatt, hvor mengden levert kjøling er relativt konstant opp til 17 °C. Ved høyere temperaturer øker levert kjøling drastisk.



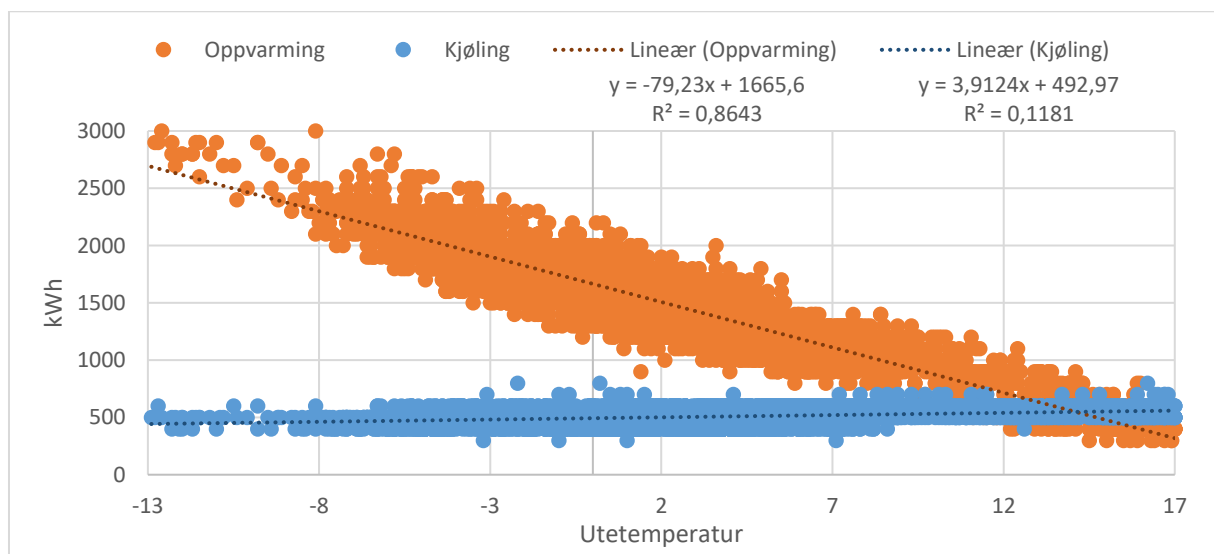
Figur 18: ET - kurve av levert varme og kjøling til Sykehuset Østfold. Timesdata for de 6 loggførte månedene.

Årsaken til at dataene for levert varme og kjøling flater ut ved henholdsvis høyere og lavere temperaturer enn 17 °C kommer av et basisbehov gjennom hele året. For levert varme gjelder dette i hovedsak oppvarming av varmtvann. Dette behovet eksisterer til tross for høye temperaturer utendørs, og er dermed uavhengig av utetemperaturen. Ut fra Figur 18 kan man tolke at varmtvannsbehovet tilsvarer omtrent 500 kWh. Ved temperaturer høyere enn 17 °C er romoppvarmingsbehovet minimalt og restbehovet ligger i varmtvannet. For kjølebehovet er prosesskjøling årsaken til den flate trenden opp til 17 °C. Basisbehovet ligger også her på omtrent 500 kWh, men med en liten økning ved økt utetemperatur. Ved temperaturer over 17 °C får sykehuset behov for romnedkjøling, noe som gir en økning i levert kjøling.

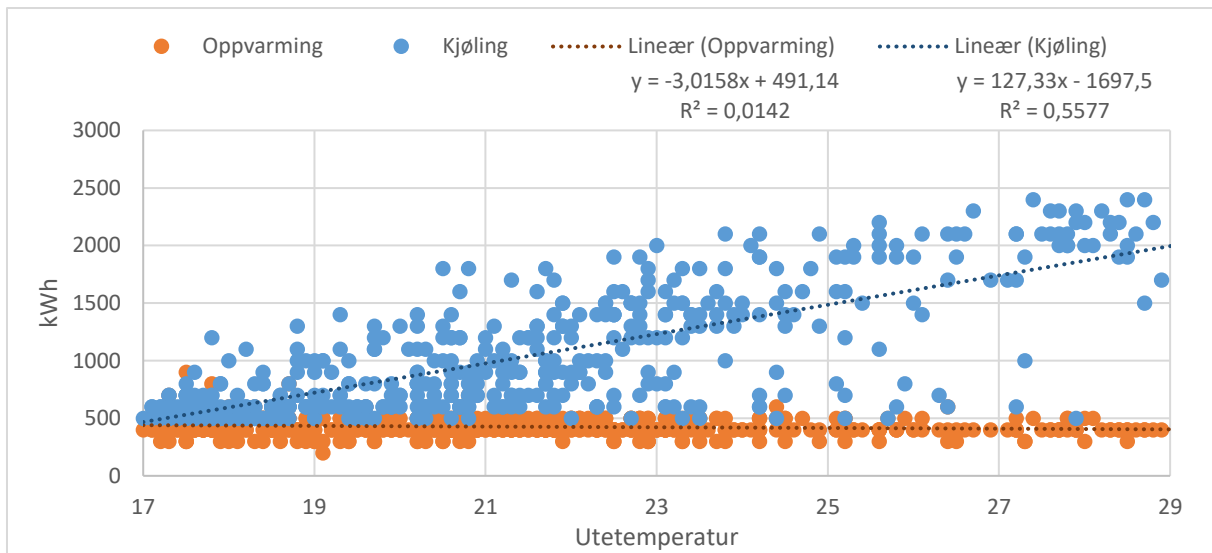
Å lage trendkurver for levert varme og kjøling ut fra Figur 18 vil være lite hensiktsmessig og føre til stor variasjon fra virkeligheten. I grafen ser man at dataene har stor spredning i forhold til trendkurvene, og sannsynlighet for å estimere korrekt levert energi ut fra trendkurvene er lav, spesielt ved ytterpunktene. Som følge av en tydelig endring i levert varme og kjøling ved 17 °C, er det hensiktsmessig å lage egne trendkurver for timesdata som er lavere og høyere enn denne temperaturen. Tilsvarende valg ble gjort av Linda Pedersen i hennes doktorgradsoppgave "Load Modelling og Buildings in Mixed Energy Distribution Systems"(Pedersen 2007). I Pedersen sin

gradsoppgave kom det frem at det avhengige og uavhengige energiforbruket måtte deles opp for å få en modell som er så lik virkeligheten som mulig.

Figur 19 og Figur 20 viser levert energi i sammenheng med utetemperaturen, for henholdsvis over og under 17 °C. Hvis vi ser på de nye lineære kurvene, har disse en mye bedre tilpasning enn i Figur 18. Den svakeste tilpasningen for de nye grafene kan sees å være for levert kjøling over 17 °C. Ut fra Figur 20 ser man relativt store avvik fra den lineære kurven for levert kjøling, men det er helt klart en stigende trend. På det meste ved 28 °C, varierer kjølebehovet med 1800 kWh noe som er veldig mye. Årsaken til at levert kjøling er så lav som 500 kWh ved denne temperaturen kan komme av tiden på døgnet. Målingen på 500 kWh er utført 8 juli 2016 kl: 08:00, og på denne tiden av døgnet er det liten pågang på sykehuset. Utover dagen hvor både personal og pasienter ankommer sykehuset, økes behovet for prosess- og romkjøling. Datapunktet på 1800 kWh levert kjøling er derimot for 22 juli 2016 kl: 14:00, hvor pågangen på sykehuset er størst. Tilsvarende begrunnelse kan også gjelde for de andre store sprikene i levert kjøling ved temperatur over 17 °C.



Figur 19: ET - kurve av levert varme og kjøling til Sykehuset Østfold. Timesdata for de 6 loggførte månedene hvor utetemperatur er lavere enn 17 °C.



Figur 20: ET - kurve av levert varme og kjøling til Sykehuset Østfold. Timesdata for de 6 loggførte månedene hvor utetemperatur er høyere enn 17 °C.

Den lave  $R^2$  for levert varme ved utetemperatur over 17 °C og levert kjøling ved temperatur under 17 °C, kan forklares av at verdiene er uavhengige av utetemperaturen. Dette medfører en omtrent neglisjerbar positiv og negativ trend. Når dataene i tillegg er avrundet til nærmeste hundre vil den lineære kurven treffe svært få av dataene, noe som gir den lave  $R^2$ . Selv med lav  $R^2$ , ser man på grafen at levert varme og kjøling har lav variasjon, fra 200 til 300 kWh. For disse uavhengige verdiene er det i utgangspunktet ikke nødvendig med en lineær funksjon, som følge av den lave relasjonen mellom levert energi og utetemperatur. Men vi har valgt å benytte oss av dette allikevel, da det kan sees å være en liten trend.

De lineære funksjonene som benyttes til å estimere de manglende dataene for levert varme og kjøling er beregnet og hentet ut av excel.

#### Under 17 °C

$$\text{Varme} = -79,23 X + 1665,6$$

$$\text{Kjøling} = 3,9124 X + 492,97$$

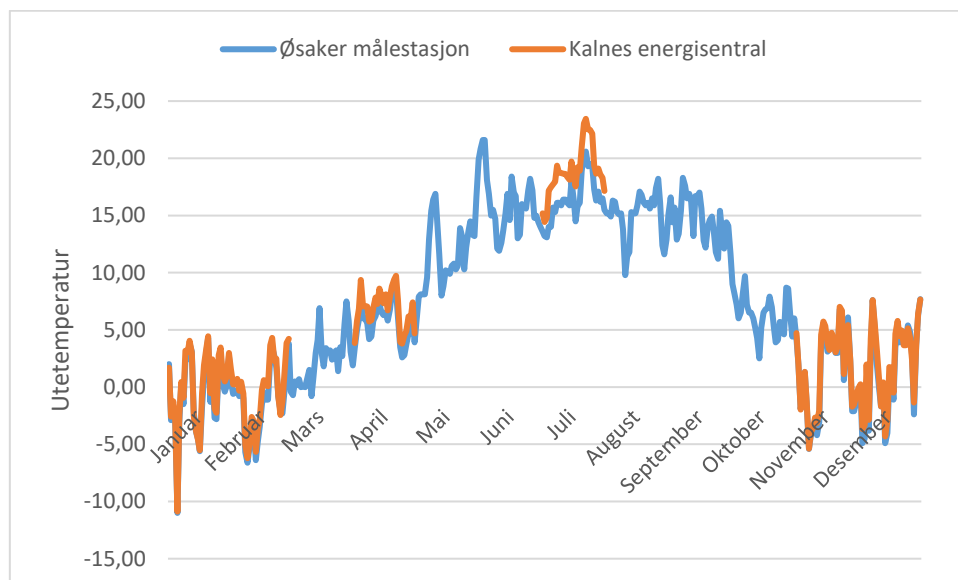
(13)

#### Over 17 °C

$$\text{Varme} = -3,015 X + 491,14$$

$$\text{Kjøling} = 127,33 X - 1697,5$$

For de dagene det ikke er loggført levert energi, har det heller ikke vært mulig å hente ut loggført utetemperatur. Dette er løst ved å benytte Øsaker målestasjon som ligger i underkant av 1 km unna energisentralen (Yr 2017b). Som følge av at målestasjonen ikke ligger på nøyaktig samme plass som energisentralen er det noe variasjon i de målte temperaturene gjennom året. Figur 21 viser de målte daglige temperaturene ved energisentralen og Øsaker målestasjon. Man ser en trend at temperaturene er noe lavere ved Øsaker målestasjon, med en større differanse på sommerstid. For å korrigere for temperaturforskjellene er det lagt til minimum 1 °C til målingene fra Øsaker målestasjon. Temperaturen som er lagt til er basert på variasjonsgjennomsnittet i temperaturmålingene for hver enkelt måned. Basert på dette har månedene mars, mai, juni, august, september og oktober blitt korrigert med henholdsvis + 1, + 1.75, + 2.75, + 2, + 1.25 og + 1 °C.



Figur 21: Utetemperatur ved Kalnes energisentral og Øsaker målestasjon. Fra mars til desember 2016, og januar, februar 2017

### 5.3. Analyse varmepumper

I analysen av varmepumpene er det tatt utgangspunkt i den økonomiske indikatoren  $COP_V$ .  $COP_V$  vurderes først opp mot lastfaktor med fast turtemperatur fra kondensator og returtemperatur til fordampere. Her ses det ikke på enkeltmåned, men samlet for alle de tilgjengelige månedene. Så vurderes  $COP_V$  og lastfaktoren for hver enkelt måned, da med varierende temperaturer. Etter å ha sett på lastfaktor så vurderes  $COP_V$  opp mot temperaturløft mellom fordampere og kondensator, og temperaturløftet i kondensatoren samlet for alle de tilgjengelige månedene. Sist i analysen av  $COP_V$  går det i dybden ved fem utvalgte døgn. Her ses  $COP_V$  i sammenheng med produksjonsmengde og ulike temperaturer. Som en avsluttende analyse vurderes det økonomiske potensialet ved økt varmeproduksjon fra KM2.

#### 5.3.1. Lastfaktor

For å vurdere varmepumpens effektivitet ved dellast er det tatt utgangspunkt i varmepumpens maksimale målte varmeproduksjon ved 4 ulike driftscenarier. For hvert av scenariene er det sett på hvordan effektfaktoren for varmeproduksjon utvikler seg ved ulike varmeytelser. Som følge av at VP1 er grunnlasten i energisentralen, og dermed er i konstant drift, har varmeproduksjonen ved de 4 valgte scenariene aldri vært lavere enn 76 %. Scenario 4 er også det eneste av scenariene som har dellast lavere enn 86 %.

For å sammenligne scenariene er det sett på  $COP_V$  ved 100 %, 96 %, 91 %, og 86 % av den maksimale varmeytelsen for hvert scenario. Siden effektuttaket til varmepumpen påvirkes av temperaturløftet i tillegg til vannmengde, er det viktig for kredibiliteten at driftsforholdene er stabile (Cengel & Boles 2011). Sirkulasjonspumpene på både kondensator og fordamperside går på fast innstilt turtall. Dermed er den konstante vannmengden inn til kondensator og fordampere henholdsvis 30 l/s og 40 l/s. Når tur- og returtemperaturene i tillegg er konstante vil de eneste endringene uttrykke seg i form av effektuttak på kompressor og varme- og kjøleproduksjon.

- *Scenario 1:*

Retur-/turtemperatur ved fordampere/kondensator:	0 °C / 60 °C
Temperaturløft:	62 K
Maksimal varmeytelse:	1 150 kW

- *Scenario 2:*

Retur-/turtemperatur ved fordampere/kondensator:	2 °C / 60 °C
Temperaturløft:	58 K
Maksimal varmeytelse:	1 260 kW

- *Scenario 3:*  
 Retur-/turtemperatur ved fordampner/kondensator: 2 °C / 58 °C  
 Temperaturløft: 56 K  
 Maksimal varmeytelse: 1 260 kW
- *Scenario 4:*  
 Retur-/turtemperatur ved fordampner/kondensator: 7 °C / 58 °C  
 Temperaturløft: 51 K  
 Maksimal varmeytelse: 1 410 kW

### *Scenario 1*

Den maksimale varmeytelsen for scenario 1 på 1 150 kW foregikk med en kompressoreffekt på 722 kW. Tidspunktet for dette effektuttaket var 6. februar 2017. Totalt var det 76 målinger med tilsvarende returtemperatur til fordampner og turtemperaturer fra kondensator, hvor laveste varmeytelse tilsvarte 990 kW.

*Tabell 5: Dellast til VP1 ved scenario 1.*

<b>Ytelse</b>	<b>Driftstilstand turtemperatur Ford.vann-etanol / Kond.vann °C / °C</b>	<b>Varmeytelse kW</b>	<b>Tidspunkt dd.mm.åååå tt:mm</b>
100 %	0 / 60	1 150	06.02.2017 03:00
96 %	0 / 60	1 100	24.01.2017 12:00
81 %	0 / 60	1 050	25.01.2017 11:00
86 %	0 / 60	990	04.02.2017 01:00



### Scenario 2

For scenario 2 med returtemperatur til fordampner og turtemperatur fra kondensator på henholdsvis 2 °C og 60 °C, var det totalt 25 målinger. Høyeste varmeytelse var 1 260 kW og laveste lå på 798 kW

Tabell 6: Dellast til VP1 ved scenario 2.

Ytelse	Driftstilstand turtemperatur Ford.vann-etanol / Kond.vann °C / °C	Varmeytelse kW	Tidspunkt dd.mm.åååå tt:mm
100 %	2 / 60	1 260	16.11.2016 07:00
96 %	2 / 60	1 210	01.12.2016 22:00
91 %	2 / 60	1 160	27.02.2017 01:00
86 %	2 / 60	1 080	04.11.2016 15:00

### Scenario 3

Temperaturløftet for scenario 3 var 2 K lavere enn for scenario 2, og turtemperaturen fra kondensator samt returtemperatur til fordampner lå på henholdsvis 2 °C og 58 °C. Maksimal varmeytelse var registrert til å være 1 260 kW mens den laveste lå på 1 100 kW.

Tabell 7: Dellast til VP1 ved scenario 3.

Ytelse	Driftstilstand turtemperatur Ford.vann-etanol / Kond.vann °C / °C	Varmeytelse kW	Tidspunkt dd.mm.åååå tt:mm
100 %	2 / 58	1 260	06.11.2016 07:00
96 %	2 / 58	1 210	18.12.2016 04:00
91 %	2 / 58	1 150	30.11.2016 22:00
86 %	2 / 58	1 100	30.01.2017 11:00

#### Scenario 4

I scenario 4 var temperaturløftet mellom kondensator og fordamper lavere enn ved de andre scenariene, 51 °C. Den maksimale varmeytelsen på 1 410 kW var derimot det høyeste for det tilgjengelige datasettet. Totalt var det 26 målinger med den valgte turtemperaturen for kondensator og returtemperaturen for fordamper, 7 °C og 58 °C. Den laveste varmeeffekten for disse temperaturene var registrert til å være 1 180 kW.

Tabell 8: Dellast til VP1 ved scenario 4-

<b>Ytelse</b>	<b>Driftstilstand turtemperatur Ford.vann-etanol / Kond.vann °C / °C</b>	<b>Varmeytelse kW</b>	<b>Tidspunkt dd.mm.åååå tt:mm</b>
100 %	7 / 58	1 410	02.11.2016 22:00
96 %	7 / 58	1 360	03.11.2016 03:00
91 %	7 / 58	1 290	28.04.2016 07:00
86 %	7 / 58	1 180	24.04.2016 20:00

### 5.3.2. Tur – og returtemperatur i kondensator og fordamper

Fra teorikapitlet om temperaturer ved kondensator og fordamper vet vi at effektfaktoren varierer med temperaturløftet både i kondensatoren og mellom fordamper og kondensator. For å vurdere hvordan effektfaktoren til varmepumpene påvirkes av temperaturløftet er det sett på to ulike temperaturløft, temperaturløftet over kondensator og temperaturløftet mellom kondensator og fordamper.

For begge temperaturløftene er det tatt utgangspunkt i faste tur- og returtemperaturer, men som følge av manglende fordampertemperaturer ved KM2 er temperaturløftet mellom kondensator og fordamper bare vurdert for VP1. Dette temperaturløftet er også analysert i kombinasjon med analysen av lastfaktor, og har dermed like scenarier, se 5.3.1: Lastfaktor.

For analysen av temperaturløftet i kondensatoren er det sett på  $COP_v$  ved varierende returtemperatur og fast turtemperatur for hver time av det tilgjengelige datasettet. Begge varmepumpene er vurdert med to ulike turtemperaturer:

- Turtemperatur VP1:
  - 55 °C
  - 60 °C
  
- Turtemperatur KM2:
  - 45 °C
  - 50 °C

### 5.3.3. Døgn og månedlig effektfaktorvariasjon

Etter å ha rangert timesdata for produksjon og strømforbruk er  $COP_V$  til VP1 og KM2 beregnet ut fra Formel 1 i kapittel 2.1.3: En effektiv varmepumpe.  $COP_V$  er deretter benyttet for å analysere effektiviteten i de valgte månedene og døgnene, hvorav valget av døgn er tatt på bakgrunn av tilgjengelig data. De representative månedene er januar og februar 2017 samt april, november og desember 2016. Timesbasert  $COP_V$  for både VP1 og KM2 er satt opp for å oppdage eventuelle trender over en lengre periode. Mens  $COP_V$  over et gitt døgn benyttes for å lettere finne årsak til eventuelle avvik i  $COP_V$ .

Valgte døgn:

- 5. januar
- 12. februar
- 24. april
- 8. november
- 1. desember

Hvert døgn har fått analysert  $COP_V$  til VP1 og KM2 ved å se på følgende:

- Utetemperatur
- Levert varme
- Produksjonskurve fordelt på produksjonsenheter
- Tur – og returtemperatur kondensator i VP1 og KM2
- Returtemperatur til fordampere og turtemperatur fra kondensator i VP1

#### 5.3.4. Optimal varmereproduksjon av kjølemaskin 2

Da det har vært usikkerhet rundt varmeutnyttelsen av KM2 er det interessant å vurdere økonomien ved optimal utnyttelse av KM2. For å vurdere kostnadseffektene ved optimal drift med maksimal utnyttelse av KM2 er det benyttet en minimeringsmodell. Minimeringsmodellens mål er å minimere kostnadene ved drift av energisentralen over en gitt måned. Produksjonsenhetenes prioritering basert på økonomi er følgende, hvor førstkommende enhet har høyest prioritering; VP1, KM2, el-kjel og oljekjel. Modellen ser på de økonomiske mulighetene for optimal drift hvor KM2 kan produsere varme i henhold til de tekniske spesifikasjonene i produsentens ytelsesdata. Det maksimale effektuttaket i form av varme fra KM2 er ifølge ytelsesdata satt til å være 1 030 kW, se Tabell 11. Høyest registrerte varmeeffekt tilsvarer omtrent 70 % av potensialet ut ytelsesdata. Den eventuelle økningen av produksjon til KM2 i modellen vil dermed gå på bekostning av produksjonsenhetene med lavere prioritering, el-kjel og oljekjel. Da vi ønsker å se på potensialet ved endringer rundt KM2 er produksjon av VP1 satt til å være lik for både optimal og reell drift.

For å vurdere effekten av optimal drift vil den optimale driften settes opp mot reell drift. Dette vil gi et bilde på endringen i produksjonsandel for de ulike produksjonsenhetene, samt eventuelle kostnadsendringer dette måtte medføre. Den optimale driften er basert på følgende:

- Effektbehovet pr. time er lik som reell måned, og skal dekkes til enhver tid. Eventuelle avvik kan oppstå som følge av begrensninger i delastproduksjon.
- VP1 sin produksjon er lik som reell måned og vil ikke endres i optimal drift.
- KM2 produserer ved resterende effektbehov mellom 258 – 1 030 kW.
- El-kjel og oljekjel vil dekke resterende effektbehov.

Det er viktig å merke seg at modellen er en forenkling av virkeligheten og tar ikke for seg effektene maksimal drift av KM2 vil ha på resten av driften til sentralen. Tur- og returtemperaturer i energisentralen er blant noe av det som kan bli påvirket av endringene da turtemperaturene fra KM2 kan forandre seg. Dette vil igjen ha innvirkning på VP1 og energibrønnene. I tillegg tas det ikke høyde for potensialet ved å redusere effektuttaket fra VP1 for å gi plass til KM2 med sin minimumslast på 258 kW.

Den økonomiske effekten fra minimeringsmodellen vil komme i form av redusert elektrisitets- og bio-oljeforbruk. Østfold Energi sine kostnader på bio-olje lå på omtrent 10 kr/liter ifølge prosjektleder Egil Erstad. 24. april 2017 var prisen på bio-olje 10,67 kr/liter (Circlek 2017). Bio-oljeprisen vil på lik linje med strømprisen variere fra periode til periode, men i beregningene av kostnadene for bruk av bio-olje er det tatt utgangspunkt i prisen fra CircleK. Basert på virkningsgrad og energiinnhold i bio-olje vist med Tabell 9, vil prisen på bio-olje for varmereproduksjon ligge på 1,17 kr/kWh.

Kostnadene tilknyttet elektrisitetsforbruket kommer i form av strømforbruk og nettleie. Strømprisene er hentet fra NordPool, og er spotpriser gitt i timer med et påslag på 0,02 kr/kWh etter muntlig samtale med Egil Erstad. Periodene hentet ut fra NordPool er januar og februar 2017 samt november og desember 2016 (NordPool 2017). Kostnadene for nettleie er hentet fra faktura for desember 2016 og er oppgitt i Tabell 10.

Bakgrunnen for valg av timesbasert strømpris og fast bio-oljepris ligger i at oljen blir kjøpt inn ved et bestemt tidspunkt, mens strømforbruket varierer fra time til time over året. Dermed vil det bli mest korrekt å benytte spotpris på strøm. Prisene er vist i Tabell 9 og Tabell 10.

Strømforbruket for scenariet vil være summen av VP1, KM2 og el-kjel hvor VP1 sitt forbruk er hentet fra timesdata på Kalnes. KM2 vil få endret strømforbruk som beregnes ut fra trendlinjen for COP<sub>v</sub> og lastfaktor i januar måned. Trendlinjen for KM2 er beregnet i Excel og vises i Figur 31 kapittel 6.3.2: Effektfaktor og lastfaktor. Lastfaktoren (LF) til KM2 ble først beregnet for å finne COP<sub>v</sub> gjennom trendlinjefunksjonen hentet ut av Excel.

$$\text{COP}_v = 0,4919 * \text{LF} + 2,0877 \quad (14)$$

Ut fra beregnet effektfaktor og produksjon fant vi strømforbruket til KM2. Resterende varmebehov som ikke dekkes av VP1 og KM2 dekkes av el-kjel.

Tabell 9: Kostnader tilknyttet bio-olje

	Verdi	Benevning	Kommentar
Varmeeffekt	1,17	kr/kWh varme	Beregnet ut fra verdiene nedenfor i tabellen.
Pris	10,67	kr/liter	(Circlek 2017)
Energiinnhold	10,056	kWh/liter	(Miljødirektoratet 2016)
Virkningsgrad	90	%	(Kvikstadhagen 2013)

Tabell 10: Kostnader tilknyttet strømforbruk

	<b>Verdi</b>	<b>Benevning</b>	<b>Kommentar</b>
Energiledd	0,052	kr/kWh	Egil Erstad
Effektledd	139	kr/kW/mnd	Egil Erstad
Fastledd	340	kr/mnd	Egil Erstad
Forbruksavgift	0,0048	kr/kWh	Egil Erstad
Strømpris	Nordpool spot + 0,02	kr/kWh	(NordPool 2017) og Egil Erstad

Tabell 11: Basis for produksjonsenheter i minimeringsmodellen.

	<b>Min (kW)</b>	<b>Maks (kW)</b>	<b>Virkningsgrad</b>
VP1	125	1249	Tilsvarende reell drift
KM2	258	1030	Beregnet med trendlinje fra reell drift i januar 2017
El-kjel	100	3000	100 %
Oljekjel	500	6000	90 % (Kvikstadhagen 2013)

## 5.4. Analyse energibrønner

### 5.4.1. Energiutnyttelse av brønnpark

For å beregne mengde varme som blir hentet ut eller dumpet til en brønnpark, kan en se på temperaturendringen i kollektorvæsken fra den går inn i brønnparken til den forlater brønnparken. Varmeenergi ut av brønnparken er en konsekvens av temperaturendring. Formel 15 for varmeenergi kan benyttes for å finne ut hvor mye energi som sirkulerer inn og ut av brønnparken. Tabell 3 viser egenskapene til kollektorvæsken som blir brukt i Kalnes Energisentral.

$$Q = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T \quad (15)$$

Hvor

Q= varmeenergi (J/s, W)

$\dot{m}$  = massestrøm (kg/h)

$C_p$ = spesifikk varmekapasitet (J/kgK)

$\Delta T$  = endring i temperatur (K)

(Cengel & Boles 2011)

Formelen ovenfor kan benyttes da Kalnes Energisentral har loggført data for temperaturer inn og ut fra brønnpark. Densiteten til kollektorvæsken og spesifikk varmekapasitet ved 0 °C er hentet ut fra simuleringsprogrammet CoolPack (CoolPack 2012). Varmeenergien er deretter beregnet, hvor positive verdier er uttak av energi og negative verdier er tilført varme, da  $\Delta T$  er  $T_{ut,brønn} - T_{inn,brønn}$ . Denne temperaturdifferansen i kollektorvæske er systemets utnyttelse av energibrønnene.

### 5.4.2 Balanse brønnpark

For å kartlegge energibalansen kan en bruke GTIP, hvor optimal utnyttelse av en brønnpark over en sesong gir en GTIP på 0 %. Siden det ikke er noe data for kollektorvæsketemperaturer i perioder hvor det kan dumpes varme til brønnparken, kan en likevel se hvor mye som må tilbakeføres for å opprettholde balansen i brønnparken



### 5.4.3. Driftstid brønnpark

Energibrønner er en stor del av investeringskostnadene i et energisystem. På bakgrunn av dette er det viktig at brønnene utnyttes bærekraftig og optimalt sammen med hele energisystemet. Kartlegging av driftstiden av brønnene er viktig for videre diskusjon. Stor driftstid forteller at uttak og dumping må overvåkes, da gradvis lavere temperaturer i brønnpark over flere år kan føre til lavere effektivitet og frost. Forst kan igjen føre til irreversible skader (Law & Dworkin 2016).

Brønnparken er koblet til systemet når det sirkulerer 100 l/s og koblet fra når det sirkulerer 40 l/s. Utnyttelsen av brønnparken er basert på målinger hvor kollektorvæsken sirkulerer med 100 l/s.

### 5.4.4 Temperaturer i kollektorvæske

En viktig del i analyseringen av brønnparken er å kartlegge temperaturen i kollektorvæsken. Temperaturen kan gi svar på om energibrønnene utnyttes på en slik måte at det fremmer en langsiktig levetid, hvor effektiviteten mellom brønnparken og VP1 forblir stabil, og problemer med frost ikke oppstår. Målinger er fra november 2016 – februar 2017, det gjør at fokuset er på varmeuttaket fra brønnparken.

#### *Temperaturendring i kollektorvæske*

Ved å kartlegge temperaturendringen har man i analysen sett på hvordan energibrønnene blir utnyttet, og om temperatur nærmer seg nivåer som områder som gir signal for redusert effektivitet for systemet i sin helhet. Disse resultatene er videre sett opp mot teorien beskrevet i kapittel 2.2.7: Temperatur i brønnen.

#### *Kollektorvæsketemperatur i den kaldeste måneden*

For optimal utnyttelse og bruk av brønnparken så bør ikke temperaturen i kollektorvæsken være under 0 °C i den kaldeste måneden i året. Ved å finne den kaldeste måneden for analyseperioden, kan en undersøke temperaturnivået til kollektorvæsken. Temperaturen i kollektorvæsken er gjennomsnittet av temperatur til brønnpark og temperaturen ut av brønnparken (Banks 2012).

#### *Kollektorvæsketemperaturens påvirkning på COP<sub>v</sub> til VP1*

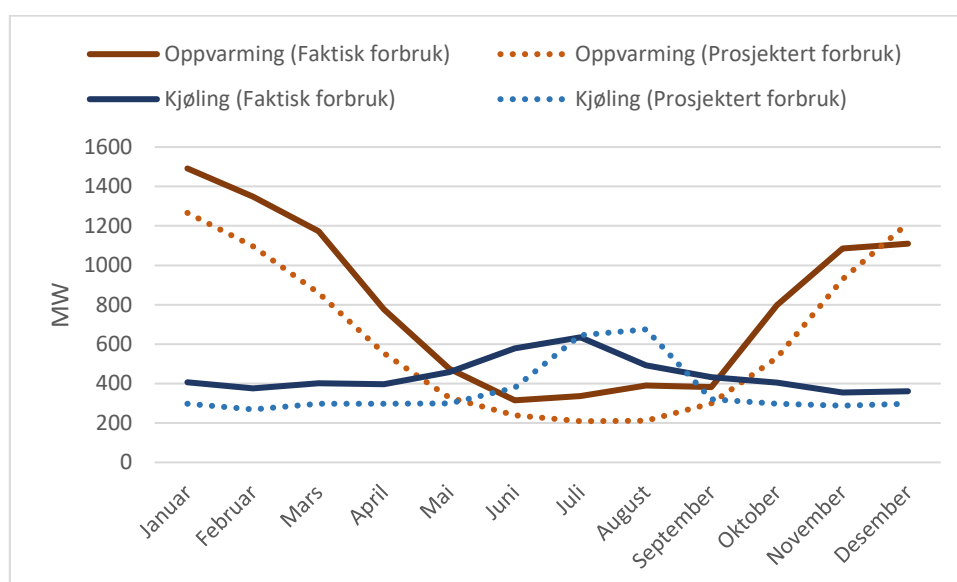
Temperaturen til kollektorvæsken blir forklart i teorien, med at lavere temperatur i væsken fører til en lavere COP<sub>v</sub> til VP1. Ved å sammenligne effektfaktoren til VP1 med temperaturen til kollektorvæsken, vil man bekrefte eller avkrefte det ved Kalnes Energisentral.

## 6. Resultat

I dette kapittelet presenteres resultatene fra de innhentede måneds-, døgn- og timesdataene. Resultatkapittelet tar først for seg den overordnede energileveransen, før man går i dybden for å vurdere driften til anlegget.

### 6.1. Levert energi

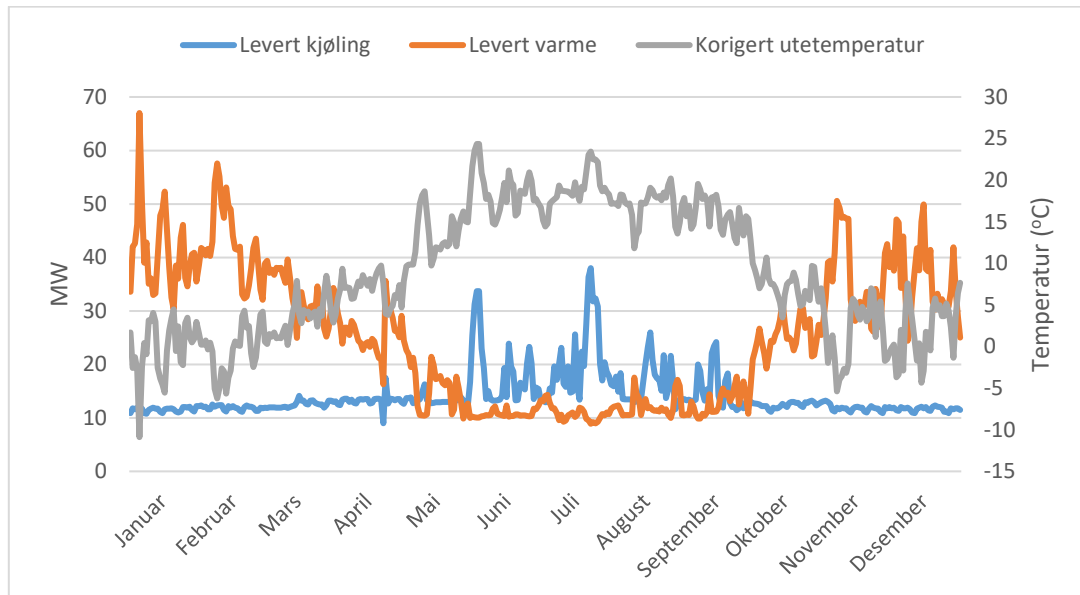
Sykehuset Østfold sitt årlige energibehov til oppvarming og nedkjøling, ble før driftsstart prosjektert til å ligge på henholdsvis 7 741 MWh og 4 364 MWh (FuturumEnergi 2011). Data hentet fra energisentralen viste imidlertid et større energibehov enn originalt prosjektert. Totalt var oppvarming- og nedkjølingsbehovet i løpet av 1 års drift henholdsvis 9 700 MWh og 5 300 MWh. Figur 22 viser månedlig oppvarming og nedkjøling gjennom 1 år, og man ser at det faktiske energibehovet er større enn prosjektert behov for store deler av året. Det faktiske oppvarming- og nedkjølingsforbruket var med dette omtrent 25 % og 22 % større enn prosjektert.



Figur 22: Prosjektert og faktisk årlig oppvarming- og nedkjølingsbehov. Månedsopløsning

Mens Figur 22 presenterer månedlig varme- og kjølebehov, viser Figur 23 tilsvarende behov per døgn. Totalt mangler det 83 døgn av døgndatasettet fra å være et komplett år, hvor månedene mai og juni har færrest representerte data. Energibehovet er derfor estimert basert på våre beregnede utetemperaturer slik at man får en sammenhengende graf og et tydeligere bilde på hvordan behovet endres gjennom et år. I Figur 23 ser vi hvordan varmebehovet avtar med økt utetemperatur. Tilsvarende trend finner vi for kjølebehovet, hvor behovet øker som følge av økt utetemperatur. Unntakene for varmebehovet er på sommerstid når utemperaturen er i en slik størrelsesorden at

romoppvarming ikke er nødvendig og det eneste varmebehovet er tappevann. For kjølebehovet er tilsvarende scenario å finne på vinterstid. Behovet for romnedkjøling er ikke til stede i høst og vintermånedene, hvor grunnbehovet for disse periodene er prosessnedkjøling av teknisk utstyr.



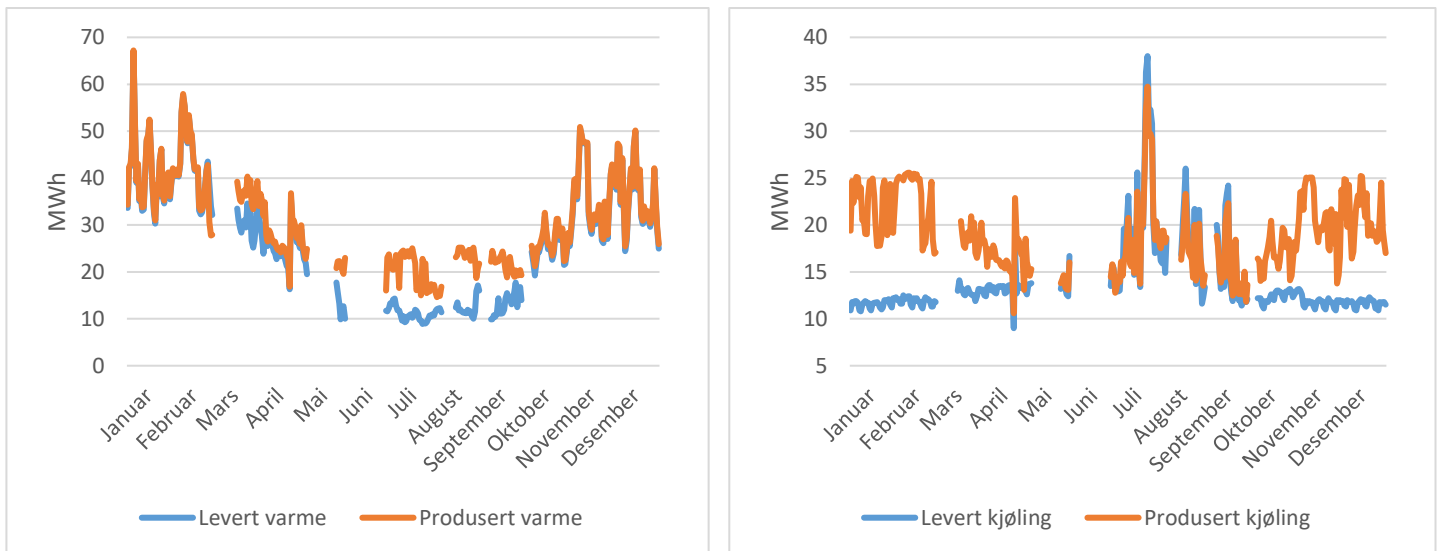
Figur 23: Levert varme og kjøling per døgn over 1 år. Manglende data er lagt inn med lineærregresjon. Døgndata.

## 6.2. Produksjonsfordeling over 1 år

Da Kalnes energisentral produserer og benytter seg av både varme og kjøling samtidig, vil mengden produsert energi tidvis være større enn mengden de leverer. Dette vil si at det ikke alltid er balanse mellom produsert energi og faktisk behov.

På vinterstid når oppvarmingsbehovet er størst vil varmepumpene produsere varmeenergi frem til dette behovet er dekket. Da varmepumpene produserer varme og kjøling samtidig, vil produksjonen av kjøling fortsette frem til varmebehovet er oppfylt. Kjøleproduksjon vil dermed bli noe større enn faktisk kjølebehov. I grafen for levert og produsert kjøling, t.h. i Figur 24, ser vi hvordan produsert kjøling på vinterstid er mye større enn levert kjøling til sykehuset.

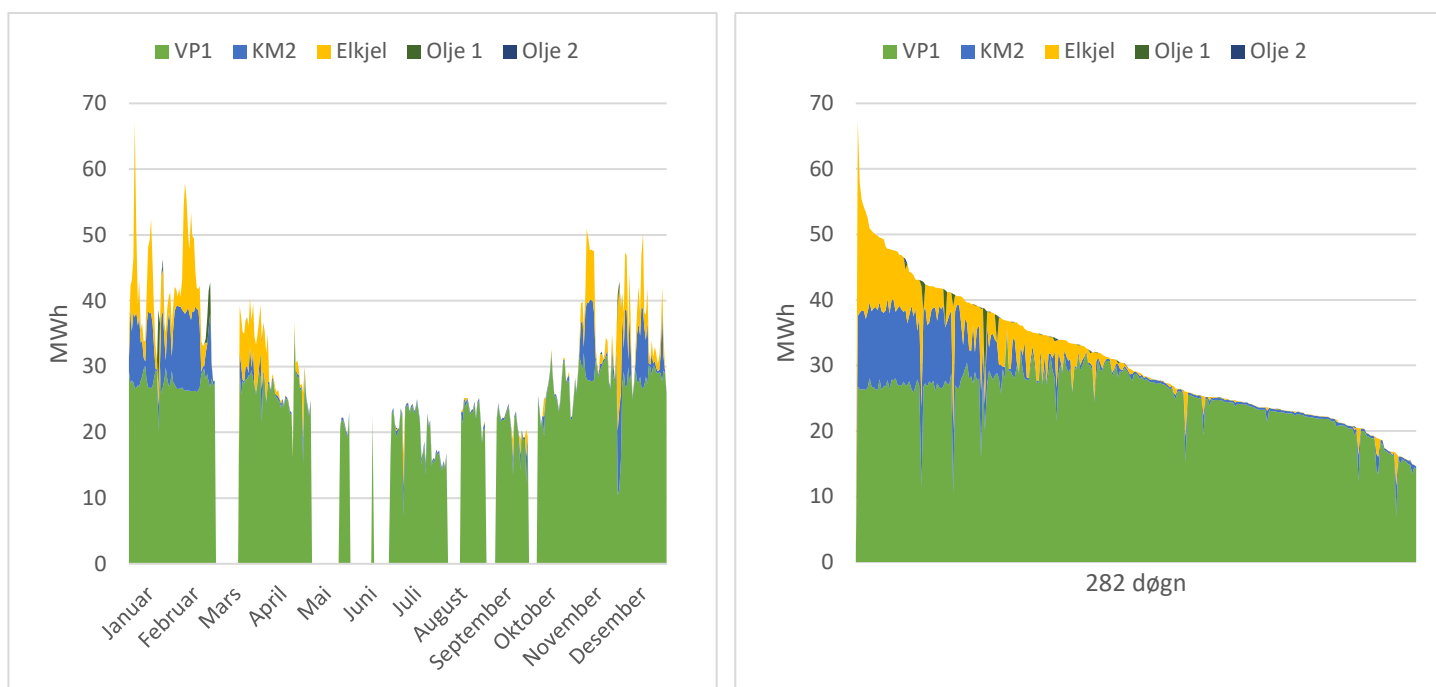
I sommermånedene når kjølebehovet er størst oppstår det en tilsvarende ubalanse mellom produsert og levert varme. Varmepumpene som produserer kjøling frem til behovet er nådd, vil samtidig produsere varme selv om varmeproduksjonen overstiger behovet. Dette kommer til uttrykk t.v. i Figur 24 ved at levert varme ligger noe lavere enn produsert varme. For noen sommerperioder t.h. i Figur 24 er levert kjøling større en produsert kjøling. Dette kommer antagelig av feil i loggføringen av kjøleproduksjon. I virkeligheten er kjøleproduksjonene tilsvarende levert kjøling.



Figur 24: Produsert og levert energi. T.v levert og produsert varme. T.h levert og produsert kjøling. Døgndata.

### 6.2.1. Varmeproduksjon

Varmeproduksjon fra de ulike produksjonsenhetene for 282 representative døgn, har gitt en varmeproduksjonsprofil presentert t.v. i Figur 25. Grafen t.v. i Figur 25 viser hvordan VP1 i hovedsak klarer å dekke varmebehovet opp til ca. 27 MWh/døgn fra perioden sent vår (april/mai) til midt høst (oktober). For de kalde periodene når varmebehovet øker, starter KM2 å produsere. El-kjel supplerer der varmebehovet er størst, med unntak i overgangen mellom mars og april. For denne perioden stod KM2 for en lav varmeproduksjon, mens el-kjel som i utgangspunktet er beregnet for spisslast stod for en stor del varmeproduksjon. Oljekjelene har i liten grad vært i drift og fremtrer med dette ikke i grafen. Unntaket var i slutten av januar og februar måned, da oljekjel 1 manuelt ble satt i drift. Årsaken lå i ønske om å benytte seg av den lagrede bio-oljen som har begrenset holdbarhet.



Figur 25: Varmeproduksjonsprofil med produksjonsenheter. T.v periodisk produksjon gjennom 1 år. T.h varighetskurve. Døgnoppløsning.

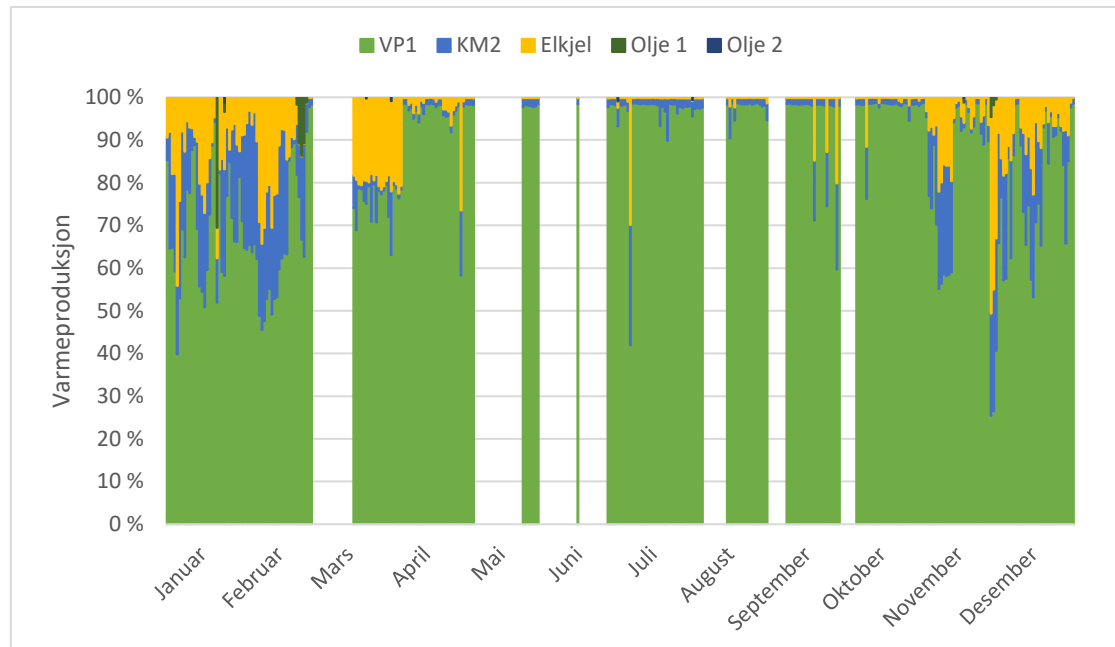
T.h. i Figur 25 presenteres varighetskurven for varmeproduksjonen til Kalnes. Grafen viser at VP1 står for hovedandelen av varmeproduksjonen, og er med dette anleggets grunnlast. KM2 produserer ca. 13 MWh/døgn og dekker med dette sammen med VP1 varmebehov opp til ca. 40 MWh/døgn. El-kjel er beregnet til å være spisslast og dekker med dette i utgangspunktet varmebehov over ca. 40 MWh/døgn. Spisskjelene oljekjel 1 og 2 har omtrent ikke vært i drift. Produksjonsområdet 30 – 40 MWh/døgn skal i utgangspunktet dekkes av KM2 noe den gjør i stor grad. Unntaket er ved varmebehov mellom ca. 30 – 37 MWh/døgn, hvor varmeproduksjonen fra KM2 er lav eller ikkeeksisterende. For denne perioden dekker el-kjelen det resterende varmebehovet som grunnlasten ikke dekker.

Fra de loggførte dataene i døgnoppløsning vist i Figur 26, har man kommet frem til at VP1 og KM2 dekker 91 % av varmebehovet. Tilsvarende beregninger utført på basis av timesdata, har gitt en produksjonsandel for VP1 og KM2 på 89 %.

Tabell 12: Varmeproduksjonsandel fra VP1, KM2, el-kjel og oljekjel for tilgjengelige 282 døgn

	Varmeproduksjon (%)
VP1	81
KM2	10
El-kjel	9
Oljekjel	< 0,1

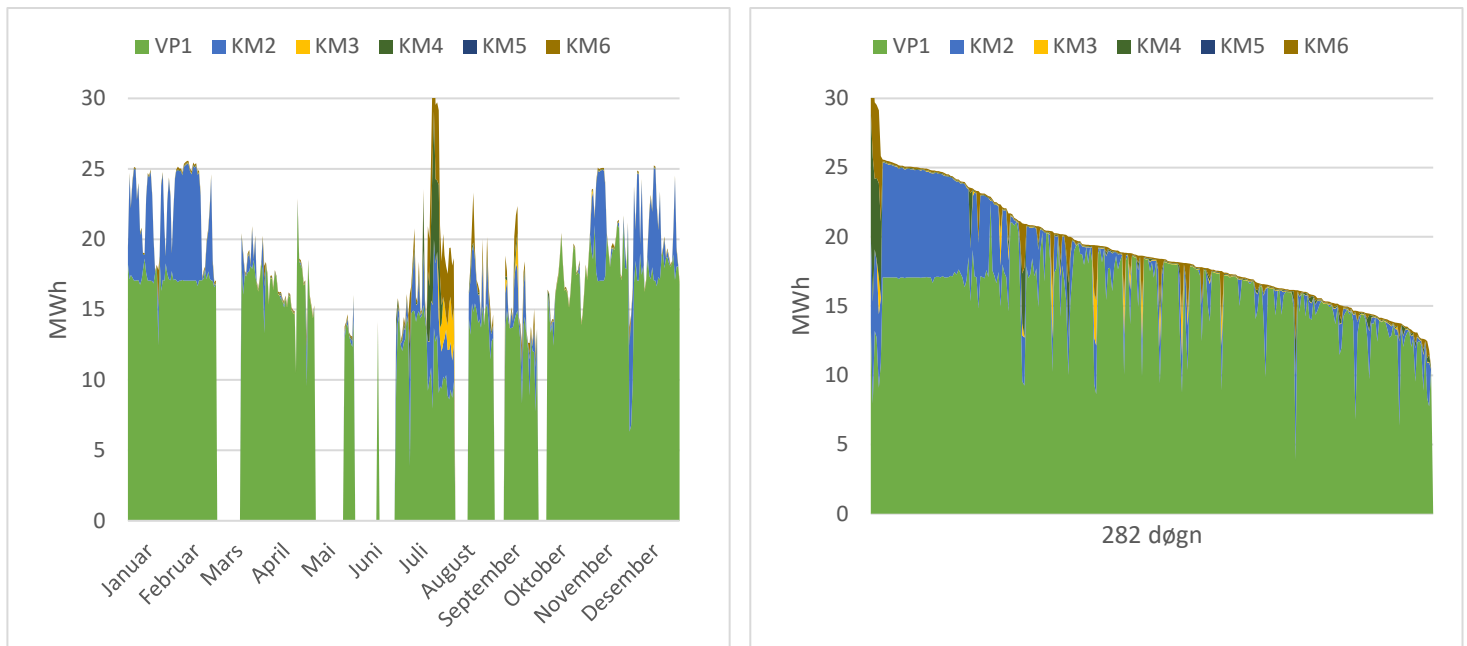
Datagrunnlaget for Figur 26 viste i tillegg at VP1 og KM2 stod for henholdsvis 81 % og 10 % av varmeproduksjonen. El-kjel stod for ca. 9 %, mens oljekjelene hadde en ubetydelig produksjonsandel på under 0,1 %, se Tabell 12.



Figur 26: Andel varmeproduksjon over 1 år fordelt på produksjonsheter. Døgnoppløsning.

### 6.2.2. Kjøleproduksjon

Figur 27 viser kjøleproduksjonsprofilen for de 282 representative døgnene, delt inn i produksjonsheter. Grafen t.v. i Figur 27 viser at kjøleproduksjonen er størst på vinterstid og for en liten periode i juli. Årsaken til stor kjøleproduksjon på vinterstid når behovet er lavt, ligger i at VP1 og KM2 er stilt inn for å dekke det største behovet. På vinterstid er varmebehovet størst noe som betyr at varmepumpene vil produsere mer kjøling enn nødvendig. På sommerstid når kjølebehovet er størst, omstilles varmepumpene for å oppfylle kjølebehovet. Kjøleproduksjonen vil på bakgrunn av dette, foregå kontinuerlig frem til varmebehovet er oppfylt. Kjølemaskinene KM3 – KM6 er spisslasten i anlegget, og blir i svært liten grad benyttet. I perioden april, mai, samt noen dager i juni og juli, klarer VP1 å dekke nedkjølingsbehovet. De resterende kjølemaskinene er for disse periodene ikke i drift.



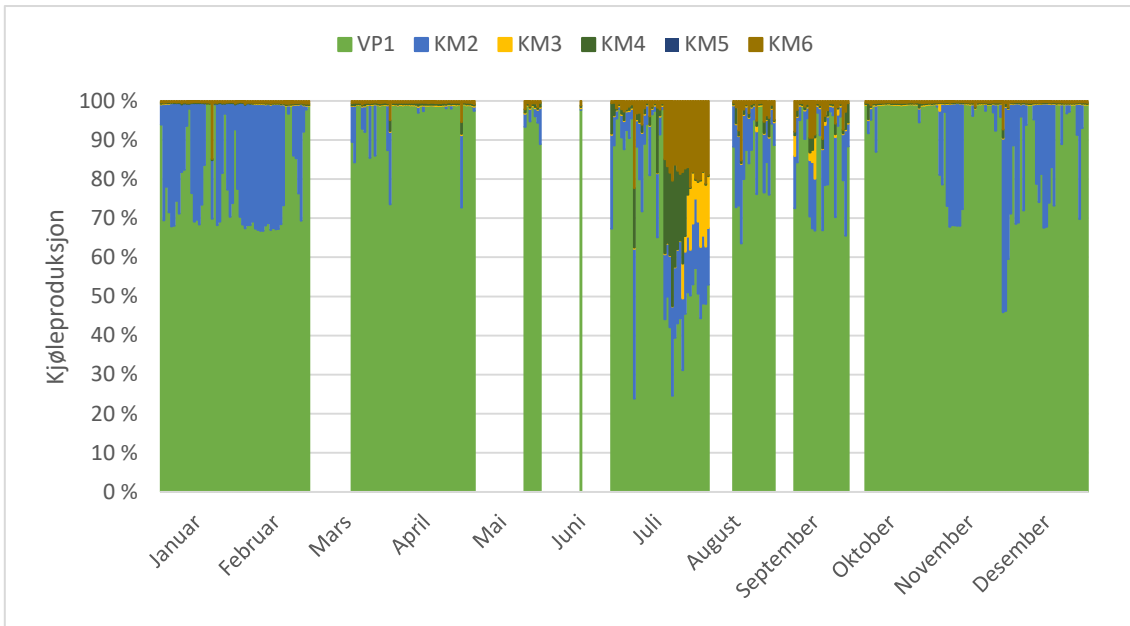
Figur 27: Kjøleproduksjonsprofil med produksjonsenheter. T.v periodisk produksjon gjennom 1 år. T.h varighetskurve. Døgnoppløsning

T.h i Figur 27 vises varighetskurven for kjøleproduksjon, og for periodene med størst produksjon har VP1 har en relativ stabil kjøleproduksjon på 17 000 MWh/døgn. Resterende produksjon utføres i hovedsak av KM2, med noe innputt fra spisslastene KM3 – KM6.

Tabell 13: Kjøleproduksjonsandel fra VP1, KM2 og KM3 - KM6 for tilgjengelige 282 døgn.

	<b>Kjøleproduksjon (%)</b>
VP1	82
KM2	13
KM3 – KM6	5

Figur 28 og Tabell 13 presenterer produksjonsandelen fra de ulike produksjonsenhetene per døgn, og for de representative 282 døgnene står VP1 for 82 % av kjøleproduksjonen. KM2 er den nest største produksjonsenheten og står for 13 %. Den resterende kjøleproduksjonen på 5 % produseres av KM3 – KM6. Av de 4 kjølemaskinene, KM3 – KM6, har KM5 nesten ikke vært i drift, med en maksimal produksjon på 21 kWh/døgn.



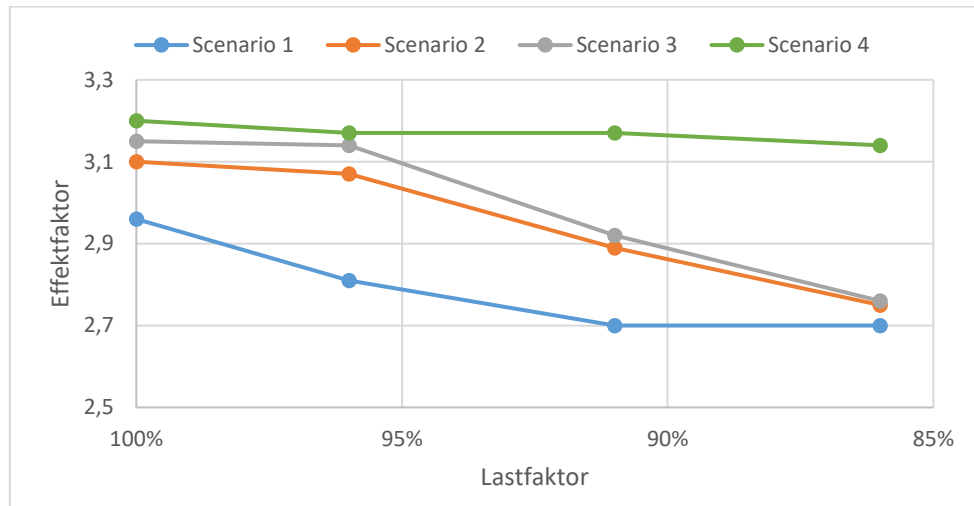
Figur 28: Andel kjøleproduksjon over 1 år fordelt på produksjonseenheter. Døgnoppløsning



## 6.3. Varmepumpeanalyse

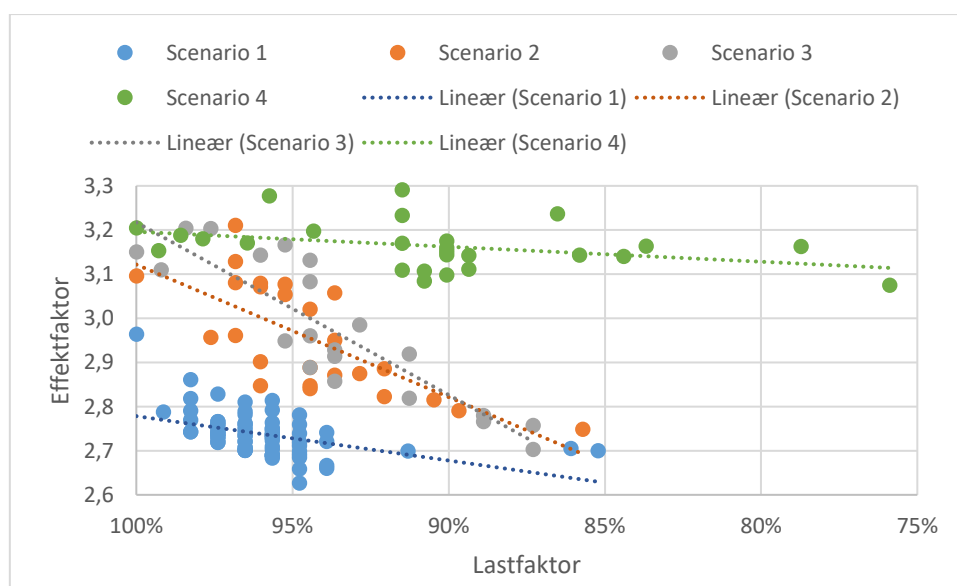
### 6.3.1. Lastfaktor

Analysen av  $COP_v$  til VP1 ved ulike lastfaktorer viser at effekt faktoren reduseres når varmeytelsen reduseres. I Figur 29 ser vi at alle de 4 scenariene, som er forklart i metodekapittelet 5.3.1: Lastfaktor, med hver sin respektive  $COP_v$  er størst ved maksimal varmeytelse. I perioder hvor varmeytelsen reduseres, reduseres også effekt faktoren. Til tross for dette holder effekt faktoren seg relativt stabil.



Figur 29: Endring i VP1 sin  $COP_v$  ved delast

Figur 30 viser  $COP_v$  for hvert scenario ved ulike lastfaktorer. Effekt faktoren for scenario 3 er jevnt over større enn de andre scenariene, og scenario 1 er noe lavere enn scenario 2. Til tross for dette skiller effekt faktoren mellom scenariene på det meste 0,7. I tillegg er effekt faktoren for hvert av scenariene relativt stabile, med en maksimal differanse ved scenario 3 på 0,5.



Figur 30: Plottdata av lastfaktor og  $COP_v$  for VP1. Timesdata ved satt turtemperatur for kond. og fordamp.

### Scenario 1

Scenario 1 som er det valgte scenariet med høyest temperturløft og lavest turtemperatur på fordampersiden, har en gjennomsnittlig lavere COP<sub>V</sub> enn de andre scenariene. Varme og kjøleytelsen ligger på henholdsvis 990 – 1 150 kW og 628 – 722 kW, med en kompressoreffekt mellom 366 – 391 kW. Som følge av de valgte temperaturene er dette en driftsituasjon som i hovedsak oppstår på vinterstid i januar og februar måned. Den laveste varmeytelsen lå på 990 kW noe som tilsvarer en reduksjon på 14 %. For COP<sub>V</sub> ga dette en reduksjon fra maksimale 2,96 til 2,70. Det tilsvarte en reduksjon på i underkant av 8 %. Prosentvis endring i varmeytelse er dermed høyere enn for effekt faktoren.

Figur 30 viser at COP<sub>V</sub> ved scenario 1 har nest lavest nedgang av de valgte scenariene, ved varmeytelse ned til 86 %. Plottverdiene har i tillegg en god samlet plassering.

Tabell 14: Dellast og COP<sub>V</sub> for scenario 1.

Ytelse	Driftstilstand retur- / turtemperatur i ford / kond °C / °C	Varmeytelse kW	Kuldeytelse kW	Effekt tilført kompressor kW	COP <sub>V</sub>	Tidspunkt dd.mm.åååå tt:mm
100 %	0 / 60	1150	722	388	2,96	06.02.2017 03:00
96 %	0 / 60	1100	710	391	2,81	24.01.2017 12:00
81 %	0 / 60	1050	655	389	2,70	25.01.2017 11:00
86 %	0 / 60	990	628	366	2,70	04.02.2017 01:00

### Scenario 2

Varme – og kjøleytelsen for scenario 2 varierte fra henholdsvis 1 080 – 1 260 kW og 706 – 798 kW. Kompressorens tilførte effekt varierte fra 385 kW til 407 kW, og sammen med varmeytelsen ga dette en COP<sub>v</sub> henholdsvis 2,75 og 3,10. Ved 86 % varmeytelse ble effektfaktoren redusert med 11 % noe som er en større reduksjon enn for scenario 1. På lik linje med scenario 1 viser scenario 2 at effektfaktoren har en lavere prosentvis endring enn varmeytelsen.

Tabell 15: Dellast og COP<sub>v</sub> for scenario 2.

Ytelse	Driftstilstand retur- / turtemperatur i ford / kond °C / °C	Varmeytelse kW	Kuldeytelse kW	Effekt tilført kompressor kW	COP <sub>v</sub>	Tidspunkt dd.mm.åååå tt:mm
100 %	2 / 60	1260	798	407	3,10	16.11.2016 07:00
96 %	2 / 60	1210	756	394	3,07	01.12.2016 22:00
81 %	2 / 60	1160	727	402	2,89	27.02.2017 01:00
86 %	2 / 60	1080	706	385	2,75	04.11.2016 15:00

### Scenario 3

Scenario 3 sin varme– og kjøleytelse varierte fra henholdsvis 1 100 – 1 260 kW og 675 – 773 kW. Da kompressorens tilførte effekt hadde en øvre og nedre grense på 400 kW og 386 kW, lå COP<sub>v</sub> på 2,75 – 3,15. Ved varmeytelse på 86 % viste det seg at effektfaktoren ble redusert med i overkant av 12 %. Scenario 3 har med dette en større reduksjon i effektfaktor enn scenario 2 ved dellast på 86 %.

Tabell 16: Dellast og COP<sub>v</sub> for scenario 3.

Ytelse	Driftstilstand retur- / turtemperatur i ford / kond °C / °C	Varmeytelse kW	Kuldeytelse kW	Effekt tilført kompressor kW	COP <sub>v</sub>	Tidspunkt dd.mm.åååå tt:mm
100 %	2 / 58	1260	773	400	3,15	06.11.2016 07:00
96 %	2 / 58	1210	727	385	3,14	18.12.2016 04:00
81 %	2 / 58	1150	712	394	2,92	30.11.2016 22:00
86 %	2 / 58	1100	675	399	2,76	30.01.2017 11:00

#### Scenario 4

Som følge av at scenario 4 har den største varmeytelsen, er også ytelsesreduksjonen ved 86 % størst for dette scenariet. Den høyeste og laveste varmeytelsen var for de satte turtemperaturene henholdsvis 1 410 og 1 210 kW. Kuldeytelse og kompressoreffekt lå på henholdsvis 760 – 890 kW og 385 – 440 kW. På grunn av den lave reduksjonen i kompressoreffekt ved 86 % varmeytelse, lå COP<sub>v</sub> mellom 3,17 og 3,20. Reduksjonen i effektfaktor var dermed i underkant av 1 %, ved lastfaktor på 86 %.

I Figur 30 ser vi at trendkurven til COP<sub>v</sub> for scenario 4 er tilnærmet flat. Plotdataene viser noe variasjon ved lastfaktor på 91 %, men trenden viser at effektfaktoren holder seg relativt stabilt fra 86 % til 100 %.

Tabell 17: Dellast og COP<sub>v</sub> for scenario 4.

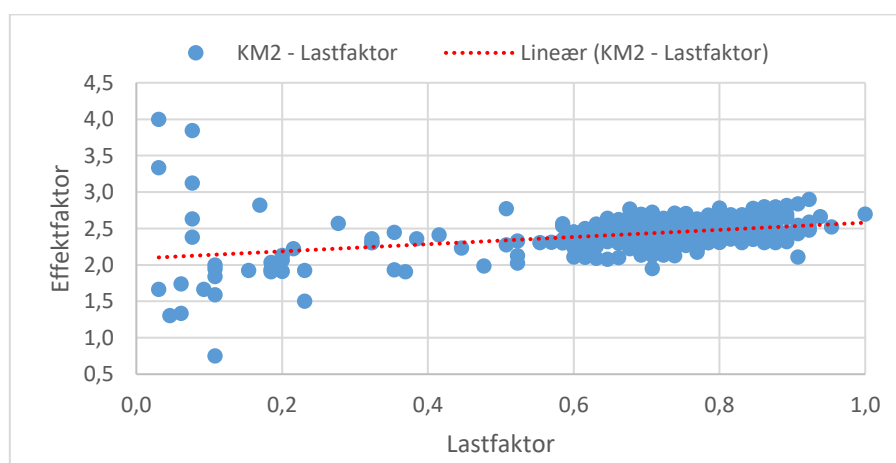
Ytelse	Driftstilstand retur- / turtemperatur i ford / kond °C / °C	Varmeytelse kW	Kuldeytelse kW	Effekt tilført kompressor kW	COP <sub>v</sub>	Tidspunkt dd.mm.åååå tt:mm
100 %	7 / 58	1410	890	440	3,20	02.11.2016 22:00
96 %	7 / 58	1369	890	429	3,17	03.11.2016 03:00
81 %	7 / 58	1290	810	407	3,17	28.04.2016 07:00
86 %	7 / 58	1210	760	385	3,14	24.04.2016 20:00

### 6.3.2. Effektfaktor og lastfaktor

Fra teorikapittel 2.1.5: Lastfaktor, og som vist i resultatene for 6.3.1: Lastfaktor, vil  $COP_V$  påvirkes av lastfaktoren. Eventuelle effektfaktorer som spriker fra normalen kan dermed forklares av lastfaktoren. For å vurdere om lastfaktoren til varmepumpene kan ha hatt innvirkning på ekstreme verdier ble det gjennomført en analyse som setter timesbasert  $COP_V$  opp mot de respektive lastfaktorene.

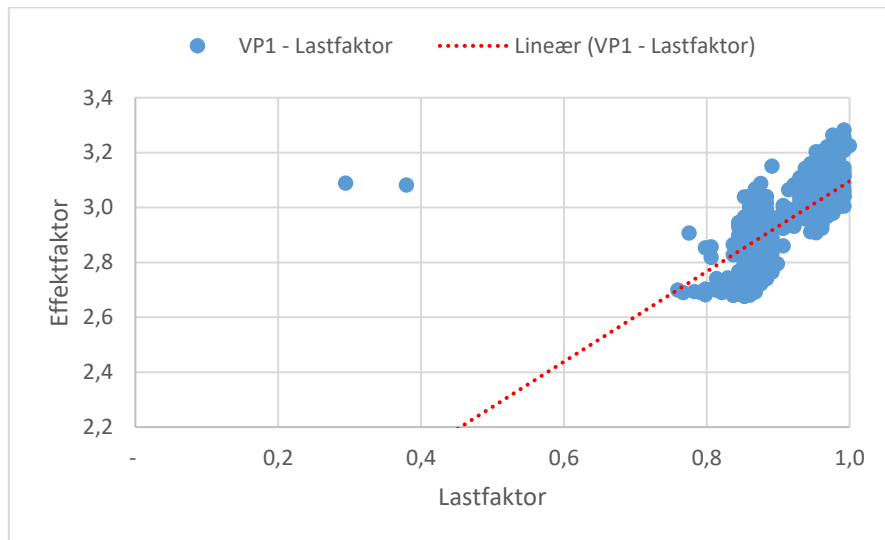
Resultatet fra analysen er presentert i vedlegg B med unntak av januar som er vist i Figur 31 og Figur 32. For resultatene i vedlegg B er de mest ekstreme verdiene som avviker fra normal drift luket bort, eksempelvis ved driftsstans og driftsstart. En gjennomgående trend for varmepumpene og de respektive månedene er en lav  $COP_V$  ved lav lastfaktor. Siden effektfaktoren øker i takt med lastfaktoren så kan den lave lastfaktoren være en av årsakene til lav effektfaktor (Lu et al. 2014). I tillegg ser vi at kurvene for  $COP_V$  og lastfaktor i vedlegg B for VP1 og KM2 ikke er like. VP1 som er grunnlasten i anlegget og dermed er beregnet for å jobbe på maks kapasitet har en generelt høyere effektfaktor enn KM2 ved en lastfaktor på 100 %. Derimot er effektfaktorreduksjonen ved redusert lastfaktor større for VP1.

Resultatene i vedlegg B og da først og fremst for KM2, viser en varierende  $COP_V$  ved drift med relativ lav lastfaktor. Dette kommer av at varmebehovet til sykehuset har vært i en slik størrelse at KM2 har slått av sin produksjon. I slike situasjoner hvor varmepumpene ikke driftes en hel time vil man få målinger med lavere varmeuttak enn normalt. For KM2 kommer dette frem i januar måned i form av lastfaktor ned til 0 %, se Figur 31.  $COP_V$  ved disse driftssituasjonene varierer fra 0,7 til 4,0, og noe av variasjonen kan derfor forklares med driftsstans og driftsstart. Tilsvarende tendenser er å finne i de resterende månedene, men dette er fjernet for å få et godt bilde av reell drift.



Figur 31:  $COP_V$  og lastfaktor for KM2 i januar 2017. Inkludert data ved driftsstans og driftsstart. Timesdata

For VP1 i januar oppstod det en driftsstans 21. januar mellom kl.15:00 og kl.22:00. Lastfaktoren for denne driftssituasjonen som inkluderte driftsstans og driftsstart, vist i Figur 32, var på 38 % og 29 %.  $COP_V$  for disse lastfaktorene lå på 3,1. Dette viser at effektfaktor ved lav lastfaktor kan variere fra normalen, og vil gi effektfaktorer som ikke er realistiske med tanke på normal drift.



Figur 32:  $COP_V$  og lastfaktor for VP1 i januar 2017 inkludert data for driftsstart og driftsstans. Timesdata

### 6.3.3. Temperaturløft mellom fordamper og kondensator – VP1

I kapittel 6.3.1: Effektfaktor og lastfaktor hvor vi så på  $COP_V$  ved varierende lastfaktor ble det tatt utgangspunkt i 4 scenarier med hver sin respektive turtemperatur ut fra kondensator og returtemperatur inn til fordamper. Scenario 1 og 2 med sin turtemperatur fra kondensator på 60 °C hadde et temperaturløft mellom kondensator og fordamper på henholdsvis 60 K og 58 K. Scenario 3 og 4 med turtemperatur fra kondensator på 58 °C hadde et temperaturløft på henholdsvis 56 K og 51 K. Figur 29 fra kapittel. 6.3.1: Lastfaktor, viser hvordan scenario 2 med lik turtemperatur fra kondensator som scenario 1, men med et lavere temperaturløft har høyere effektfaktor både ved 100 % og 86 % lastfaktor. Tilsvarende ser vi for scenario 3 og 4 hvor scenario 4 med lavest temperaturløft har størst effektfaktor. I snitt viser resultatene en økning i effektfaktor på 2 % for hver 1 °C reduksjon i temperaturløft.

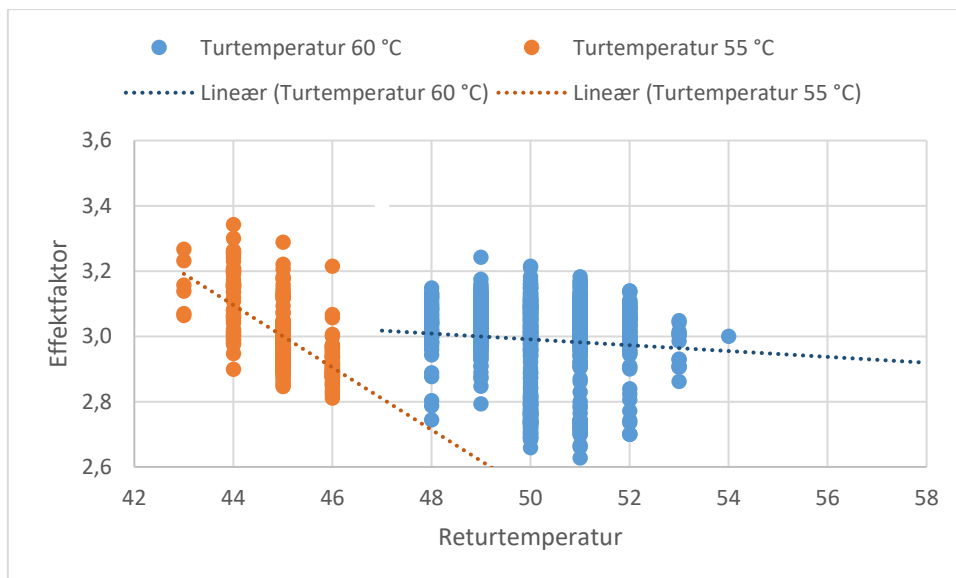
Totalt for alle de tilgjengelige timesdataene med ulike temperaturer i fordamper og kondensator, så varierer temperaturløftet til VP1 i hovedsak mellom 48 K og 62 K hvorav 54 K forekommer flest ganger. Temperaturløftet var også omtrent 5 K høyere i vintermånedene enn for april og juli.

#### 6.3.4. Tur – og returtemperatur kondensator

Analysen av  $COP_v$  i forhold til temperaturløftet i kondensatoren til VP1 og KM2 viste at redusert temperaturløft ga høyere effektfaktor. Redusert turtemperatur fra kondensator ga dermed en høyere effektfaktor både for VP1 og KM2.

##### VP1

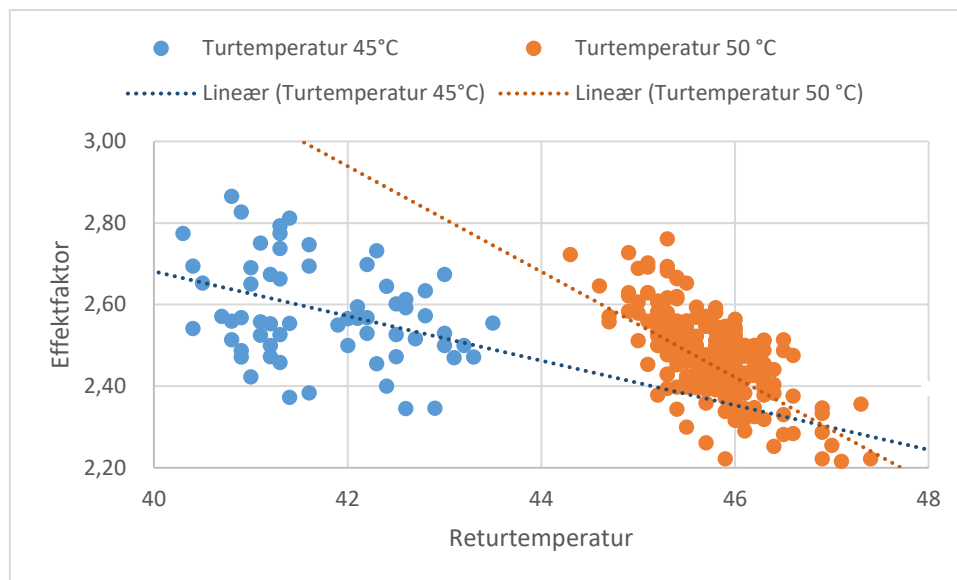
VP1 som er dimensjonert for maksimal turtemperatur på  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$  har i snitt et temperaturløft på 10 K. For de valgte turtemperaturene  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$  og  $55\text{ }^{\circ}\text{C}$  varierte temperaturløftet mellom henholdsvis 6 – 12 K og 9 – 14 K. Temperaturløftet i kondensatoren ved  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$  kan ut fra Figur 33 sees å ha liten innvirkning på effektfaktoren. De største variasjonene i effektfaktoren foregår ved konstant temperaturløft, og er istedenfor påvirket av temperaturløftet mellom fordampere og kondensator. For turtemperatur på  $55\text{ }^{\circ}\text{C}$  har temperaturløftet større innvirkning på effektfaktoren enn ved  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ , uttrykt med en brattere lineærkurve. Ved returtemperatur og turtemperatur på henholdsvis  $44\text{ }^{\circ}\text{C}$  og  $55\text{ }^{\circ}\text{C}$  varierer effektfaktoren med 0,4.



Figur 33:  $COP_v$  og temperaturløft i kondensator til VP1

## KM2

KM2 med sin maksimale dimensjonerte turtemperatur på 50 °C har et gjennomsnittlig temperaturløft på 4 K. Temperaturløftet ved en turtemperatur ut fra kondensator på 50 °C varierte med 2 – 6 K, så Figur 34. Ved 45 °C turtemperatur fra kondensator lå variasjonen på 2 – 5 K. For KM2 kan det på lik linje med VP1 se ut som at temperaturløftet i kondensatoren har noe innvirkning på  $COP_v$ , men at det i hovedsak er temperaturløftet mellom kondensator og fordamper som har størst innvirkning. Dette kommer av de store variasjonene i effektfaktoren ved tilnærmet konstant tur- og returtemperatur ved kondensator. De store avvikene i effektfaktoren til turtemperatur 50 °C kan i tillegg sees i sammenheng med ofte foregående driftsstans og driftsstart.



Figur 34:  $COP_v$  og temperaturløft i kondensator til KM2



### 6.3.5. Døgn og månedlig effektfaktorvariasjon

Analysen av døgn og månedlig effektfaktorvariasjon er organisert i måneder og døgn for å først få et bilde av effektfaktorens variasjon gjennom en måned, før man går i dybden i enkeltdøgn. Ved å se på enkeltdøgn får man en bedre forståelse av hvor godt VP1 og KM2 driftes i forhold til eksterne faktorer som utetemperatur, varmebehov og tur- og returtemperatur i varmepumpen.

#### Månedsvariasjon

Beregningene av  $COP_V$  til VP1 og KM2 for de valgte månedene er presentert i vedlegg A. Figurene av effektfaktorvariasjon per måned i vedlegg A viser en relativ stabil effektfaktor for VP1 for alle de representative månedene. Til tross for en stabil effektfaktor er det tre tilfeller hvor effektfaktoren får ekstremverdier i forhold til gjennomsnittet. To av disse tilfellene oppstod i slutten av november i forbindelse med driftsstans hvor effektfaktoren gikk opp til 3,80. Det tredje tilfellet var i slutten av april, og kan også kobles opp mot driftsstans. For dette tilfellet var  $COP_V$  4,00 som også er den største verdien målt for VP1, så Tabell 18. I forhold til gjennomsnittet på 2,95 tilsvarer effektfaktortoppen en økning på 1,05. Den laveste målte effektfaktoren til VP1 på 2,63 oppstod i februar og hadde derimot ikke noe å gjøre med driftsstansene. Som vist i vedlegg A i Tabell 27 for februar var dette en måned med lavere gjennomsnittlig  $COP_V$  enn snittet for alle månedene som er vist i Tabell 18.

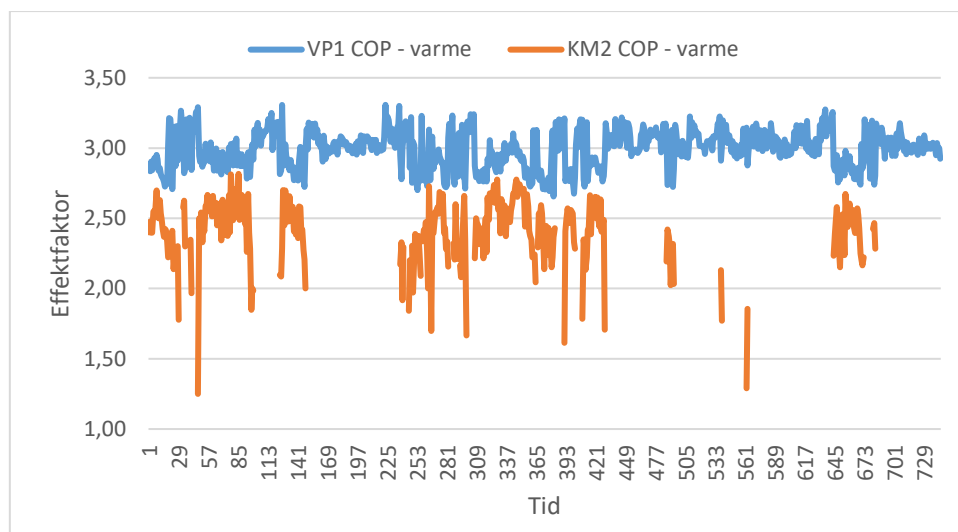
Tabell 18:  $COP_V$ , driftstimer og produksjonsandel pr. produksjonsenhet i januar, februar, april, november og desember.

	<b>Snitt (<math>COP_V</math>)</b>	<b>Størst (<math>COP_V</math>)</b>	<b>Minst (<math>COP_V</math>)</b>	<b>Driftstid (timer)</b>	<b>Prod. andel varme (%)</b>
VP1	2,95	4,00	2,63	3 405	76
KM2	2,46	4,00	0,42	1 770	13
El-kjel	-	-	-	1 903	10
Olje 1 og 2	-	-	-	86 / 4	1

For KM2 i de valgte månedene var det større variasjon i  $COP_V$  sammenlignet med VP1. På lik linje med VP1 så kan ekstremverdiene av effektfaktoren knyttes til driftsstans og driftsstart. Hyppigheten av driftsstans kan også sees å være årsaken til flere ekstremverdier, og ut fra de månedlige figurene av effektfaktoren i vedlegg A ser man at KM2 har over 1 driftsstans per uke. Den største målte effektfaktoren var 4,00 mens den minste verdien var 0,42, se Tabell 18. I tillegg til å ha stor effektfaktorvariasjon var den gjennomsnittlige effektfaktoren for de representative månedene omtrent 0,5 lavere for KM2. Dette kan i hovedsak ses i sammenheng med at KM2 er en kjølemaskin

med varmegjenvinning, mens VP1 i hovedsak er en varmepumpe. Samtidig jobber varmepumpene med ulike tur – og returtemperaturer og som forklart i teoriavsnittet vil dette ha innvirkning på effekt faktoren.

Ser vi på vintermåneden desember 2016 så var perioden preget av varierende utetemperatur fra  $-8^{\circ}\text{C}$  til  $10^{\circ}\text{C}$  med et gjennomsnitt på  $2^{\circ}\text{C}$ . Siden varmebehovet påvirkes av utetemperaturen var det også en varierende varmeproduksjon som vist t.v i Figur 25. Som følge av perioder med lavere etterspørsel etter varme fikk man en effektfaktorgraf med flere bruddstykker, se Figur 35.  $\text{COP}_V$  til VP1 var noe varierende men på grunn av ingen hendelser som krevde driftsstans så oppstod det ingen ekstremverdier. KM2 på sin side hadde på grunn av flere tilfeller av driftsstans, en effektfaktor ned på 1,25, se Tabell 19.



Figur 35: VP1 og KM2 timesbasert  $\text{COP}_V$  i desember 2016

Som følge av at varmebehovet var varierende hadde KM2 en driftstid på 314 timer mens VP1 var i drift hele måneden, Tabell 19. I periodene hvor KM2 ikke produserte men hvor VP1 ikke klarte å levere nok varme så måtte el-kjelen være i drift. Dette er årsaken til at el-kjelen er oppført med flere driftstimer enn KM2.

Tabell 19: COP<sub>v</sub>, driftstimer og produksjonsandel pr. produksjonsenhet i desember

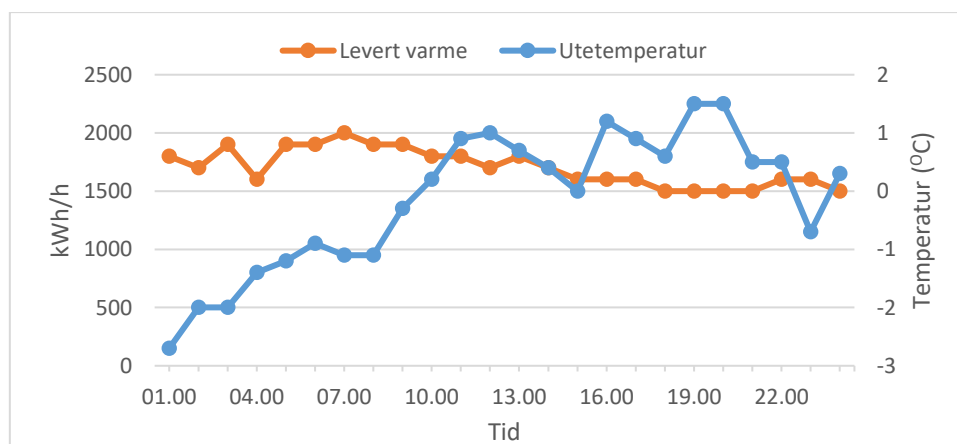
	Snitt (COP <sub>v</sub> )	Størst (COP <sub>v</sub> )	Minst (COP <sub>v</sub> )	Driftstid (timer)	Prod. andel varme (%)
VP1	3,00	3,30	2,66	744	78
KM2	2,40	2,82	1,25	314	12
El-kjel	-	-	-	459	10
Olje 1 og 2	-	-	-	- / -	-

### Døgnvariasjon

For å analysere effektfaktorens døgnvariasjon ble det valgt å se på døgnene 5. januar, 12. februar, 24. april, 8. november og 1. desember. Døgnanalysene for januar, februar, april og november ligger sammen med månedsanalysene i vedlegg A, mens døgnet 1. desember utdypes i kommende avsnitt.

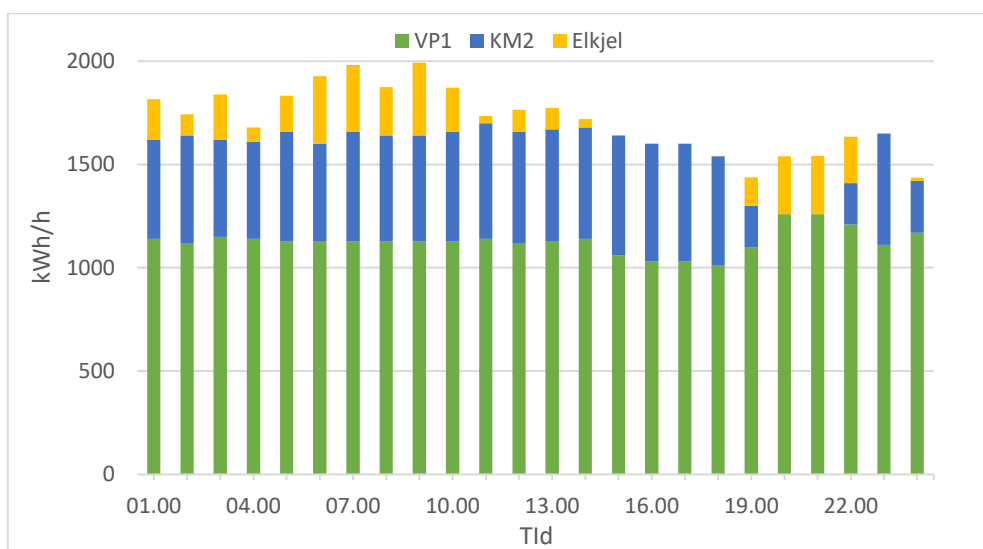
De valgte døgnene gjenspeiler den månedlige variasjonen i COP<sub>v</sub> hvor VP1 i gjennomsnitt har en jevnere og høyere effektfaktor enn KM2. 5. januar og 12. februar er begge døgn hvor varmebehovet er i en slik størrelsesorden at VP1, KM2 og el-kjel driftes kontinuerlig. Døgnforskjellene kommer i form av stort energibehov 5. januar og høy utetemperaturvariasjon 12. februar. 24. april var et døgn hvor KM2 ikke var i drift og 8. november hadde en høy produksjonsandel på 24 %. 1. desember var på sin side et døgn preget av periodisk driftsstans av KM2.

Torsdag 1. desember 2016 var et døgn med relativ liten variasjon i utetemperaturen. Figur 36 viser at utetemperaturen steg med 4,2 K mellom kl.01:00 – kl.19:00 før temperaturen ble redusert utover kvelden. Samtidig ser vi hvordan kurven for levert varme har en reduserende trend som følger stigningen i utetemperaturen. Den reduserende trenden medførte reduksjon i levert varme tilsvarende 500 kWh.



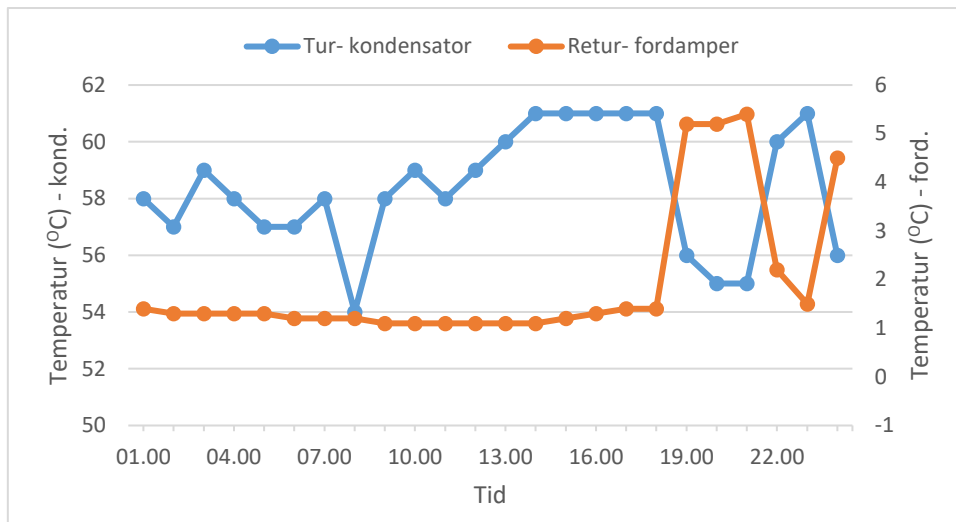
Figur 36: Levert varme og utetemperatur, 1. desember 2016

Som følge av den reduserte varmeproduksjonen oppstod det to driftsituasjoner; produksjon fra VP1 og KM2, og produksjon fra VP1 og el-kjel. I Figur 37 ved kl.15:00 er varmebehovet så lavt at det ikke er behov for spisslastproduksjon. Denne situasjonen er optimalt for energisentralen da de eneste produksjonsenhetene er VP1 og KM2, mens olje og el-kjel ikke benyttes. Etter hvert som varmebehovet reduseres ytterligere oppstår det en ny situasjon hvor KM2 ikke klarer å dekke resterende varmebehov som ikke dekkes av VP1. Årsaken til dette ligger i at KM2 har en lastfaktorbegrensning på 25 % av maksimale 1 033 kWh. Dette fører til at el-kjelen må produsere resterende energibehov.



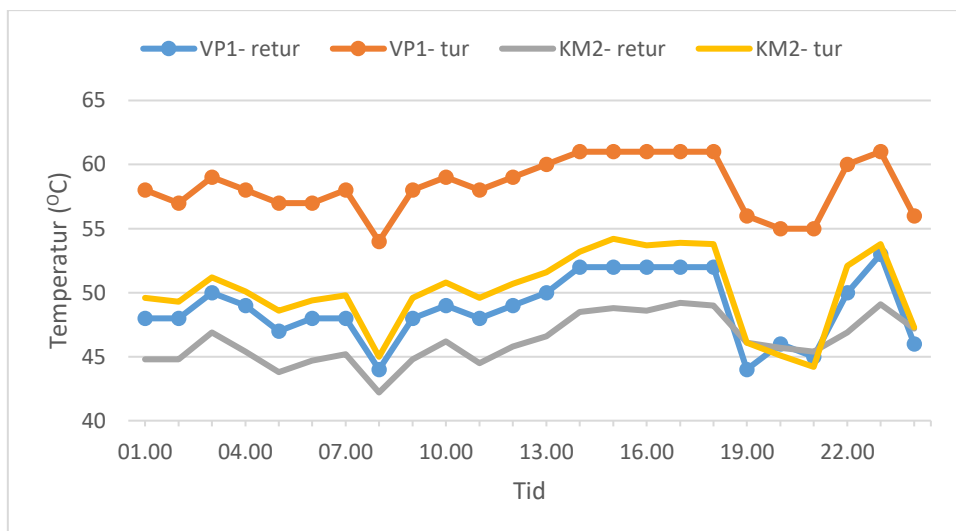
Figur 37: Varmeproduksjonsprofil for 1. desember 2016 fordelt i produksjonsenheter. Timesdata

I Figur 38 som presenterer temperaturløftet mellom kondensator og fordamper i VP1, ser man hvordan returtemperaturen til fordamperen stiger med 4 K samtidig som turtemperaturen fra kondensatoren reduseres med 6 K fra kl.18:00 til kl.20:00. VP1 som frem til kl.18:00 har hentet energi fra brønnparken kan ved driftstans på KM2 også hente ut energi fra returnettet for kjøling. Dette medfører et temperaturløft inn til fordamperen da frafallet av KM2 medfører lavere energiuttak av returnettet for kjøling. Samtidig reduseres turtemperaturen fra kondensatoren som følge av at el-kjelen starter å produsere energi. El-kjelen står derfor for det resterende temperaturløftet fra 55 °C til ca. 60 °C. Temperaturløftet mellom kondensator og fordamper for VP1 ble dermed redusert i driftsperioden hvor KM2 ikke var i drift.



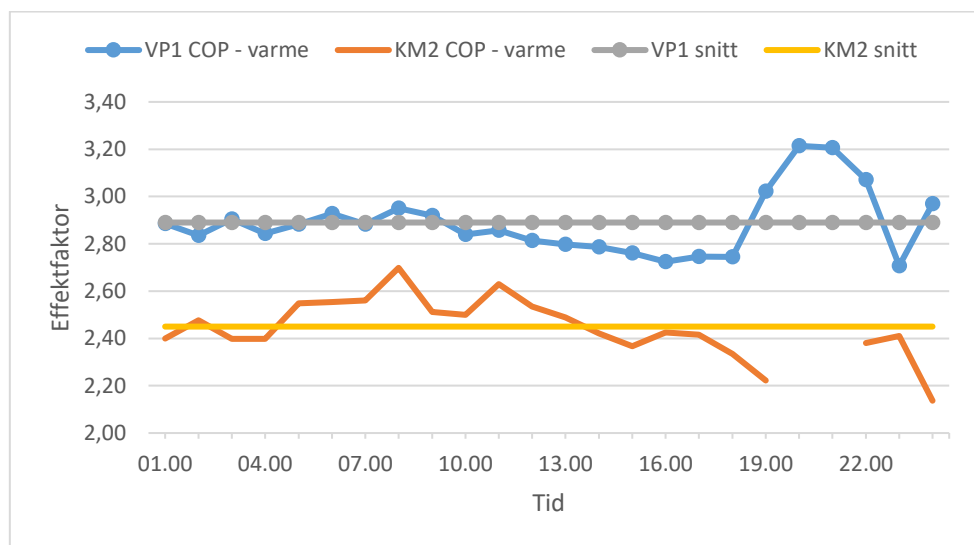
Figur 38: Turtemperatur - kondensator og returtemperatur - fordamper ved VP1. 1. desember 2016. Timesdata

For tur- og returtemperaturene i kondensatoren for VP1 var temperaturløftet relativt konstant gjennom hele døgnet. KM2 fikk derimot et temperaturløft tilsvarende 0 K i perioden med driftsstans. Dette førte også til at returtemperaturen til kondensatoren i VP1 ble redusert.



Figur 39: Tur- og returtemperatur ved kondensator for VP1 og KM2. 1. desember 2016. Timesdata

COP<sub>v</sub> var varierende for både VP1 og KM2 som vist i Figur 40. Effektfaktorkurvene for VP1 og KM2 følger i stor grad grafen for levert varme i Figur 36, ved at reduksjonen i levert varme foregår ved samme tidspunkt som reduksjon i effektfaktor. Unntaket er i perioden med driftsstans ved KM2, da effektfaktoren til VP1 for en kraftig økning. Den kraftige økningen mellom kl.19:00 og kl.22:00 skylles redusert temperaturløft mellom kondensator og fordampere. Som forklart i teoridelen 2.1.3: En effektiv varmepumpe med Formel 3 for Carnot-syklus vil redusert temperaturløft kunne medføre høyere effektfaktor.



Figur 40: COP<sub>v</sub> til VP1 og KM2 1. desember 2016. Timesdata

Tabell 20: COP<sub>v</sub>, driftstimer og produksjonsandel pr. produksjonsenhet 1. desember.

	Snitt (COP <sub>v</sub> )	Størst (COP <sub>v</sub> )	Minst (COP <sub>v</sub> )	Driftstid (timer)	Prod. andel varme (%)
VP1	2,89	3,21	2,71	24	66
KM2	2,45	2,70	2,14	22	26
El-kjel	-	-	-	18	8
Olje 1 og 2	-	-	-	- / -	-

### 6.3.6. Optimal varmeproduksjon av kjølemaskin 2

Analysen ser bare på den varmeytende effekten og kostnadene rundt strøm og oljeforbruk. Den ser ikke på endringer i tur- og returtemperaturer ved varmepumpene, brønnpark, og varme og kjølenettet til sykehuset. Selv om den gjennomførte optimaliseringen av KM2 ikke gir like realistiske resultater som planlagt modellering i EnergyPRO, gir analysen et bilde på potensiell varmeproduksjon fra KM2 og hvordan dette vil påvirke driftskostnader og produksjonsfordeling mellom produksjonsenheter.

Hensikten med økt produksjon av KM2 er å erstatte spisslast fra el- og oljekjel for å oppnå optimal drift. På bakgrunn av dette er det ønskelig å drifte VP1 og KM2 mest mulig, og bare benytte el-kjel som spisslast. Driften til VP1 fra avsnitt 6.2.1: Varmeproduksjon kan sees å være jevn gjennom hele året med en varmeproduksjon tett oppunder de tekniske spesifikasjonene fra fabrikant. KM2 har derimot en varierende produksjon med noe driftsstans. Fra varmeproduksjonsprofilen t.h i Figur 25 avsnitt 6.2.1: Varmeproduksjon så vi at lasten til KM2 var noe ujevn, med lite til ingen produksjon ved varmebehov mellom 30 – 40 MWh/dag. Varmeeffekten til KM2 har maksimalt ligget på 740 kW, men de tekniske spesifikasjonene tilsier at maksimal ideell effekt er 1030 kW. For å yte ideell effekt må KM2 være i full kjølemodusdrift. Ved å sette reell maksimal ytelse fra 740 kW til 1030 kW har vi sett på de økonomiske endringene i driftsmåneder med godt datagrunnlag. Dette gjelder januar, februar, november og desember.

Resultatene fra minimeringsmodellen for optimal drift viser at strømforbruket og driftskostnadene reduseres for hver måned analysen er utført. Energibehovet i analysen er tilsvarende faktisk behov, så reduksjonen kommer i form av større produksjonsandel ved KM2 og redusert produksjon fra el-kjel og oljekjel. Analysen for januar utdypes nedenfor mens februar, november og desember finnes i vedlegg C. Basis vil bli referert til den faktiske produksjonssituasjonen som oppstod ved den gitte måneden, mens minimeringsmodell er det estimerte scenariet hvor KM2 produserer opp til maksimal varmeeffekt på 1 030 kW.

#### *Januar*

Resultatene fra minimeringsmodellen viser at driftskostnadene for alle de vurderte månedene går ned som følge av økt effektuttak fra KM2. Oljekjelen som tidligere ble benyttet, da i hovedsak for å benytte seg av bio-oljen før utløpsdatoen gikk ut, ble for optimal drift ikke aktuell da de resterende produksjonsenheterne var tilstrekkelig for å oppfylle varmebehovet. Kostnadene tilknyttet oljeproduksjon ble derfor besparte kostnader. Spisslast dekket av el-kjelen ble også redusert samtidig som KM2 fikk økt produksjonsandel. Det økte elektrisitetsforbruket til KM2 er en del lavere enn el-kjelens reduksjon, noe som ga redusert elektrisitetsforbruk og dermed reduserte strømutfgifter.

Nettleien ved reell drift står for store deler av strømutgiftene, men ved optimal drift ble denne kostnaden redusert, som følge av redusert spisslast fra el-kjel. Nettleien bestemmes ut fra det totale maksimale effektuttaket, og som følge av økt effekt fra KM2 ble effekten fra el-kjel redusert.

For januar var elektrisitetsforbruket ved reell og optimal drift henholdsvis 569 MWh og 495 MWh, se Tabell 21. Dette tilsvarer et redusert elektrisitetsforbruk på 13 %. Inkluderer man nettleie, olje – og strøm kostnader førte minimeringsmodellen til en kostnadsreduksjon på 78 000 kr, se Tabell 22. Årsaken til det store potensialet for reduserte kostnader ligger i el-kjelens produksjonsandel og maksimale effektuttak. I Tabell 23 ser vi at el-kjelen stod for 15 % av varmeproduksjonen i januar 2017. Ut fra optimal drift kan el-kjelen reduseres ned til 4 % av varmeproduksjonen til energisentralen. Dette tilsvarer en reduksjon i strømforbruk på 132 MWh, se Tabell 21. El-kjel er med dette det store potensialet for reduksjon i kostnader. Årsaken til varierende total varmeproduksjon mellom reell og optimal drift i Tabell 23 kan forklares med avvik mellom reell og teoretisk lastfaktorbegrensninger til KM2 og el-kjel.

Tabell 21: Strømforbruk til produksjonseenheter ved reell og optimal drift i januar 2017.

	<b>Reell</b>	<b>Optimal</b>	
VP1	292	292	MWh
KM2	88	146	MWh
El-kjel	189	57	MWh
Total	569	495	MWh

Tabell 22: Kostnader for strøm og oljeforbruk ved reell og optimal drift i januar 2017.

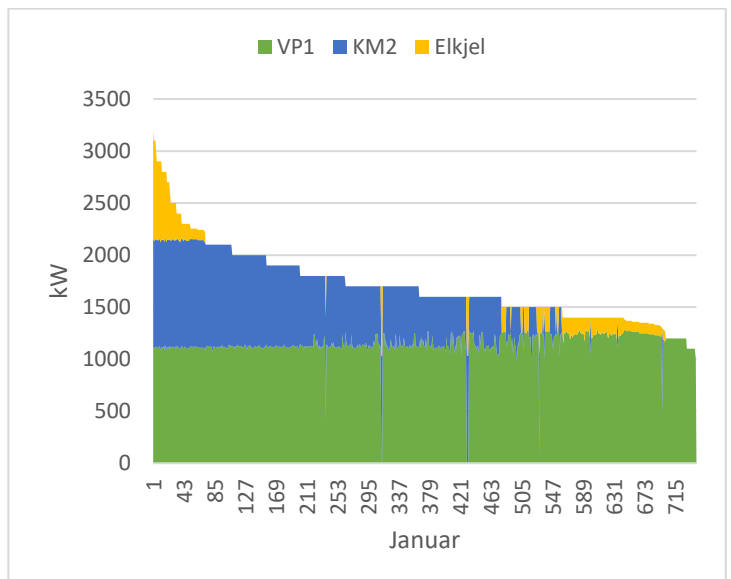
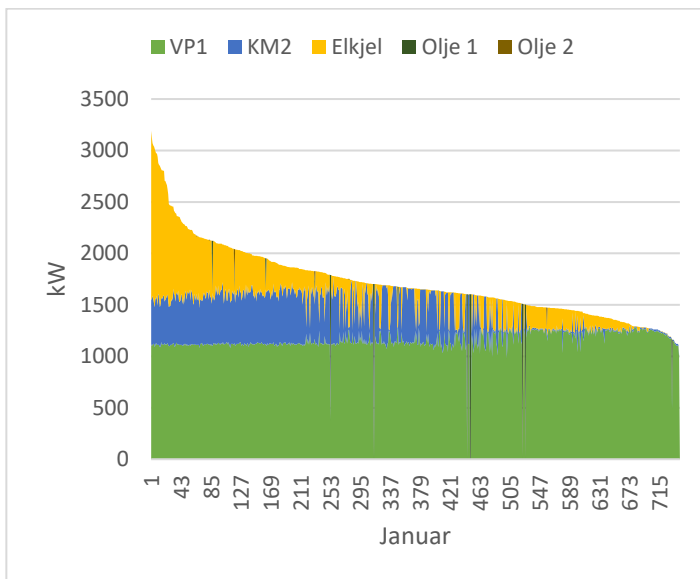
	<b>Reell</b>	<b>Optimal</b>	
Strøm	173 000	150 000	kr
Nettleie	336 000	281 000	Kr
Olje	16 000	0	kr
Total ekskl. MVA	509 000	431 000	kr



Tabell 23: Produksjonsandel til produksjonsenheter ved reell og optimal drift i januar 2017.

	Reell	Optimal	
VP1	67	67	%
KM2	17	28	%
El-kjel	15	4	%
Oljekjel	1	0	%
Total	1 278	1 269	MWh

I forhold til produksjonsprofilen for reell drift t.v. i Figur 41 har optimal drift t.h. i Figur 41 redusert el-kjelforbruk og økt produksjon fra KM2. Ved reell drift måtte el-kjel på det meste yte 1 600 kW, men ved økt produksjon fra KM2 ble behovet redusert til maksimale 1 050 kW. Til tross for økt produksjon fra KM2 vil det fortsatt være perioder med lavt energibehov hvor KM2 ikke kan produsere energi. Dette kommer av at den laveste lastfaktoren til KM2 er 25 % av maksimal kapasitet 1 030 kW. Optimal drift tar utgangspunkt i samme nedre kapasitetsbegrensning som eksisterer ved reell drift. Dermed vil trendene med el-kjelproduksjon i perioder med lavt varmebehov være tilsvarende lik for reell og optimal drift.



Figur 41: Produksjonsprofil. T.v. reell drift og t.h. optimal drift. Januar 2017

## 6.4. Brønnparkanalyse

### 6.4.1. Teoretisk potensial i brønnparken

#### Kjøling

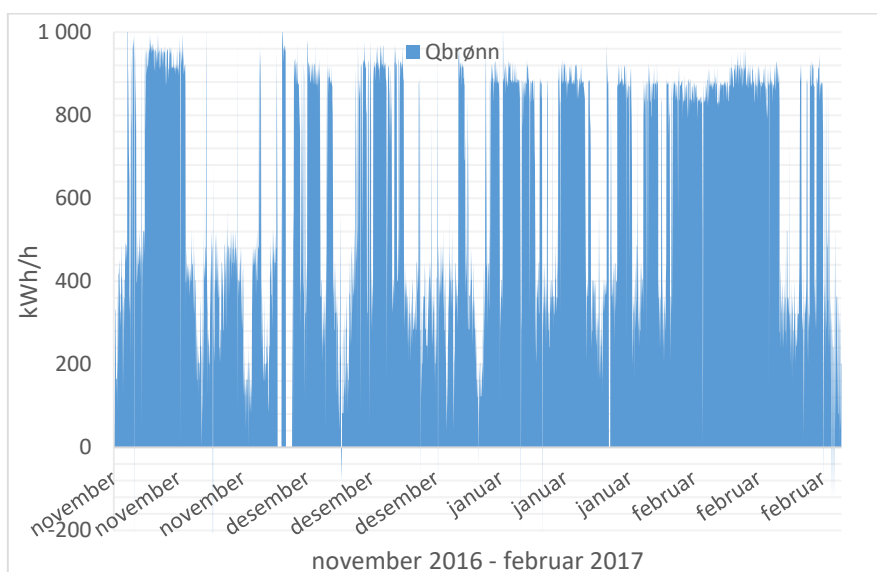
Ved å bruke Formel 9 for kjøleeffekt fra kapittel 2.2.6. Potensial for brønnparken, har Kalnes energisentral en maksimal teoretisk kjøleeffekt på 57,5 W/m. Med 100 brønner på 250 meters dybde, blir den totale teoretiske kjøleeffekten 1,45 MW.

#### Varme

Formel 10 for teoretisk varmeuttak av brønnpark, kapittel 2.2.6. Potensial for brønnparken, har gitt et teoretisk varmeuttak på ca. 700 MWh/K. Det vil si at det kan hentes ut 700 MWh for hver grad brønnparkens lagervolum reduseres med 1 K.

### 6.4.2. Energiutnyttelse av brønnpark

I løpet av fire måneder (november-februar) med varmedominerende behov hentet Kalnes energisentral ut 1 730 MWh varme og dumpet tilbake 2 MWh. Dette er ut ifra mengden kollektorvæske som går inn og ut fra brønnparken, hvor temperaturdifferansen forteller hvordan systemet utnytter brønnparken. Ut fra Formel 15 i kapittel 5.4.1: Energiutnyttelse av brønnpark, viser Figur 42 utnyttelsen av brønnparken fra november 2016 til februar 2017. Energiuttaket fra brønnparken er 52 % av den totale energien VP1 leverer. De varierende verdiene av brønntuttaket kommer av at VP1 i tillegg henter energi fra retur kjølenett. De største energiuttakene fra energibrønnene per time er opp til 1 MWh/h, noe som tilsvarer 40 W/meter energibrønn.



Figur 42: Varme hentet og dumpet fra og til brønnpark i kWh ut ifra temperatur i kollektorvæsken inn og ut fra brønnparken sammen med mengde, fra 1. november til 28.februar.

Ut fra formelen  $GTIP = 1 - \frac{\sum_{kjøling} Q_{brønn}}{\sum_{varme} Q_{brønn}} \cdot 100 \%$ , er det kartlagt hvor mye varme som må tilbakeføres til brønnenparken i perioder med overskuddsvarme og kjøledominerende behov. For de fire månedene tas det ut 1 730 MWh varme fra brønnenparken, og i løpet av perioden blir det tilbakeført 2 MWh. De 2 MWh tilbakeført energi har foregått i perioder hvor turtemperaturen til brønnenpark har vært høyere enn returtemperatur fra brønnenparken. Det vil si at man må tilbakeføres 1 728 MWh for å opprettholde balanse og dermed oppnå en GTIP på 0 %. Denne tilbakeføringen må foregå før uttaksperioden november – februar. Resultatene fra kartleggingen er vist i Tabell 24.

Tabell 24: Resultater fra brønnenparkanalyse

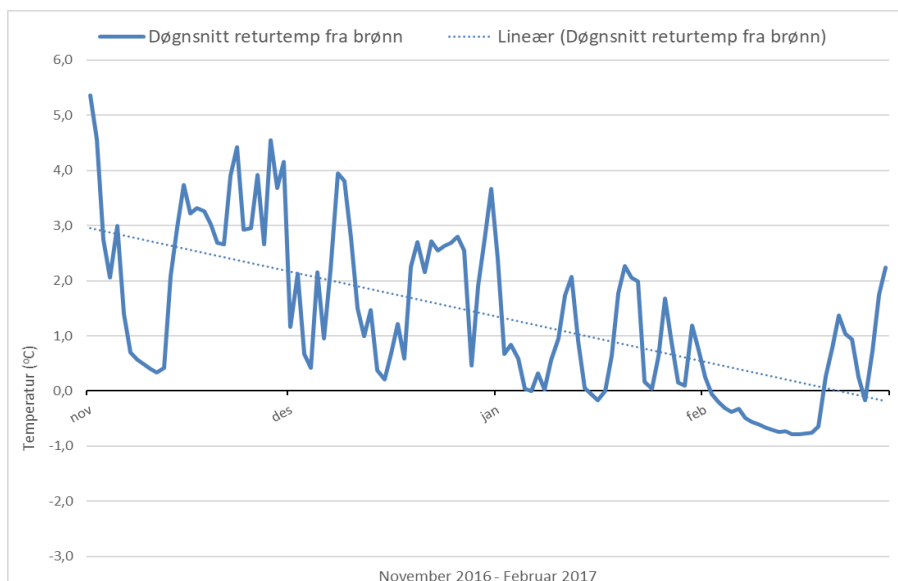
November 2016 – februar 2017	Data	Benevning
Antall målinger	2 879	h
Uttak brønnenpark	1 730	MWh
Dumping til brønnenpark	2	MWh
Energiuttak/brønnenmeter	70	kWh/m
Gj.snitt effektuttak brønnenpark	600	KW
Gj.snitt effekt/brønnenmeter	24	W/m
Maks effektuttak/brønnenmeter	40	W/m
Temperatur til brønn, gj.snitt	-0,1	°C
Temperatur ut fra brønn, gj.snitt	1,4	°C
Gj.snitt kollektorvæske temperatur	0,5	°C
Kollektorvæske under 0 °C	1 331 (46 %)	h
Timer i drift, l/s > 90	2 829	h

#### 6.4.3. Driftstid brønnenpark

Datasettet for brønnenpark viste at den ble benyttet 98 % av tiden. Dette tilsvarer 2 829 driftstimer av totalt 2 878 timer.

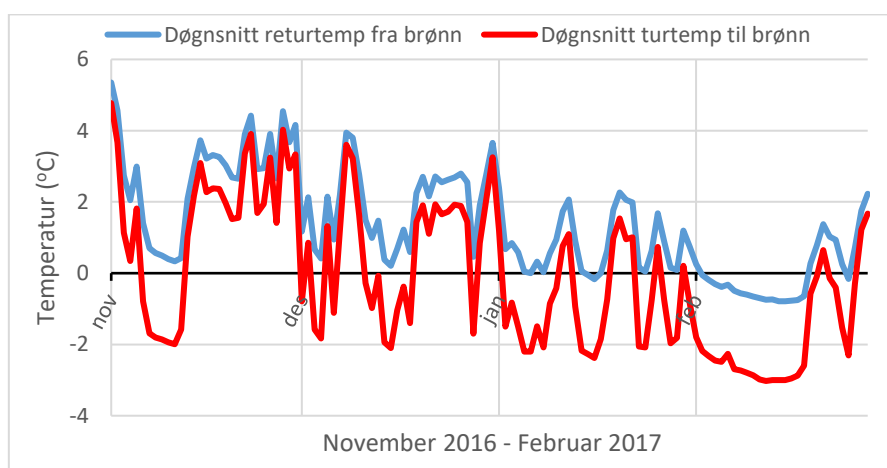
#### 6.4.4. Temperaturendring i brønnenpark

Ved å se på temperaturendringen i kollektorvæsken, etter at væsken har vekslet varme med brønnenparken, kan en se at temperaturen har en fallende trend gjennom perioden november til februar, se Figur 43. Dette er et tegn på at varmepumpen henter ut jevnlig mengde varme fra brønnenparken.



Figur 43: Gjennomsnittlig temperatur døgnerverdi for retur kollektorvæske brønnpark

Et annet punkt er å se på temperaturene til og fra brønnparken, se Figur 44. Dette kartlegger hvor temperaturen ligger for varmepumpen og for brønnparken. I løpet av perioden ligger turtemperaturen til brønnparken med et gjennomsnitt for hele perioden på  $-0,1$  °C, og returtemperatur fra brønnpark på  $1,4$  °C. Dette gir en gjennomsnittlig kollektorvæsketemperatur på  $0,6$  °C for hele perioden. Tabell 25 viser den gjennomsnittlige temperaturen for kollektorvæsken per måned.



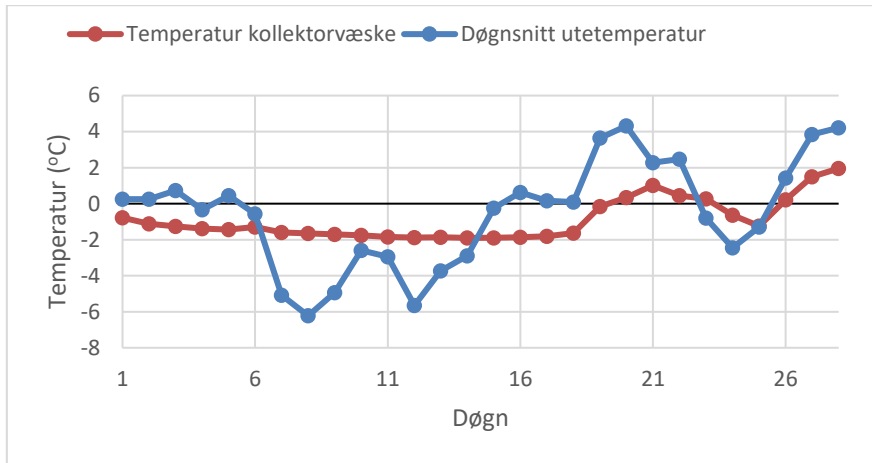
Figur 44: Gjennomsnittlig døgnerverdier inn- og ut-temperaturer for kollektorvæske brønnpark.

Tabell 25: Gjennomsnittlig temperatur kollektorvæske per måned.

	November	Desember	Januar	Februar	Samlet
Temperatur kollektorvæske (°C)	2,1	1,2	0	-0,9	0,6

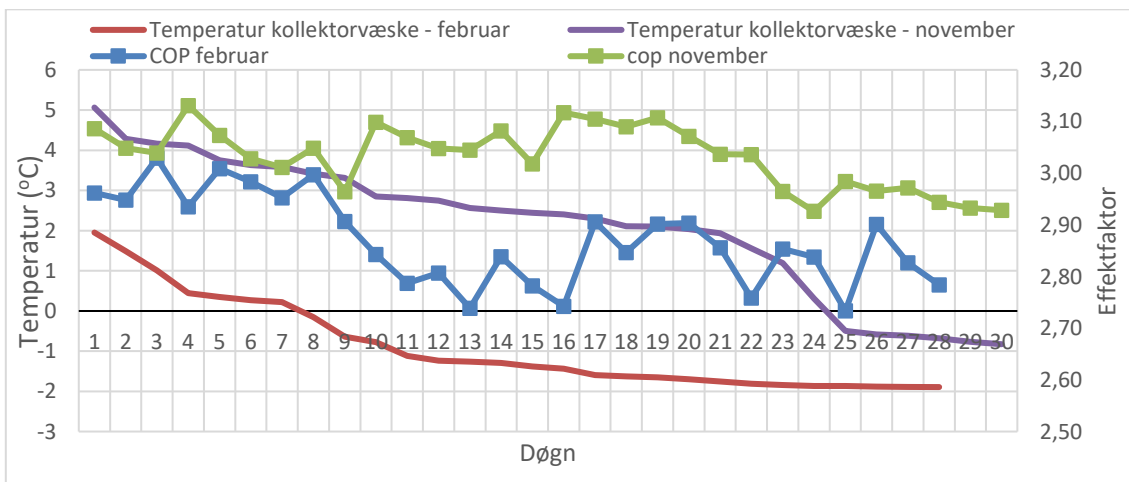
#### 6.4.5. Kaldeste måned og temperatur i kollektorvæsken

Februar er den kaldeste måneden med en gjennomsnittlig utetemperatur på  $-0,54^{\circ}\text{C}$ . Kollektorvæsken i februar har en gjennomsnittlig temperatur på  $-0,9^{\circ}\text{C}$ , noe som er lavere enn utetemperaturen, se Figur 45. 60 % tiden i februar er kollektorvæsken lavere enn utetemperaturen.



Figur 45: Døgn gjennomsnitt av utetemperatur og temperatur i kollektorvæske for februar.

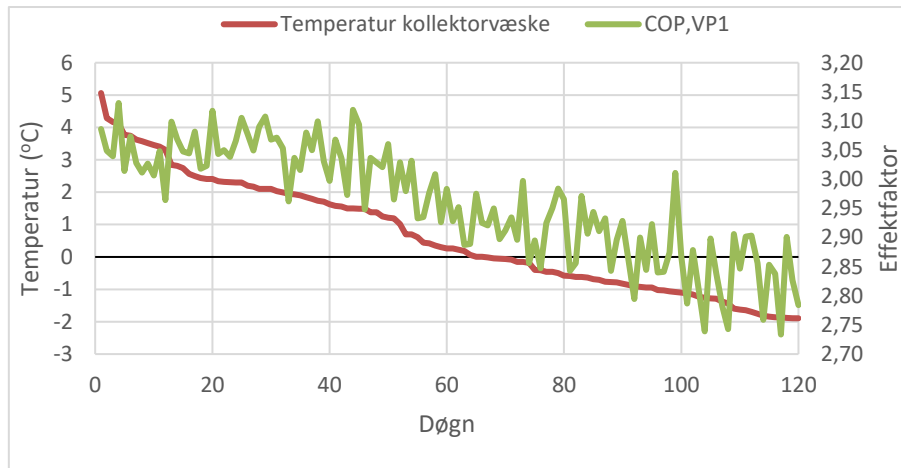
For å se nærmere på dette, har vi sett på første og siste måneden i perioden, hvor temperaturen i kollektorvæsken er sortert fra den største til den laveste verdien, se Figur 46. Ut ifra figuren kan en se at lavere temperatur gir en lavere  $\text{COP}_V$ , og at  $\text{COP}_V$  og kollektorvæsketemperatur alltid er lavere i februar enn i november. Når kollektorvæsken nærmer seg  $0^{\circ}\text{C}$  ser en at  $\text{COP}_V$  faller betraktelig, før den utjevnes.



Figur 46: Sammenhengen mellom  $\text{COP}_V$  og temperatur i kollektorvæske i november og februar, sortert etter høyeste temperatur i hver måned.

#### 6.4.6. Endring i kollektorvæsketemperatur og COP<sub>V</sub> for VP1

Ved å se på endringen i temperaturen til kollektorvæsken, kan en se virkningen dette vil ha på COP<sub>V</sub> til VP1. Figur 47 viser sammenhengen mellom en synkende temperatur i kollektorvæsken og COP<sub>V</sub> for VP1. Ut fra de sorterte temperaturene i kollektorvæsken ser man hvordan COP<sub>V</sub> reduseres i takt med redusert kollektorvæsketemperatur. For perioden varierer COP<sub>V</sub> fra 3,1 til 2,7.



Figur 47: Temperatur i kollektorvæske sortert fra høyeste til laveste i perioden november 2016 - februar 2017 og COP<sub>V</sub> for VP1.

## 7. Diskusjon

I diskusjonen går man gjennom resultatene som er funnet for produksjonsenhetene og brønnparken, og forutsetningene disse er bygget på. De utførte analysene har begrensninger, og det er derfor essensielt å se resultatene i lys av disse. Dette er for å kunne vurdere i hvilken grad beregningene er pålitelige eller om de bare gir en indikasjon på generell oppførsel forventet ved gitte forutsetninger.

### 7.1. Levert energi

Energibehovet til sykehuset er tilknyttet ulike indre og ytre faktorer som medfører varmetilskudd og varmetap. Indre faktorer omhandler aktivitetsnivået til personene i bygget samt teknisk utstyr, mens ytre faktorer gjelder solinnstråling, vind og utetemperatur (Kure 2011). Årsaken til et høyere faktisk energiforbruk kan på bakgrunn av dette ligge i at driftsåret var preget av lav utetemperatur i forhold til et normalår. Beregning av energiforbruk blir utført med utgangspunkt i et normalår, og avvik fra normalår vil kunne gi forskjellig energiforbruk. I tillegg kan selve driften av sykehuset ha stilt et høyere energikrav enn man var klar over. For det gjeldende driftsåret lå utemperaturen i gjennomsnitt på 2,3 °C ved Øsaker målestasjon (Yr 2017a). I forhold til normalåret, som er basert på en 30 års periode (Kure 2011), hadde det gjeldende driftsåret et normalavvik på +1,5 °C (Yr 2017a). Fra avsnittet om utemperaturen ved Kalnes vet vi at temperaturen fra Øsaker målestasjon lå mellom 1 °C og 2,5 °C høyere enn faktisk temperatur ved Kalnes. På bakgrunn av dette er det sannsynlig at temperaturen for driftsåret var tilnærmet lik normalåret. Dermed er det lite sannsynlig at utemperaturen er årsaken til et høyere faktisk oppvarmingsbehov. Til tross for dette kan vi ikke med sikkerhet si at utemperaturen ikke har påvirket beregningene. Det kommer av at vi ikke har en oversikt over hvilke temperaturer som er benyttet i beregningene, men for å få et så korrekt resultat som mulig er det sannsynlig at de har benyttet nærliggende målestasjoner, eller egne målinger på området. Det er dermed større sannsynlighet at indre faktorer, som byggets aktivitetsnivå, er årsaken til avviket i energiforbruket.

## 7.2. Varmepumpeanalyse

I analysen av VP1 og KM2 var det ønskelig å se på i hvor stor grad disse ble driftet effektivt. Dette ble utført ved å se på den økonomiske indikatoren  $COP_v$  i sammenheng med lastfaktor og tur- og returtemperaturer i fordampere og kondensator.

### *Forutsetninger og feilkilde*

For å vurdere den årlige produksjonen av de ulike produksjonsenhetene er det tatt utgangspunkt i døgnmålinger, da disse representerte årlig produksjon bedre enn timesmålinger. Timesmålingene representerte en mindre andel av året, og var bedre egnet for å vurdere daglig drift av VP1 og KM2. På grunn av varierende kvalitet på målinger er det i hovedsak vintermånedene november til februar som er analysert. Optimalt for analysen av driften til VP1 og KM2, hadde vært å benytte hyppigere målinger, eksempelvis målinger per 15 minutt. Dette kommer av at driften kan påvirkes av små endringer som ikke fremtrer i timesmålingene. Timesmålinger er allikevel godt egnet til å analysere da man får et godt bilde på variasjonen i driften til enhetene.

Som følge av at loggføringen på produksjonen til VP1 og KM2 var avrundet vil beregnet produksjon, effektfaktor og lastfaktor kunne avvike fra reell drift. Da det er snakk om avrunding til nærmeste hundre vil dette ha lite å si sett på den totale driften til anlegget.

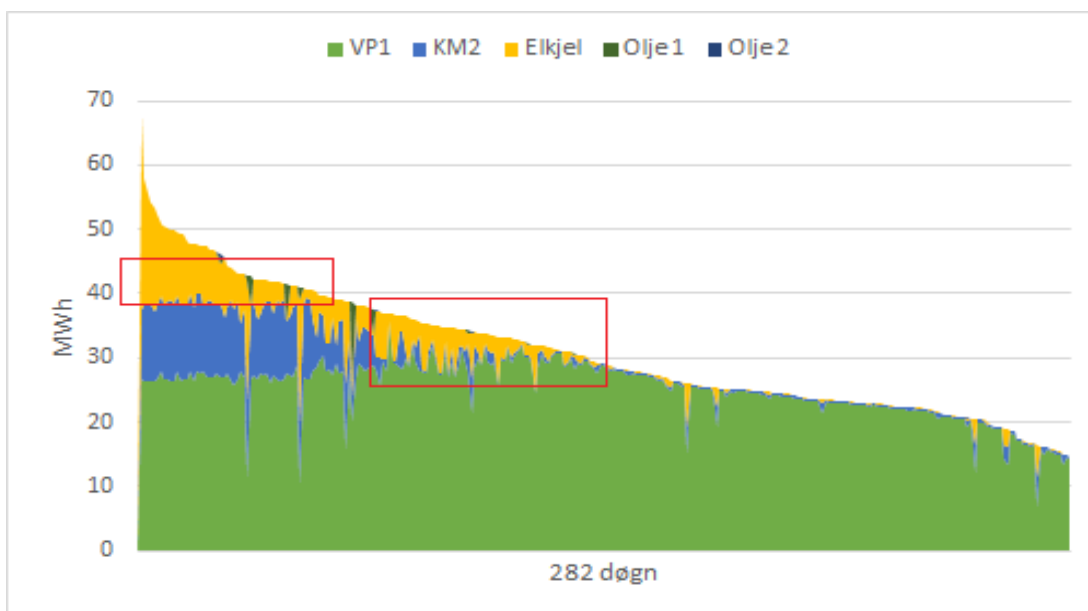
### *Produksjonsfordeling over 1 år*

I planleggingsfasen av Kalnes energisentral ble det satt krav til å oppfylle varme og kjølebehovet til Sykehuset Østfold, samt at VP1 og KM2 skulle stå for henholdsvis 73 og 10 % av årlig oppvarmingsbehov. Gjennom driftsperioden har sentralen til enhver tid klart å levere både varme- og kjølebehov. Ut fra døgndata for registrert produksjon per enhet, står VP1 og KM2 for henholdsvis 81 % og 10 % av varmeproduksjon i løpet av de 282 tilgjengelige døgnene. Timesdata viste på sin side at VP1 og KM2 stod for totale 89 % av varmeproduksjonen. Årsaken til at data med døgnoppløsning har gitt en større samlet prosentandel, kommer av at en større andel av årsproduksjonen er representert. Periodene hvor oppvarmingsbehovet er størst, er inkludert i begge datasettene. Det vil si at ekstremt kalde dager med behov for spisslast er inkludert i både døgn- og timesoppløsning. Dataene med døgnoppløsning som inkluderer flere perioder med lavere varmebehov vil derfor ha høyere prosentandel for VP1 og KM2. På bakgrunn av dette er det stor sannsynlighet at andelen varmeproduksjon dekket av VP1 og KM2 over et helt år, er noe høyere enn 91 %. Ut fra sommerdøgnene i juli hvor varmeproduksjon fra KM2 ikke var nødvendig, kan det tenkes at tilsvarende



døgn for manglende sommerperiode vil gi høyere produksjonsandel fra VP1. Det gir implisitt lavere produksjonsandel for KM2. KM2 sin produksjonsandel over 1 år kan dermed tenkes å være noe lavere enn 10 % som var gjeldende for 282 døgn. Energisentralen kan på bakgrunn av de tilgjengelige dataene anses å yte bedre enn prosjektert.

I varighetskurven for varmeproduksjon i Figur 48 har VP1 en jevn og høy produksjon. KM2 har på sin side en lav produksjon i forhold til maksimal varmekapasitet, i tillegg til at produksjonen stanser ved lavere energibehov. Det medfører at spisslasten må ta over produksjonen, markert med rødt. Ut fra Figur 48 kan det tolkes at KM2 potensielt skulle ha vært i drift i en lengre periode, slik at spisslasten ikke hadde tatt over KM2 sin produksjon. Årsaken kan ligge i KM2 sin lastfaktorbegrensning (minimum 25 % av maks) i tillegg til høy returtemperatur på kondensatorsiden. Dette diskuteres i delkapitlene nedenfor.



Figur 48: Varighetskurve for varmeproduksjon. 282 døgn.

### Lastfaktor

Resultatene for lastfaktor ved VP1 med scenarioene på faste returtemperaturer til fordampere og turtemperaturer fra kondensator, viste en trend hvor  $COP_V$  reduseres ved lastfaktor helt ned til 86 %. Allikevel er denne reduksjonen i en slik størrelse at VP1 kan anses å ha stabil effektfaktor.

I tillegg til at temperaturløftet påvirker varmeeffektuttaket, vil vannmengden ved varmepumpen ha innvirkning på effektuttaket og dermed også påvirke lastfaktoren. Ifølge funksjonsbeskrivelsen av anlegget skal sirkulasjonspumpene på fordampere og kondensatorside gå på fast innstilt turtall. Tar man

utgangspunkt i at dette stemmer med reell drift, vil effektuttaket ikke ha vært påvirket av variasjon i vannmengde til og fra varmpumpen. Da det ikke var tilgjengelig loggført data for pumpenes turtall kan det være noe usikkerhet om reell drift følger settpunktene fra funksjonsbeskrivelsen. For vannmengden i varmpumpen som det heller ikke fantes loggført data for, vil det også her kunne være variasjon i vannmengde mellom de ulike måleperiodene. Optimalt ville ha vært å utføre analysene under kontrollerte forhold som Cho m.fl. gjorde i evalueringen av et varmpumpesystem basert på overskuddsvarme (Cho et al. 2012). Til tross for dette viste plott-dataene i Figur 32 kapittel 6.3.2: Effektfaktor og lastfaktor en relativ god samling, og analysen gir dermed et godt bilde på at VP1 har en stabil effektfaktor ved lastfaktor ned til 86 % for de representative scenariene.

Fra teorikapitlet om lastfaktor, vet vi at den påvirkes av driftsstart og driftsstans (Corberán et al. 2013). For at denne type driftshendelser ikke skulle påvirke resultatene, ble det sørget for å ikke inkludere slike situasjoner i lastfaktoranalysen. Da VP1 hadde tilnærmet ingen driftsstart og driftsstans, men kontinuerlig drift, viste det seg at ingen av scenarioene inneholdt denne type driftshendelser.

I resultatene for lastfaktor pr. måned for VP1 og KM2 ble alle driftsperioder inkludert, også perioder med driftsstart og driftsstans. Resultatene viste med dette at VP1 for alle de valgte månedene hadde jevnt over høy COP<sub>v</sub> og lastfaktor. KM2 var på sin side preget av en del lavere lastfaktor med varierende effektfaktor. I artikkelen til Lu mfl. (Lu et al. 2014) om vurdering av en geotermisk varmpumpedrift i Kina, kom de frem til at den lave effektfaktoren kunne knyttes til lav lastfaktor. Varmepumpen var dermed overdimensjonert. For VP1, har lav og varierende effektfaktor ikke vært noe problem, da effektfaktor og lastfaktor over de gitte månedene har vært stabile og stort sett fulgt trenden hvor effektfaktor reduseres som følge av redusert lastfaktor. Reduksjonen er svært liten, og VP1 kan dermed anses å være riktig dimensjonert i forhold til bruken. KM2 har på sin side vært preget av en del driftsstans og driftsstart som kan knyttes til den lave lastfaktoren og de varierende effektfaktorene som følge av at de oppstår ved samme tidspunkt. Henderson mfl. viser til at korte driftsstansperioder kan ha stor innvirkning på effektfaktoren ved lav lastfaktor (Hugh Henderson et al. 2000). Da driftsstart og driftsstans er tilfelle ved lav lastfaktor, er det sannsynlig at det Henderson mfl. henviser til i teksten sin, også gjelder for KM2. På bakgrunn av dette er det sannsynlig å si at VP1 driftes optimalt, mens KM2 er overdimensjonert i forhold til lastfaktoren, og dermed ikke yter maksimalt i forhold til varmeproduksjonspotensialet.

En av årsakene til at KM2 oppleves som overdimensjonert kan knyttes til at kjølemaskinens produksjon styres ut fra både varme og kjølebehov. I perioder på vinteren hvor kjølebehovet reduseres må KM2 nedjustere sin kjøleproduksjon for å ikke sende ut for kaldt vann til sykehuset. Når kjøleproduksjonen

reduseres vil også varmereproduksjonen bli lavere, noe som gir en lavere lastfaktor. KM2 vil med dette ikke produsere like mye varme som potensielt mulig, og el-kjel må ta over deler av produksjonen.

Tidlig i driftsfasen av anlegget, ble produksjonen fra VP1 satt noe ned for å lage større rom for KM2. Da VP1 har høyere effektfaktor enn KM2 vil man i teorien overflytte produksjonen til en enhet med lavere effektfaktor, men som følge av at økt produksjon fra KM2 går på bekostning av el-kjel, vil man redusere elektrisitetsforbruket og eventuelle effekttopper.

### *Tur – og returtemperaturer*

Resultatene for tur- og returtemperaturer ble delt i to hvor det ble sett på temperaturløft mellom fordampere og kondensator, og tur- og returtemperatur i kondensator. For temperaturløftet mellom fordampere og kondensator samsvarer resultatene med teori (Cengel & Boles 2011) hvor redusert temperaturløft gir økt  $COP_v$ . Selv ved lastfaktor ned til 86 % var effektfaktoren for VP1 høyere ved redusert temperaturløft. Tilsvarende analyse hadde vært ønskelig å utføre for KM2, men som følge av manglende loggføring på fordampersiden lot dette seg ikke gjøre. Allikevel er det sannsynlig å forvente tilsvarende resultat som følge av at teori (Cengel & Boles 2011), vitenskapelige artikler (Sårbu & Sebarchievici 2014) og analysen av VP1 støtter oppunder at varmepumper fungerer på denne måten.

Temperaturløftene for VP1 ble sett på med de returtemperaturene i kondensatoren som forekommer oftest, 58 °C og 60 °C. Inn til fordampere ble valgt av temperaturer satt for å få ulikt temperaturløft, 0, 2 K og 7 K. Resultatene fra temperaturløftene viser at effektfaktoren øker med ca. 2 % for hver 1 K reduksjon i temperaturløft. Dette samsvarer med tommelfingerregelen at effektfaktoren øker med ca. 2 – 4 % for hver 1 K reduksjon i temperaturløft (Cengel & Boles 2011).

For temperaturløftet i kondensatoren til VP1 og KM2 var det en gjennomgående trend at redusert temperaturløft ga lavere  $COP_v$ . Temperaturene benyttet i analysen er henholdsvis 55 °C og 60 °C for VP1, og 45 °C og 50 °C for KM2. Da VP1 ut fra de tekniske spesifikasjonene maksimalt leverer 60 °C og KM2 maksimalt 50 °C, var det naturlig å velge disse temperaturene. Til tross for reduserende effektfaktor er det noe variasjon i effektfaktor ved lik temperatur. Dette er sannsynligvis en konsekvens av å ikke ha benyttet faste returtemperaturer til fordampere, da temperaturløftet mellom fordampere og kondensator i VP1 ikke var konstant. Det er dermed sannsynlig at tilsvarende funn ville ha vært funnet for KM2, hvis fordampertemperaturer var tilgjengelige. Optimalt ville ha vært å sette faktorer som kan påvirke analysen som statistisk, men som følge av at dataene er fra reell drift og ikke hentet fra kontrollerte testforhold, ville antall målinger med like forhold være færre. Usikkerheten ville ha økt som følge av færre målinger. I analysen av effektiviteten til en kondensator utført av Nyers (J.Nyers & A.Nyers 2014) forklares det at faktorer som areal på kondensatoroverflate og energi til

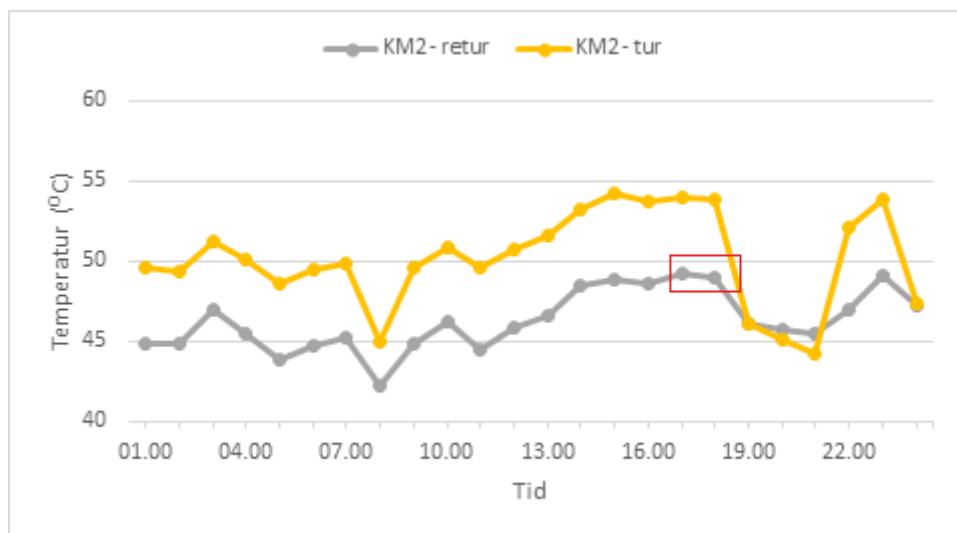
sirkulasjonspumpen ved kondensatoren vil påvirke effektiviteten, hvorav sirkulasjonspumpen har liten innvirkning. Da sirkulasjonspumpen har liten innvirkning og i tillegg ikke er inkludert i våre beregninger av  $COP_v$ , vil det være trygt å anta at variasjonen i effektfaktor ikke kommer av sirkulasjonspumpens varierende effekt. Arealflaten til kondensatoren vil heller ikke ha påvirket effektfaktoren da denne har vært konstant gjennom hele driftsperioden.

Analysen av temperaturløftet i kondensatoren er basert på et utvalg av målinger, og sier ikke noe om den totale driften til VP1 og KM2. Ut fra resultatene er det ønskelig å ha lavt temperaturløft ses det i sammenheng med  $COP_v$ . I reell drift er det ikke ønskelig med en for lav returtemperatur til KM2 på kondensatorsiden, da denne kjølemaskinen stopper å produsere ved returtemperatur over 48 °C. Driften av KM2, vil da stanse og varmebehovet vil måtte fordeles på de resterende produksjonsenhetene. El-kjelen vil dermed kunne få større pågang i situasjoner hvor VP1 ikke er tilstrekkelig for å dekke varmebehovet. Da el-kjelen er mindre effektiv enn KM2, er det viktigere å utnytte KM2 fullt ut enn å prøve å oppnå best mulig effektfaktor. På bakgrunn av dette er det viktig med en returtemperatur til kondensator i KM2 som er i en slik størrelsesorden at KM2 blir utnyttet mest mulig. Å redusere returtemperaturen til kondensatoren i KM2 vil derfor være ønskelig. Dette kan bl.a. gjøres ved å la kollektorvæsken i varmenettet på sykehuset sirkulere over en lengre periode slik at energien og temperaturen i returvannet fra sykehuset reduseres. Sykehuset vil på denne måten hente ut mer av energien i vannmengdene som sirkulerer. Driften av KM2 vil med dette bli mer optimal. Samtidig er det naturlig å tenke at sykehuset henter ut den energien de trenger, og at årsaken til høy returtemperatur fra sykehuset ligger i at energibehovet er nådd.

#### *Døgn og månedlig effektfaktorvariasjon*

For analysen av døgn og månedlig variasjon i  $COP_v$  viste resultatene at VP1 hadde en jevnere og høyere effektfaktor enn KM2 for alle månedene; januar, februar, april, november og desember. Årsaken ligger i at energisentralen er innstilt på en drift hvor VP1 har førsteprioritet, noe som gjør at optimale forhold som tur- og returtemperaturer er lagt til rette. VP1 og KM2 opererer med dette under ulike forhold. I tillegg er de to ulike maskiner med ulik kompressor og arbeidsmedium. KM2 er også en kjølemaskin med varmegjenvinning, mens VP1 er originalt en konstruert varmepumpe. Et annet viktig kriterium er perioder med driftsstans og driftsstart. Som nevnt tidligere i diskusjonen er driften av KM2 i større grad enn VP1 preget av driftsstans. Driftsstans kan ha stor innvirkning på  $COP_v$  (Hugh Henderson et al. 2000) noe som er tilfellet for 1. desember 2017, se kapittel 6.3.5: Døgn og månedlig effektfaktorvariasjon. I periodene KM2 driftes uten driftsstans, har den en stabil effektfaktor.

Torsdag 1. desember 2016 var preget av en lav og jevn stigning i utetemperatur, noe som sannsynligvis var med å påvirke varmebehovet. Varmebehovet hadde en tilsvarende reduserende trend som fulgte utetemperaturens stigning. Som forklart i resultatene medførte det reduserte energibehovet til at KM2 ble slått av, mens el-kjelen slo seg på. Det reduserte varmebehovet ga en returtemperatur til kondensator over grenseverdien (ca. 48 °C), noe som førte til at KM2 slo seg av, se Figur 49. Dette er en situasjon som oppstår flere ganger og som ikke er ønskelig med tanke på optimal drift. Figur 48 viser dette i form av perioder med produksjon fra bare VP1 og el-kjel. Siden VP1 har førsteprioritet og er innstilt for å yte maksimalt, vil energisentralen ved visse varmebehov produsere energi fra el-kjelen istedenfor KM2, da KM2 ikke kan driftes med lastfaktor lavere enn 25 %. En varmpumpe med evne til å produsere på en lavere lastfaktor kan være med på å redusere el-kjelproduksjonen ved slike situasjoner. Hvis dette reduserer varmpumpens maksimale yteevne, vil tiltaket ikke nødvendigvis være optimalt. Et annet alternativ vil være å redusere produksjonen fra VP1, slik at det resterende varmebehovet blir høyere enn KM2 sin laveste lastfaktor. KM2 vil med dette kunne få økt driftstid og produksjon. Til tross for at man ved dette alternativet reduserer produksjonen fra den mest effektive produksjonsenheten (VP1), vil reduksjonen i strømforbruket fra el-kjel være større. Dette vil med andre ord gi en mer optimal drift av energisentralen.



Figur 49: Tur- og returtemperatur i kondensator for KM2. 1. desember 2016.

### *Optimal varmeproduksjon av kjølemaskin 2*

Fra analysen av døgn og månedlig effektfaktorvariasjon kapittel 6.3.5, så vi at produksjonen fra VP1 og KM2 lå på henholdsvis ca. 1 100 kWh og 500 kWh for de utvalgte døgnene, noe som er representativt for hele året. I forhold til maksimal varmeytende effekt på henholdsvis 1 249 kW og 1 030 kW så vi at VP1 hadde en god drift som lå på maksimal ytelse, mens KM2 sin ytelse var lav i forhold til maksimal. Siden optimal drift tilsvarer lavest mulig driftskostnad, dvs. maksimal utnyttelse av VP1 og KM2 med minimal produksjon fra spisslastene el-kjel og oljekjel, var det interessant å se på potensialet i kostnadsreduksjon ved optimal utnyttelse av KM2.

Resultatene fra analysen viste at det totale strømforbruket ble kraftig redusert for alle de analyserte månedene, 13 % reduksjon i januar tilsvarte 74 MWh. Januar som var måneden med størst besparingspotensial, viste en kostnadsreduksjon på 78 000 kr hvorav effektleddet i nettleien ga størst besparelse. Da el-kjelen står for høyest effekt, er det ønskelig å redusere effekttoppen til el-kjelen for å redusere driftskostnadene og oppnå en bedre drift som er nærmere optimal drift. Dette kan blant annet oppnås ved å øke produksjonen til KM2 som forklart i diskusjonskapitlet: Døgn og månedlig effektfaktorvariasjon.

Denne analysen tar ikke stiling til hva som skjer med tur- og returtemperaturene i energisentralen. KM2 i reell drift opererer med varierende temperaturer på fordamper og kondensator som ikke stemmer med forholdene som må ligge til rette for optimal varmeproduksjon oppgitt av produsent. Innvirkningen driften av KM2, med sine optimale temperaturer, vil ha på driften av VP1 er usikker, og kan føre til redusert utnyttelse av VP1 hvis turtemperaturene for VP1 endres.

Da maksimal varmeproduksjon fra KM2 også innebærer maksimal kjøleproduksjon, kan kjøleproduksjonen fra KM2 på vinterstid bli enda større enn ved reell drift. Slik anlegget driftes nå, produserer VP1 alene nok kjøling for å dekke kjølebehovet til sykehuset. Det vil si at all kjøling produsert av KM2 er energi som i prinsippet kan sendes ned i brønnparken. Optimal drift vil kunne medføre større mengder kjøleproduksjon sendt til sykehuset eller ned i brønnene, som igjen vil redusere temperaturen i systemet og dermed påvirke den overordnede driften av Kalnes. Dette diskuteres videre i diskusjonsavsnittet for brønnpark kapittel 7.3.

### 7.3. Brønnparkanalyse

#### *Forutsetninger og feilkilder*

For å se hvordan brønnparken blir utnyttet i energisystemet, så er energiutnyttelsen beregnet med temperaturer og mengdemålinger som er basert på timesmålinger. Dette kan gi utslag i forhold til virkeligheten, da mye kan skje i løpet av en time. Dette gjelder også for egenskapene til kollektorvæsken, som er satt konstante ved 0 °C uansett temperatur. I realiteten endrer egenskapene seg med temperaturen. Det er ikke beregnet noe varmetap fra rørledninger, temperaturforskjellen fra ut og inn til brønnparken er det varmepumpen utnytter. Men det kan likevel være givende resultater, når man ser på balanse over året, siden det er ikke en eksakt kWh man er ute etter. Det er heller balansen mellom uttak og dumping som er viktig. Resultatene er bare fra november 2016 til februar 2017, da resten av loggdataene fra 2016 var mangelfulle av i den grad at det ikke kunne utføres beregninger for brønnparken. Til tross for dette gir perioden et godt bilde på hvordan brønnparken utnyttes i løpet av en vintersesong.

#### *Teoretisk potensial for brønnparken*

Ved å bruke dataene for brønnparken til Kalnes energisentral, er det beregnet et teoretisk potensial for uttak på ca. 700 MWh/K. For å kunne utnytte det teoretiske potensialet, må brønnene være uendelig lange, siden man i beregningen regner med at temperaturen i brønnparken reduseres med varmeuttaket (Bäcklund 2009). Denne type beregning er svært forenklet, og utelater en rekke faktorer som kan påvirke varmeuttaket til en brønnpark. En faktor er grunnvannstrømninger i grunnen, hvor fjellet er oppsprukket og grunnvannet skiftes ut i stor hyppighet. Dette resulterer i at lagringsevnen i brønnparken reduseres siden grunnvannet som passerer som regel har lavere temperatur enn det som blir dumpet. Det gjør at grunnvannet tar opp varmen og frakter det ut fra lagerets volum. Etter utført termisk responstest ved brønnparken (FuturumEnergi 2011), ble det forklart at det ikke ble påtruffet betydelige sprekker, noe som indikerer at fjellet er relativt tett. Dette er positivt for en brønnpark hvor en ønsker å ha et sesongbasert lager i grunnen, da varme ikke blir fraktet ut av brønnparkens volum. På den andre siden er den naturlige evnen til å lade opp brønnparken redusert. Det vil si at tilbakeføring av varme til brønnparken er viktig for å unngå at temperaturen i brønnparken ikke synker over lengre tid, noe som går utover optimal drift av VP1, da lavere temperatur i kollektorvæsken fører til en lavere effektfaktor.

### *Energiutnyttelse av brønnpark*

Brønnparken ved Kalnes Energisentral blir beskrevet som en kilde for varme når overskuddsvarmen fra kjølenettet ikke er tilstrekkelig for VP1 (COWI & Goodtech 2015). Resultatene viser at ca. 50 % av varmen VP1 leverer hentes fra brønnparken i løpet av perioden som er kartlagt. At brønnparken blir utnyttet 98 % av tiden, tilsier at den blir utnyttet i energisystemet i svært høy grad. Brønnparken er en vesentlig investeringskostnad og på bakgrunn av dette er det positivt for det økonomiske utbytte at brønnparken har en god utnyttelsesgrad. I tillegg er hver kWh med varme hentet ut fra grunnen, en kWh spart med direkte bruk av elektrisitet eller olje. Dette gir både bedre lønnsomhet og et lavere utslipp av klimagasser.

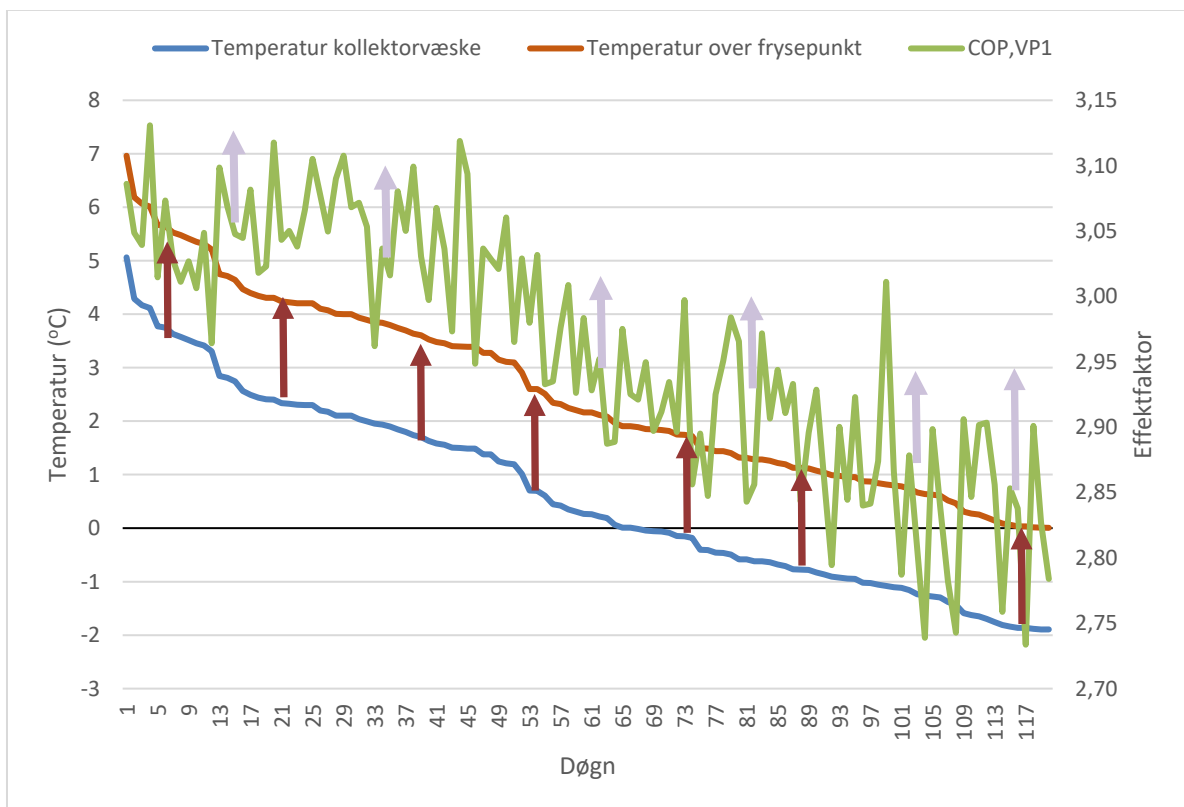
### *Temperatur i kollektorvæske*

Ut ifra resultatene for brønnpark i kapittel 6.4.4 reduseres temperaturen i kollektorvæsken jevnt i løpet av perioden. Dette er normalt når det et varmedominerende behov, og viser at VP1 henter ut varme fra brønnparken og dermed drar nytte av energibrønnene. I 46 % av tiden ligger kollektorvæskens temperatur under 0 °C. Dette kan gå utover effektiviteten til varmepumpen, og det er en mulighet for at de vannfylte energibrønnene kan fryse. For Kalnes energisentral vil det være viktig å kartlegge hvor mye varme som blir tilbakeført. Det trenger ikke å være bekymringsfullt at temperaturen blir lav i slutten av en periode med varmedominerende behov, så lenge det sørges for at det tilbakeføres tilstrekkelig med overskuddsvarme. Brønnparken skal være et sesonglager, hvor overskuddsvarme lagret i varme perioder av året, skal utnyttes i de kalde periodene. Det vil være store årlige temperaturforskjeller i kollektorvæsken, men det årlige gjennomsnittet skal optimalt være lik gjennom hele levetiden. For situasjoner med gradvis synkende temperatur, vil det si at det hentes mer energi enn det som tilbakeføres. En slik ubalanse vil resultere i at effektiviteten til et energisystem med grunnvarme vil avta, og i ekstreme tilfeller klarer ikke grunnen å ta imot/levere mer varme (Law & Dworkin 2016). I artikkelen til Law og Dworkin blir det også nevnt at anlegg har stoppet driften på grunn av dette, og at ubalansen er med på å øke den økonomiske tilbakebetalingstiden for en grunnvarmepumpe. Dette er ikke en ønskelig situasjon for Kalnes energisentral.

Videre er det gitt anbefalinger for minimumstemperatur i kollektorvæsken i den kaldeste måneden i året (Banks 2012). Banks forklarer at den månedlige gjennomsnittstemperaturen ikke skal være under 0 °C. Dette er anbefalinger rettet mot et britisk klima, som er noe varmere enn det norske klimaet. Banks gir uttrykk for at denne temperaturen i eksempelvis Norge kan være lavere. Dette rettfærdiggjøres med det lave CO<sub>2</sub>-utslippet den norske elektrisiteten har, siden lavere kollektorvæsketemperatur reduserer effektiviteten til varmepumpen, noe som gir et høyere



strømforbruk. Setter man dette opp mot en optimal utnyttelse av brønnenparken, bør en ha et mål for å ikke ha måneder med kollektorvæsketemperaturer under 0 °C. Effektfaktor for VP1 vil med dette bli høyere og man vil unngå frostproblemer i brønnenparken. Figur 50 illustrerer en mer optimal løsning for temperaturnivået for kollektorvæsken, hvor den laveste temperaturen i kollektorvæsken er 0 °C. Dette kan være med på å forbedre COP<sub>v</sub> til VP1. Det er viktig å fokusere på at VP1 får de beste vilkårene for varmeproduksjon, da varmebehovet for sykehuset er omtrent det dobbelte av kjølebehovet. I tillegg til at energibrønnene har den funksjonen at de ikke blir benyttet til dumping av varme direkte fra kjølenettet (frikjøling), men at overskuddsvarme fra VP1 og KM2 dumpes fra varmenettet når temperaturen fra VP1 er over settpunkt til varmenettet.



Figur 50: Kollektorvæsketemperatur målt fra november 2016 til desember 2017 sortert fra høyeste til laveste temperatur. Pilene viser en tenkt heving av kollektorvæsketemperaturen, som kan forbedre COP<sub>v</sub> for VP1.

#### Underdimensjonering av brønnenpark

De lave temperaturene i kollektorvæsken kan gi en indikasjon på at brønnenparken er underdimensjonert. Dette kan en se ved at behovet for grunnvarme er større enn det 100 energibrønner kan levere, og som gjør at temperaturen i energibrønnene reduseres til uakseptable nivåer. Det vil si at temperaturen ligger under frysepunktet for vann i lengre perioder. Fra kapittel 6.4.5: Kaldeste måned og temperatur i kollektorvæsken, kom det frem at temperaturen i

kollektorvæsken var lavere enn utelufttemperaturen. I tilfeller som dette forsvinner fordelen med å benytte brønnpark som varmekilde.

En underdimensjonering av brønnparken vil gå direkte på effektiviteten til energisystemet, da el-kjel/oljekjel må levere varme som egentlig varmpumpen skulle ha levert. For Kalnes energisentral vil det være viktig å overvåke temperaturer og energibalansen i brønnparken. Er det tegn til underdimensjonering må det iverksettes tiltak som kan rette på dette. Eksempel på tiltak kan være å utvide brønnparken slik at man kan redusere varmeuttaket per brønnpark. Et annet tiltak er å avlaste brønnene ved å øke produksjonen fra el-kjel eller oljekjel. Dette er noe en bør unngå siden det går utover optimal drift av energisentralen, i form av redusert produksjon fra VP1.

#### 7.4. Presentasjon og diskusjon av resultater med oppdragsgiver

3. mai ble resultatene fra masteroppgaven presentert og diskutert med prosjektgruppen involvert i planlegging, bygging og drift av Kalnes energisentral; Østfold Energi, COWI, Goodtech og Eptec. Møtet ga bekreftelse på at lav drift av KM2 lå i lastfaktorbegrensning på 25 %, samt høy returtemperatur til kondensator. Det at KM2 er en kjølemaskin hadde også innvirkning på produksjonen. De var godt fornøyd med VP1 sin ytelse, og det var viktig at økt produksjon fra KM2 ikke gikk på bekostning av VP1, på bakgrunn av høyere effektfaktor.

I sommerperioden når oppvarmingsbehovet er på det laveste, vil varmebehovet være tilknyttet tappevann. Tappevannet krever 60 °C, og når behovet til sykehuset er lavt er det lite effektivt at VP1 går for fullt for å levere riktig temperatur. Alternativt hadde vært å installere en ettervarmer eller et eget system for varmtvann. Effektfaktoren til VP1 vil dermed kunne øke, da turtemperaturen fra kondensatoren kan reduseres. Redusert turtemperatur fra kondensator vil kunne gi redusert temperaturløft mellom fordampere og kondensator.

Når det gjaldt brønnparken var det bred enighet at man måtte følge med på energibalansen. Optimalt bør uttaket av energi tilsvare tilbakeført energi, da stort energiuttak i verstefall vil kunne medføre redusert temperatur i brønnpark. Ved temperaturreduksjon kan effektiviteten til anlegget reduseres. Den kartlagte perioden viste at temperaturen i kollektorvæsken lå under frysepunktet i flere perioder. Et mål for å holde temperaturen over 0 °C var noe prosjektgruppen ønsker å følge opp, for å unngå frostskafer og lavere effektivitet.

## 8. Konklusjon

Ut fra de tilgjengelige loggførte dataene for Kalnes energisentral er prosjektert varmeproduksjonsandel for VP1 og KM2 lavere enn reell produksjon. For tilgjengelige 282 døgn produserte VP1 81 % av prosjekterte 73 %, mens KM2 sin produksjon på 10 % var tilsvarende det prosjekterte. På bakgrunn av manglende sommerdøgn med liten til ingen spisslastbehov, er det sannsynlig å anta at samlet produksjonsandelen over 1 år på 91 % vil øke. KM2 kan på sin side få en lavere produksjonsandel over 1 år, da VP1 har tilstrekkelig produksjon til å dekke varmebehov for dager med lavt behov.

Oppvarming og nedkjølingsbehovet til sykehuset ble i den tidlige delen av prosjekteringsfasen estimert henholdsvis 25 % og 22 % lavere enn reelt behov. Energisentralen har med dette levert større mengder energi enn prosjektert.

Driften av VP1 har vist seg å være optimal med jevn produksjon og effektfaktor. KM2 har på grunn av lastfaktorbegrensning på 25 % og høy returtemperatur til kondensator, noe lavere produksjon enn det maksimale potensialet. Allikevel vil større produksjon av KM2 kunne gå på bekostning av VP1 noe som ikke er ønskelig.

Analysen på optimal drift av KM2 viste at maksimal varmeproduksjon fra KM2 ville gi store reduksjoner i strømforbruk og effektledd. For januar 2017 var det potensielt mulig å redusere driftskostnadene og elektrisitetsforbruket med henholdsvis 18 % og 13 %. Årsaken var at økt produksjon av KM2 gikk på bekostning av el-kjel.

VP1 og KM2 driftes godt tatt forutsetningene i betraktning, men ønsker man å bedre ytelsen kan det være et forslag å installere ettervarmer for varmtvannet på sykehuset. Dette vil redusere turtemperaturen og antakelig øke energisentralen sin samlede effektfaktor.

Brønnparken til Kalnes Energisentral blir i stor grad utnyttet, ca. 50 % av varmen levert fra VP1 kommer fra energibrønnene i perioden fra november 2016 til februar 2017. For denne perioden er varmeuttaket så stort at temperaturen i kollektorvæsken ligger under 0 °C i 46 % av tiden. Det kan medføre frostskafer, og gjøre at brønnparkens evne til å ta opp eller levere varme reduseres, noe som også går utover effektfaktoren til VP1. Kalnes energisentral bør sette et krav på at temperaturen i kollektorvæsken skal holdes over 0 °C. For den termiske balansen må Østfold Energi ha et mål å tilbakeføre like mye energi til brønnparken som det blir tatt ut, da energibrønnene er plassert tett ved hverandre og at det er antydning til lav grunnvannsgjennomstrømning. Ved å følge disse anbefalingene vil brønnparken ha en bærekraftig drift, slik at Kalnes energisentral kan dra nytte av energibrønnene på lang sikt.

### 8.1. Videre arbeid

For videre arbeid hadde det vært interessant å analysere hele systemet samlet ved hjelp av et optimaliseringsverktøy. Da kan man komme nærmere optimal drift av anlegget, i tillegg kan man kjøre flere scenarier for å se effektene av eksempelvis maksproduksjon av KM2. Et viktig kriterium er at optimaliseringen innebærer termisk balanse i brønnpark og minimal spisslastproduksjon.

Da videre arbeid avhenger av godt datagrunnlag kan det være aktuelt å vente med videre analyser til et komplett år er loggført. Deretter kan man analysere ett helt års drift både med tanke på produksjonensheter og termisk balanse i brønnpark. Utføres dette over flere år vil man få et tydelig bilde på driften av Kalnes energisentral.

#### *Østfold Energi:*

For å oppnå optimal drift stiller det krav til kontinuerlig overvåking og forbedring av eksisterende og potensielt nye prosesser. Nedenfor nevnes noen punkter som kan være viktige for videre drift:

- Bedre system for uthenting av loggført data.
  - Da det var tidkrevende å hente ut loggført data, kan det ved aktiv bruk av systemet være aktuelt å forbedre uthentingene.
- Se på mulighetene for å skille oppvarming – og tappevannsbehov.
  - Temperaturkravet på 60 °C setter krav til turtemperatur fra kondensator i VP1. Her kunne det vært aktuelt å se på mulighetene for å avlaste VP1 ved å installere en egen enhet som hever temperaturen for tappevannsbehovet til sykehuset.
- Jevnlig overvåking av brønnpark.
  - Som følge av usikkerhet rundt termisk balanse i brønnpark er det viktig å jevnlig overvåke temperaturer for å tidlig oppdage eventuelle problemer.
- Flere punktmålere
  - For å få en tydeligere oversikt av termisk balanse i brønnpark kan det være aktuelt å installere temperaturmålere i brønnene.
  - Det finnes en del momentanmålinger som ikke blir loggført, eksempelvis fordampertemperaturer til KM2. Her kunne det vært en ide å få loggført disse målepunktene slik at datagrunnlaget for analyse av KM2 forbedres.

## Referanser

- Acuña, J. (2010). *Improvements of U-pipe borehole heat exchangers*: KTH.
- ASKO. (2016). *Fornybar Energi*: ASKO AS. Tilgjengelig fra: <https://asko.no/om-oss/fokus-pa-miljo/fornybar-energi/> (lest 28. mars).
- Baik, Y.-J., Kim, M., Chang, K.-C., Lee, Y.-S. & Ra, H.-S. (2014). Potential to enhance performance of seawater-source heat pump by series operation. *Renewable Energy*, 65: 236-244.
- Bailey, B. (2012). *Binding Energy*. OpenStax: OpenStax College Physics.
- Banks, D. (2012). *An introduction to thermogeology: ground source heating and cooling*: John Wiley & Sons.
- Barbier, E. (2002). Geothermal energy technology and current status: an overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 6 (1): 3-65.
- Boyle, G. (2012). *Renewable energy: power for a sustainable future*, 3rd ed: Oxford University Press
- Byggteknisk forskrift. (2010). *Forskrift om tekniske krav til byggverk av 26. mars 2010 nr. 489*.
- Bäcklund, A. S. (2009). *Analys av en grundværmebaserad värmepumpsanläggning för uppvärmning och kylning av ett sjukhus*: Institutt for energi-og prosesssteknikk.
- Cengel, Y. A. & Boles, M. A. (2011). *Thermodynamics An Engineering Approach*, b. 7th: McGraw-Hill.
- Cho, C.-W., Lee, H.-S., Won, J.-P. & Lee, M.-Y. (2012). Measurement and evaluation of heating performance of heat pump systems using wasted heat from electric devices for an electric bus. *Energies*, 5 (3): 658-669.
- Circlek. (2017). *Priser for bedriftsmarkedet - Fyringsprodukter*. Tilgjengelig fra: [http://www.circlek.no/no\\_NO/pg1334073964793/business/Produkter/FyringsoljerogParafin/PriserFyringsprodukter.html](http://www.circlek.no/no_NO/pg1334073964793/business/Produkter/FyringsoljerogParafin/PriserFyringsprodukter.html) (lest 24. april).
- CoolPack. (2012). *CoolPack*. 1.50 utg. Denmark: IPU & Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark.
- Corberán, J. M., Donadello, D., Martínez-Galván, I. & Montagud, C. (2013). Partialization losses of ON/OFF operation of water-to-water refrigeration/heat-pump units. *International Journal of Refrigeration*, 36 (8): 2251-2261.
- COWI & Goodtech. (2015). *Kalnes energisentral - Østfold Energi, funksjonsbeskrivelse prosess*. 65 s. Upublisert manuskript.
- DencoHappel. (2016). *Simultaneous cooling and heating with one unit*: DencoHappel.
- Eggen, G. & Vangsnes, G. (2005). *Heat pump for district cooling and heating at Oslo Airport, Gardermoen*. Proceedings 8th IEA Heat Pump Conference, Las Vegas, Nevada.
- Enova. (2017). Informasjon og generelle krav. 2.
- Ericson, T., Fidje, A., Fonnelløp, J. E., Langseth, B., Magnussen, I. H., Rode, W. W. & Saugen, B. (2016). *Varmepumper i energisystemet*. 61.
- EU. (2009). *DIRECTIVE 2009/28/EC OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 23 April 2009*: EU. 47 s.
- Fernández-Seara, J., Pereiro, A., Bastos, S. & Dopazo, J. A. (2012). Experimental evaluation of a geothermal heat pump for space heating and domestic hot water simultaneous production. *Renewable Energy*, 48: 482-488.
- Frantzen, H. (2017). *Lav hastighet brønnpark - kommunikasjon via e-post*. e-mail (23.04.2017).
- FuturumEnergi. (2011). *Sarpsborg nye sykehus - Termisk responstest forprosjektering av geoenergianlegg*. Asker: Futurum Energi AS. 21 s.
- Holstad, M., Aanensen, T. & Henriksen, G. (2016). *Elektrisitet, desember 2015*. Oslo: Statistisk sentralbyrå. Tilgjengelig fra: <https://www.ssb.no/energi-og-industri/statistikker/elektrisitet/maaned/2016-02-04#content> (lest 18.01.2017).
- Hugh Henderson, Danny Parker & Yu Huang. (2000). Improving DOE-2's RESYS routine: User Defined Functions to Provide More Accurate Part Load Energy Use and Humidity Predictions.
- J.Nyers & A.Nyers. (2014). Inverstigation of heat pump condenser performance in heating process for buildings using a steady-state mathematical model. 8.

- Jin, Z., Eikevik, T. M., Nekså, P. & Hafner, A. (2016). Investigation on CO2 hybrid ground-coupled heat pumping system under warm climate. *International Journal of Refrigeration*, 62: 145-152.
- KBB. (2016). *Schematic diagram for deep geothermy*, 16.03.2017.  
<http://www.kbbnet.de/en/technical-fields-of-activity/geothermy/>.
- Kure, H. M. (2011). *Strømforbruk i norske husholdninger*: Trondheim: NTNU.
- Kvikstadhagen, A. (2013). Energitap og miljøutslipp i oljefyrte varmesentraler. *Fossefall AS*: 10.
- Law, Y. L. E. & Dworkin, S. B. (2016). Characterization of the effects of borehole configuration and interference with long term ground temperature modelling of ground source heat pumps. *Applied Energy*, 179: 1032-1047.
- Lu, S., Cai, Z., Zhang, L. & Li, Y. (2014). Evaluation of the performance of a centralized ground-water heat pump system in cold climate region. *Frontiers in Energy*, 8 (3): 394-402.
- Martinez, R., Rohde, T., Kallmyr, K., Horne, D., Høstvang, N., Vårdal, M., Vårdal, J., Jerkø, S. & Harsem, T. (2011). Energibruk i sykehus, status over energikrevende funksjonskrav og faktisk forbruk knyttet til bygg og utstyr og muligheter for energieffektivisering *Innovasjonsprosjekt Lavenergisykehus*, 1,2.
- Mendenhall, W. & Sincich, T. (2014). *A Second Course in Statistics Regression Analysis*. Regression Analysis, b. 7th. Great Britain: Pearson Education Limited.
- Midttømme, K., Skarphagen, H., Nordgulen, Ø. & Longva, O. (2000). Utredning om grunnvarme til planlagte sykehus i Akershus. Feltundersøkelser. Norges geologiske undersøkelse. 31 s.
- Miljødirektoratet. (2016). *Omregning fra energivare til kWh*. Tilgjengelig fra:  
[http://www.miljokommune.no/Temaoversikt/Klima/Klima--og-energiplanlegging/omregningsverktoy\\_tabeller/Omregningsfaktorer-energivare-til-kWh/](http://www.miljokommune.no/Temaoversikt/Klima/Klima--og-energiplanlegging/omregningsverktoy_tabeller/Omregningsfaktorer-energivare-til-kWh/)  
 (lest 24. april).
- Mustafa Omer, A. (2008). Ground-source heat pumps systems and applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12 (2): 344-371.
- NGU. (2015a). *Geotermisk Energi*. Trondheim: Norges Geologiske Undersøkelse. Tilgjengelig fra:  
<http://www.ngu.no/fagomrade/geotermisk-energi#> (lest 02.02).
- NGU. (2015b). *GRUNNVARME*. Tilgjengelig fra: <http://www.ngu.no/fagomrade/grunnvarme> (lest 23.03.2017).
- NordPool. (2017). *Historical Market Data*. Tilgjengelig fra: <http://www.nordpoolspot.com/historical-market-data/> (lest 24. april).
- Nyers, J. & Nyers, A. (2014). Investigation of Heat Pump Condenser Performance in Heating Process of Buildings using a Steady-State Mathematical Model. *Energy and Buildings*, 75: 523-530.
- Okustofnun. (2016). *Geothermal*. Reykjavik: Naional Energy Authority. Tilgjengelig fra:  
<http://www.nea.is/geothermal/> (lest 17 November).
- Pedersen, L. (2007). *Load Modelling og Buldings in Mlxed Energy Distribution Systems*. Trondheim: Norwegian University of Science and Technology, Department of Energy and Process Engineering. 306 s.
- Rybach, L. (2012). 7.06 - Shallow Systems: Geothermal Heat Pumps A2 - Sayigh, Ali. I: *Comprehensive Renewable Energy*, s. 189-207. Oxford: Elsevier.
- Sârbu, I. & Sebarchievici, C. (2014). General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings. *Energy and Buildings*, 70: 441-454.
- Schibuola, L. (2000). Heat pump seasonal performance evaluation: a proposal for a European standard. 12.
- Self, S. J., Reddy, B. V. & Rosen, M. A. (2013). Geothermal heat pump systems: Status review and comparison with other heating options. *Applied Energy*, 101: 341-348.
- Signorelli, S. (2004). *Geoscientific investigations for the use of shallow low-enthalpy systems*: SWISS FEDERAL INSTITUTE OF TECHNOLOGY ZURICH.
- Stene, J. (2008). *Design and application of ammonia heat pump systems for heating and cooling of non-residential buildings*. 8th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Copenhagen.

- Stene, J., Midttomme, K., Skarphagen, H. & Borgnes, B. (2008). *Design and operation of ground-source heat pump systems for heating and cooling of non-residential buildings*. 9th International IEA Heat Pump Conference, Zürich, Switzerland. 20-22 s.
- Yr. (2017a). *Klimastatistikk for Østlandet - Kalnes, Sarpsborg (Østfold)*. Klima: NRK og Meteorologisk Institutt. Tilgjengelig fra:  
<https://www.yr.no/sted/Norge/Østfold/Sarpsborg/Kalnes/klima.html#år> (lest 8. April).
- Yr. (2017b). *Meteorologisk data fra Øsaker målestasjon*: NRK og Meteorologisk Institutt. Tilgjengelig fra:  
[https://www.yr.no/sted/Norge/%C3%98stfold/Sarpsborg/%C3%98saker/detaljert\\_statistikk.html](https://www.yr.no/sted/Norge/%C3%98stfold/Sarpsborg/%C3%98saker/detaljert_statistikk.html) (lest 13. Mars).

## Vedlegg

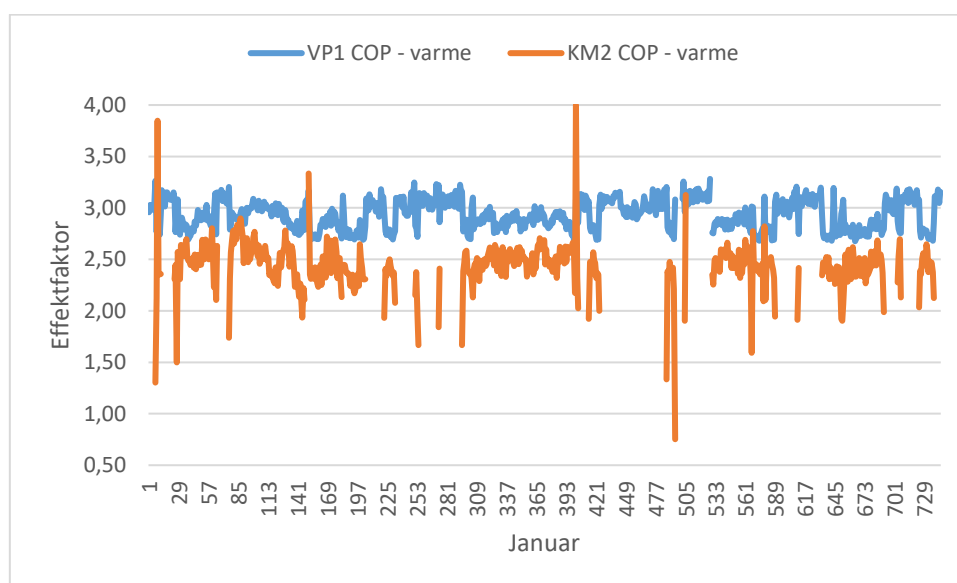
### Vedlegg A: Døgn og månedlig effektfaktorvariasjon

Analysen av effektfaktoren til VP1 og KM2 i månedene januar, februar, april og november. I hver av månedene er det gått dypere inn i ett døgn.

#### Januar

Som vist t.v i Figur 24 i kapittel 6.2: Produksjonsfordeling over 1 år, er januar måned perioden med størst varmebehov. Produksjonsfordelingen mellom de ulike produksjonsenhetene var 67 %, 17 %, 15 % og 1 % for henholdsvis VP1, KM2, el-kjel og oljekjel. Effektfaktoren ( $COP_v$ ) for varmeytelsen til VP1 i denne perioden lå på i gjennomsnitt 2,93. Effektfaktoren var stabil som vist i Figur 51, med en størst og lavest verdi på henholdsvis 3,28 og 2,68. Av de totalt 744 tilgjengelige driftstimene i januar, var VP1 i drift i 737 timer.

Sammenlignet med VP1, hadde KM2 større variasjoner i effektfaktoren. Den gjennomsnittlige effektfaktoren lå på 2,44, med størst og lavest verdi på henholdsvis 4,00 og 0,75. Totalt ble KM2 driftet i 460 timer.

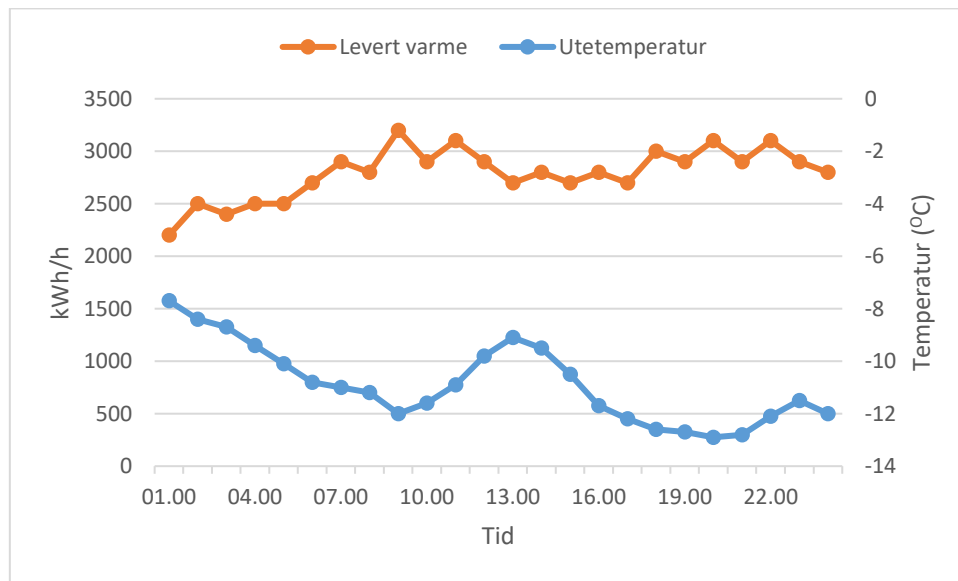


Figur 51: VP1 og KM2 timesbasert effektfaktor i januar 2017.



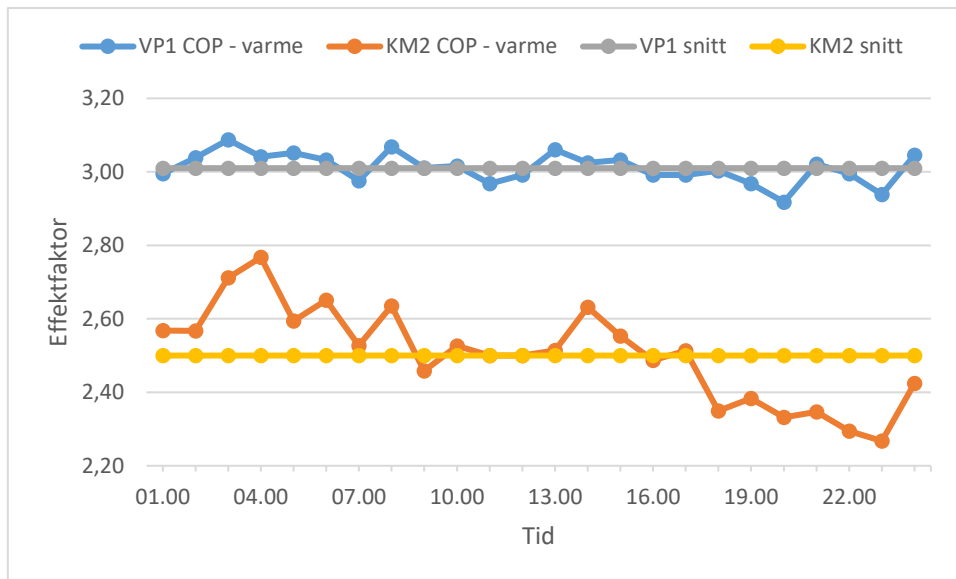
## 5. januar

Torsdag 5. januar er det kaldeste registrerte døgnet, med utetemperatur ned til  $-13^{\circ}\text{C}$ . Ut fra Figur 52 reduseres utetemperaturen i løpet av dagen med en temperaturstigning ved kl.10:00 til kl.13:00. Temperaturen var størst kl.01:00 ( $-7,7^{\circ}\text{C}$ ) og lavest kl.20:00 ( $-13^{\circ}\text{C}$ ). Grafen til levert varme kan ut fra Figur 52 tolkes til å følge trenden til utetemperaturen, da levert varme stiger ved redusert utetemperatur. Mengden levert varme har med dette en jevn stigning gjennom hele døgnet, med en størst og minst verdi på henholdsvis 3 200 kWh og 2 200 kWh.



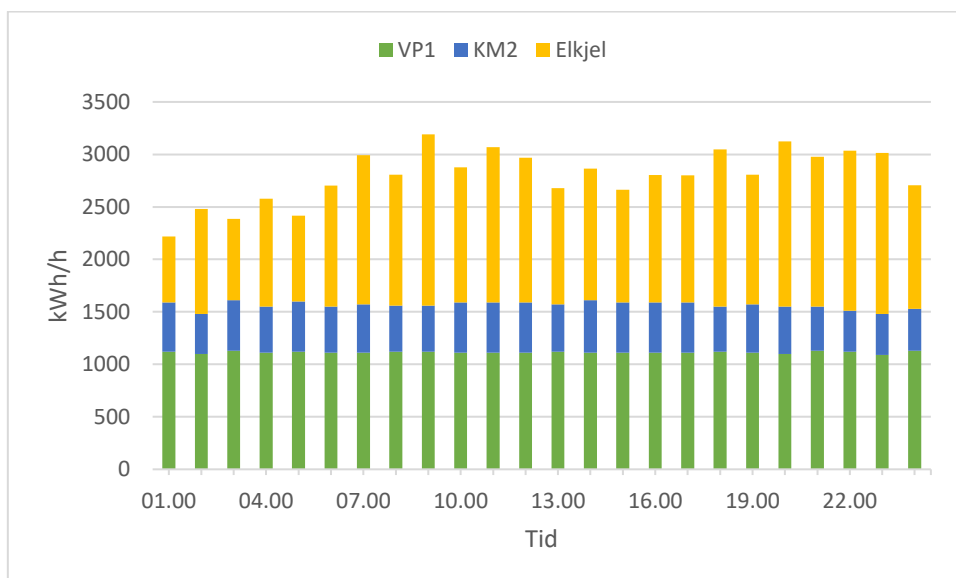
Figur 52: Levert varme og utetemperatur for 5 januar 2017

Figur 53 representerer effektfaktoren til VP1 og KM2 gjennom døgnet 5 januar 2017. Effektfaktor til VP1 var stabil med en størst og minst verdi på henholdsvis 3,09 og 2,92. KM2 på sin side hadde en negativ trend gjennom døgnet, med en størst og minst verdi på 2,77 og 2,27. I snitt hadde KM2 en effektfaktor på 2,5.



Figur 53: Effektfaktor til VP1 og KM2 5. januar 2017. Timesdata.

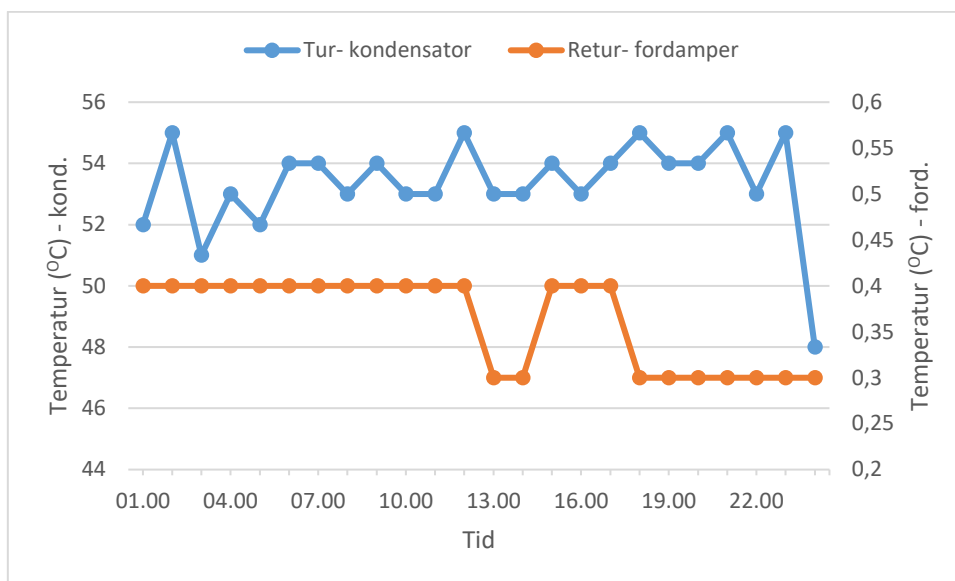
Varmeproduksjonsprofilen til torsdag 5. januar viser i Figur 54 at VP1 og KM2 hadde en stabil produksjon gjennom hele døgnet, hvor el-kjel supplerte med varmeproduksjon som ikke ble dekket av VP1 og KM2. Totalt gjennom døgnet stod VP1 for 40 % av varmeproduksjonen, mens KM2 og el-kjel stod for henholdsvis 16 % og 44 %. El-kjel var med dette den største bidragsyteren av varmeproduksjon.



Figur 54: Varmeproduksjonsprofil for 5. januar 2017 fordelt i produksjonsheter. Timesdata.

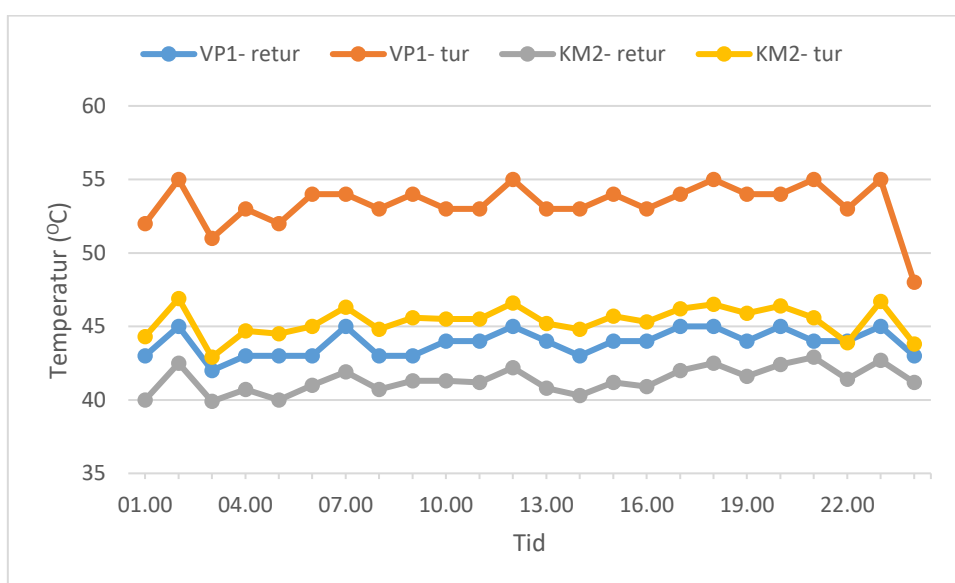
Temperaturdifferensene til kollektorvæsken mellom turtemperatur - kondensator og returtemperatur - fordampner ved VP1 var relativt stabil gjennom hele døgnet, Figur 55. Unntaket var kl.24:00 da

turtemperatur – kondensator falt fra 55 °C til 48 °C. Før kl.24:00 lå temperaturen på 51 °C til 55 °C. Returtemperaturen til fordamperen har gjennom hele døgnet ligget på stabile 0,3 °C og 0,4 °C.



Figur 55: Turtemperatur – kondensator venstre akse og returtemperatur – fordamp høyre akse ved VP1. 5 januar 2017. Timesdata.

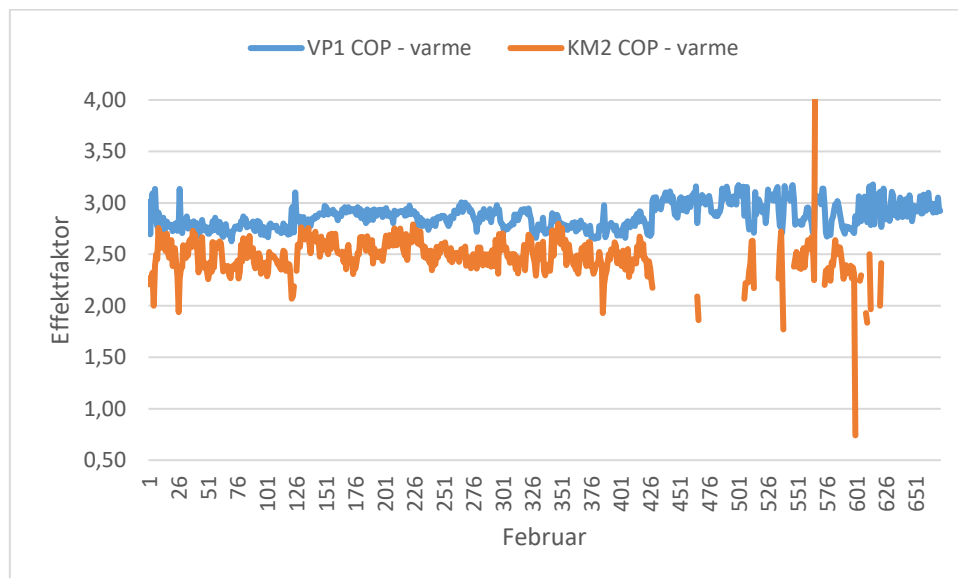
Figur 56 representerer tur – og returtemperaturene ved kondensator for VP1 og KM2. Temperaturene inn og ut av kondensatorene er relativt stabile noe som betyr at temperaturløftet i kondensatorene har vært stabile gjennom hele døgnet. Unntaket er turtemperatur – kondensator for VP1 som nevnt i avsnittet over. På grunn av temperaturfallet og den stabile turtemperaturen i kondensatoren har temperaturløftet kl.24:00 blitt kraftig redusert fra stabile 10 °C til 5 °C.



Figur 56: Tur- og returtemperatur ved kondensator for VP1 og KM2. 5. januar 2017. Timesdata.

## Februar

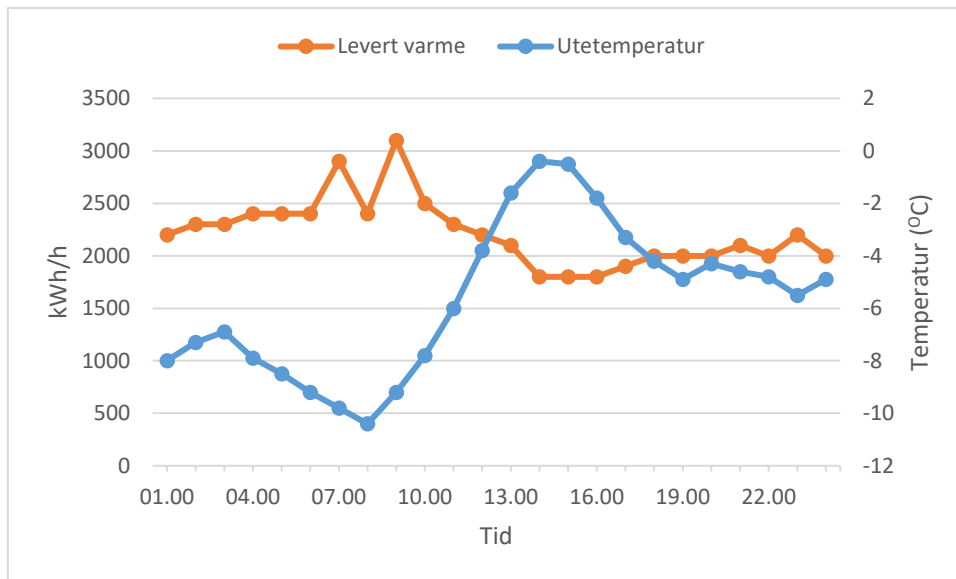
Februar måned hadde en lavere gjennomsnittlig utetemperatur enn januar, og lå på  $-0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Til tross for lavere gjennomsnittlig utetemperatur enn januar så var varmebehovet lavere. På lik linje med januar ble varmebehovet levert ved hjelp av VP1, KM2, el-kjel og oljekjel, men oljekjelen ble benyttet for å bruke opp den tilgjengelige bio-oljen før forbruksdatoen gikk ut. Fordelt på de ulike produksjonsenhetene så stod VP1 og KM2 for 64 % og 21 % av varmeproduksjonen, mens el-kjel og oljekjel stod for henholdsvis 13 % og 1 %. Ser man på effektiviteten til varmepumpene så var effekt faktoren til VP1 stabil med et gjennomsnitt på 2,87. Den største og minste effekt faktoren lå på henholdsvis 3,18 og 2,63, Figur 57. KM2 var i mer stabil enn i januar med en gjennomsnittlig effekt faktor på 2,47 og størst og minst verdi på henholdsvis 4,00 og 0,74.



Figur 57: VP1 og KM2 timesbasert effekt faktor i februar 2017

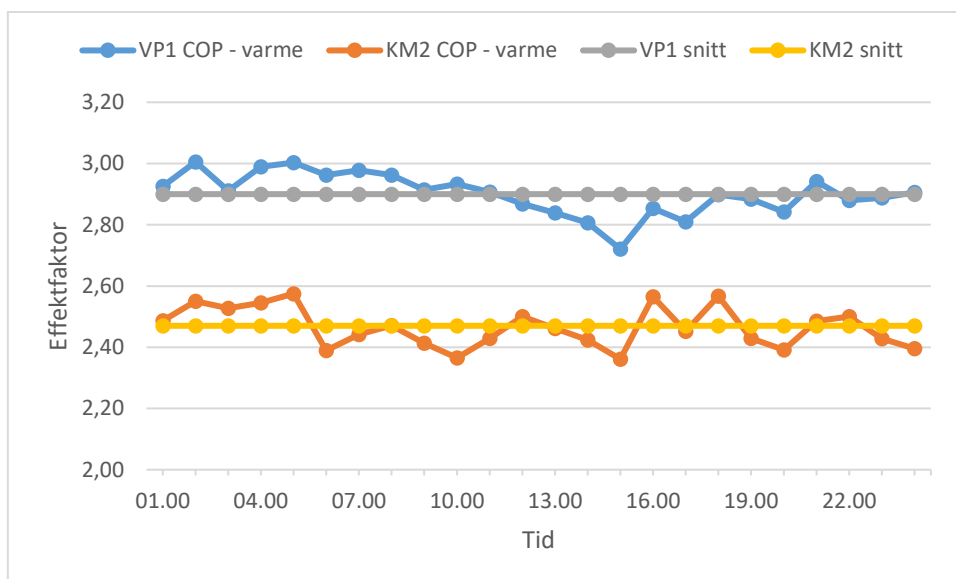
## 12. februar

Søndag 12. februar 2017 var et døgn med store temperatursvingninger og ut ifra Figur 58 som viser levert varme og utetemperatur ser vi hvordan temperaturen stiger med ca. 10 K mellom kl.08:00 og kl.14:00. I perioden når utetemperaturen reduseres stiger kurven for levert varme, mens levert varme reduseres i perioden utetemperaturen øker. Som følge av store temperaturvariasjoner har også levert varme variert fra 1 800 kWh til 3 100 kWh, også dette innenfor tidsperioden kl.08:00 og kl.14:00.



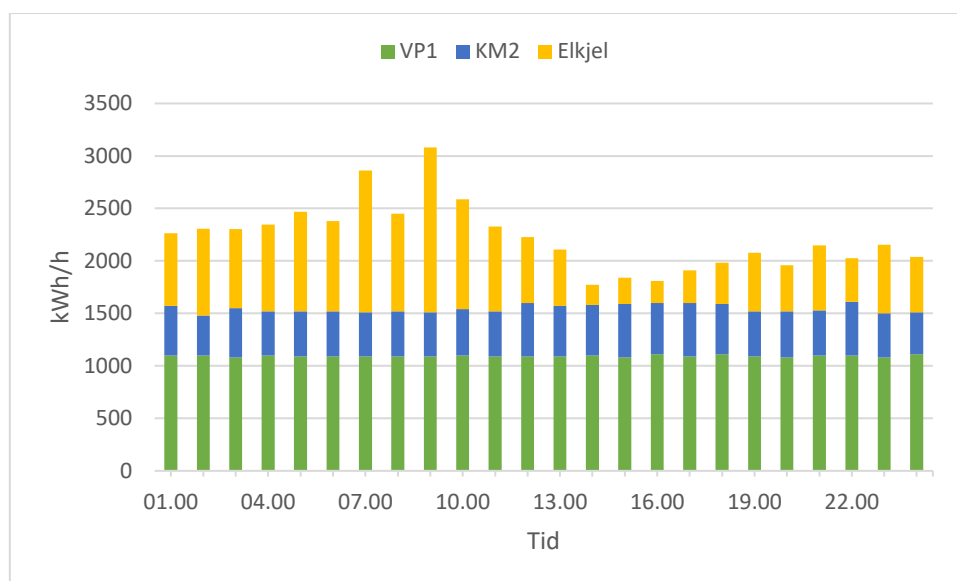
Figur 58: Levert varme og utetemperatur for 12. februar 2017

Figur 59 viser utviklingen av effektfaktorene ( $COP_V$ ) til VP1 og KM2 gjennom døgnet 12. februar. Som vist i figuren er effektfaktoren til VP1 relativt stabil med et gjennomsnitt på 2,9 med størst og lavest verdi på henholdsvis 3,0 og 2,72. Effektfaktoren varierer dermed litt mer enn 2. januar og man kan antyde en liten negativ trend fra ca. kl.10:00 til kl.15:00. KM2 har i motsetning til VP1 stabilisert seg i forhold til 2 januar. Effektfaktoren til KM2 for 13. februar lå på stabile 2,47 med størst og minst verdi på henholdsvis 2,57 og 2,36.



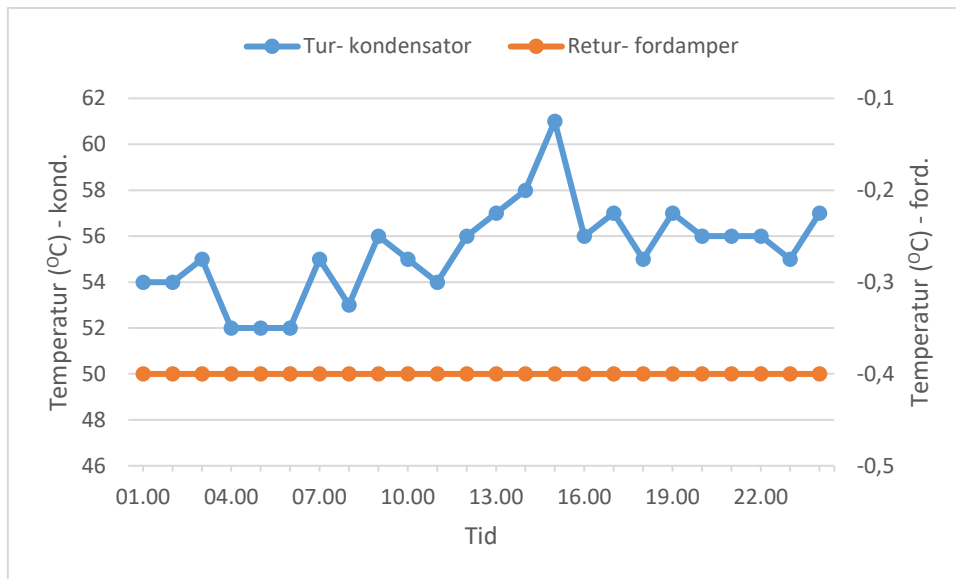
Figur 59: Effektfaktor til VP1 og KM2 12. februar 2017. Timesdata

Varmeproduksjonsprofilen for 12. februar vist i Figur 60 er tilsvarende Figur 54 for 2 januar hvor VP1 og KM2 er grunnlastene med en stabil varmeproduksjon. El-kjelen er spisslasten som supplerer der VP1 og KM2 ikke klarer å produsere nok energi. For 12. februar må el-kjelen driftes hele døgnet for at energisentralen skal kunne levere tilstrekkelig med varmeenergi. VP1 og KM2 produserte henholdsvis 49 % og 20 % av totalproduksjonen, mens el-kjelen produserte 31 %.



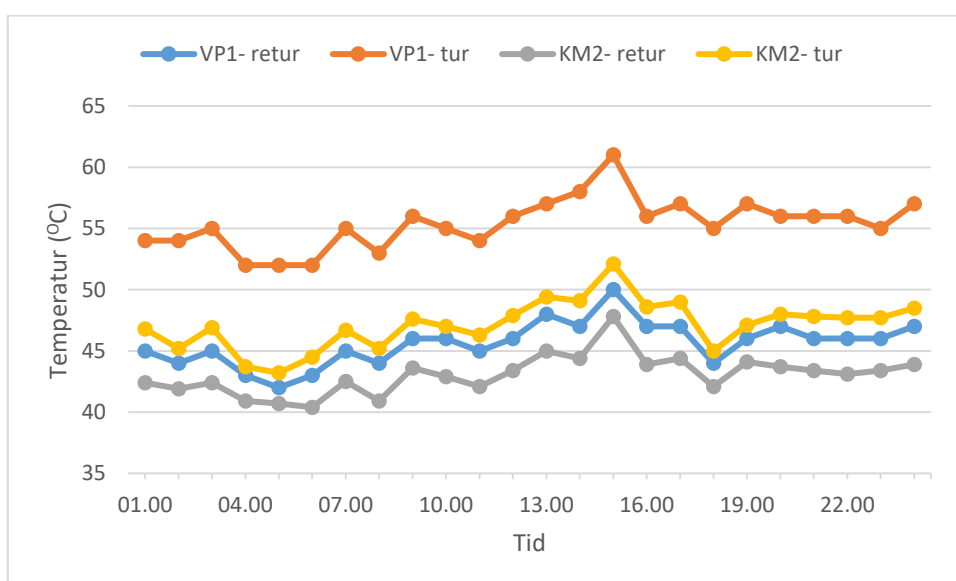
Figur 60: Varmeproduksjonsprofil for 12. februar 2017 fordelt i produksjonseenheter. Timesdata.

Returtemperaturen til VP1 lå på stabile  $-0,4\text{ }^{\circ}\text{C}$  gjennom hele døgnet, vist i Figur 61. Turtemperaturen ut av kondensatoren var derimot ikke like stabil og varierte fra  $52\text{ }^{\circ}\text{C}$  til  $61\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Den store temperaturvariasjonen foregikk i perioden kl.06:00 til kl.15:00, samme tidsperiode hvor effekt faktoren hadde en liten reduksjon.



Figur 61: Turtemperatur – kondensator venstre akse og returtemperatur – fordamper høyre akse ved VP1. 12. februar 2017. Timesdata

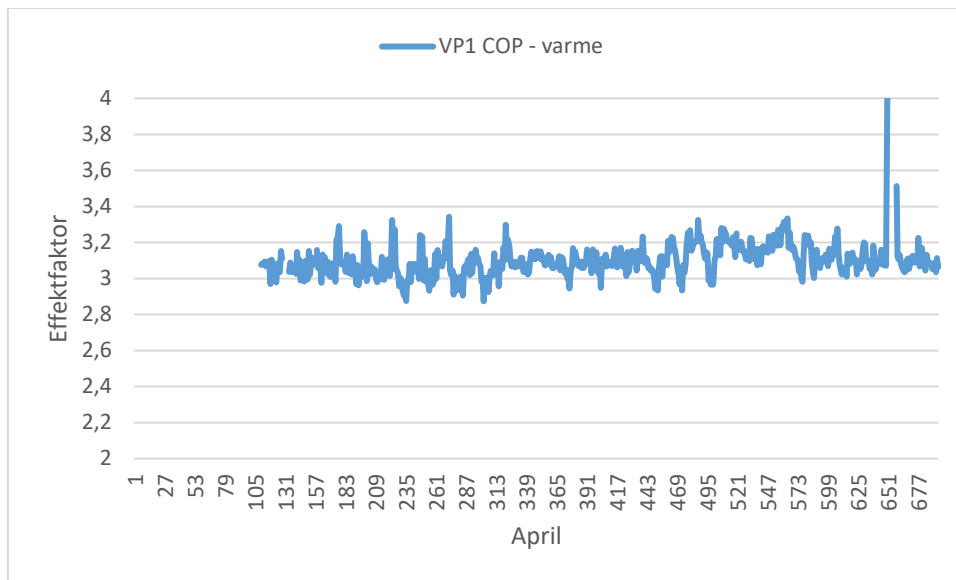
Tur – og returtemperaturene til kondensatoren for VP1 og MK2 er noe varierende, men temperaturdifferansen mellom tur – og retursiden er stabil for begge varmepumpene. Temperaturløftet på kondensatorsiden for VP1 og KM2 er dermed stabil for hele døgnet, 12. februar. Utetemperaturstigningen som foregikk i perioden kl.08:00 til kl.14:00 kommer også til uttrykk i tur – og returtemperaturene til kondensatorene. Temperaturene har en jevn stigning i samme periode før de reduseres og stabiliseres.



Figur 62: Tur- og returtemperatur ved kondensator for VP1 og KM2. 12. februar 2017. Timesdata

## April

April var preget av noe dårlig timesbasert varmeproduksjonsdata fra KM2 og det er derfor lite hensiktsmessig å vurdere effektfaktoren til denne enheten. VP1 har derimot gode loggførte timesdata fra og med 5 april. I Figur 63 er utviklingen i effektfaktoren til VP1 gjennom april og vi ser hvordan effektfaktoren er stabil med unntak av 29. april.



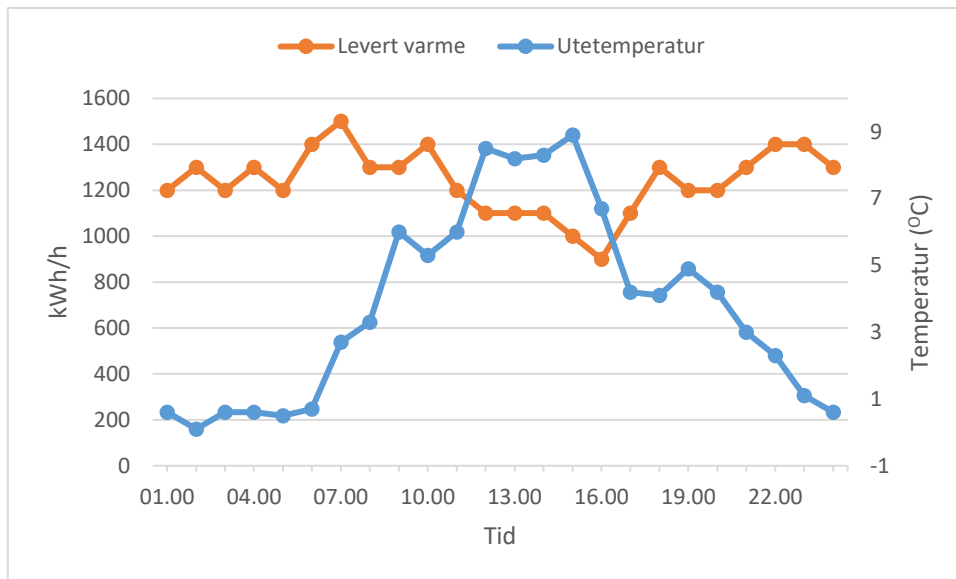
Figur 63: VP1 timesbasert effektfaktor i april 2016

## 24. april

På bakgrunn av dårlig loggført varmeproduksjon fra KM2 er døgnet 24. april 2016 valgt på bakgrunn av driftsstans ved KM2. KM2 er for dette døgnet ikke i drift og vil dermed ikke påvirke analysen av VP1 sin drift.

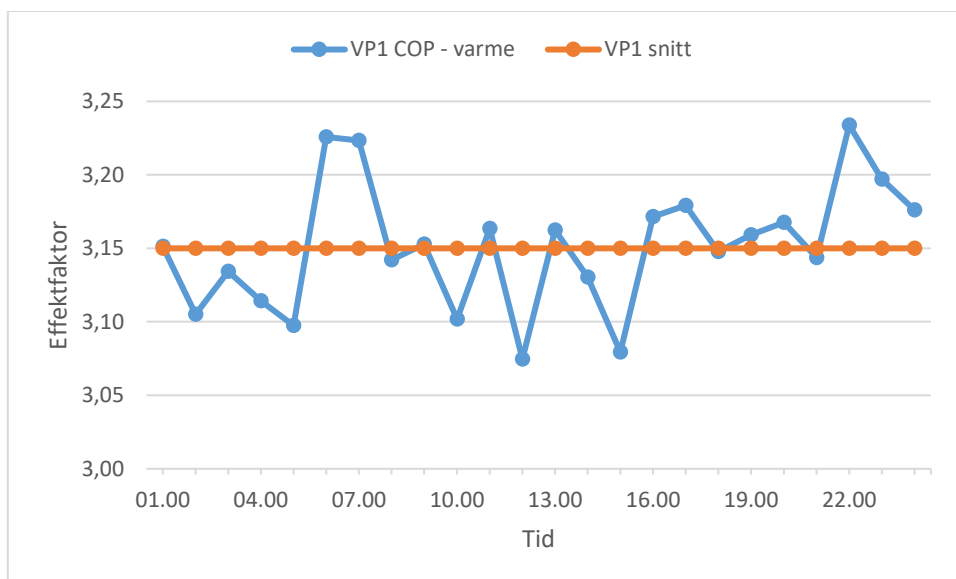
Søndag 24. april var på lik linje med 12. februar påvirket av stor temperaturvariasjon fra 1 °C til 9 °C, Figur 64. Temperaturøkningen medførte reduksjon i varmeetterspørselen, noe som er årsaken til den store variasjonen i levert varme. På det meste var det behov for 1 500 kWh levert varmeenergi, mens i perioden hvor utetemperaturen var på det høyeste, ble den leverte energien redusert til 900 kWh.





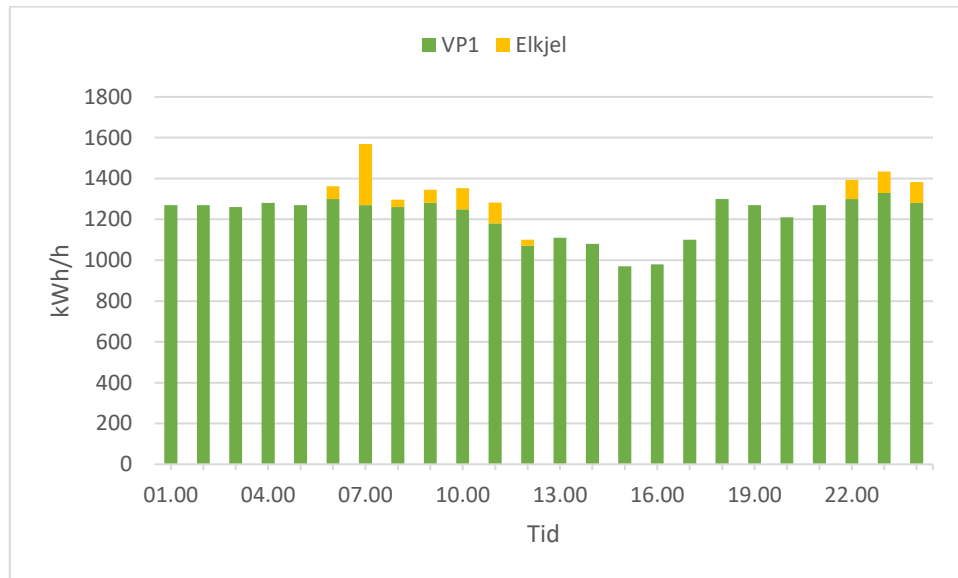
Figur 64: Levert varme og utetemperatur for 24. april 2016.

Da KM2 ikke var i drift 24. april viser Figur 65 bare variasjon i effektfaktoren ( $COP_V$ ) til VP1. Effektfaktoren var stabil gjennom hele døgnet med et gjennomsnitt på 3,15. Størst og lavest effektfaktor lå på henholdsvis 3,23 og 3,07.



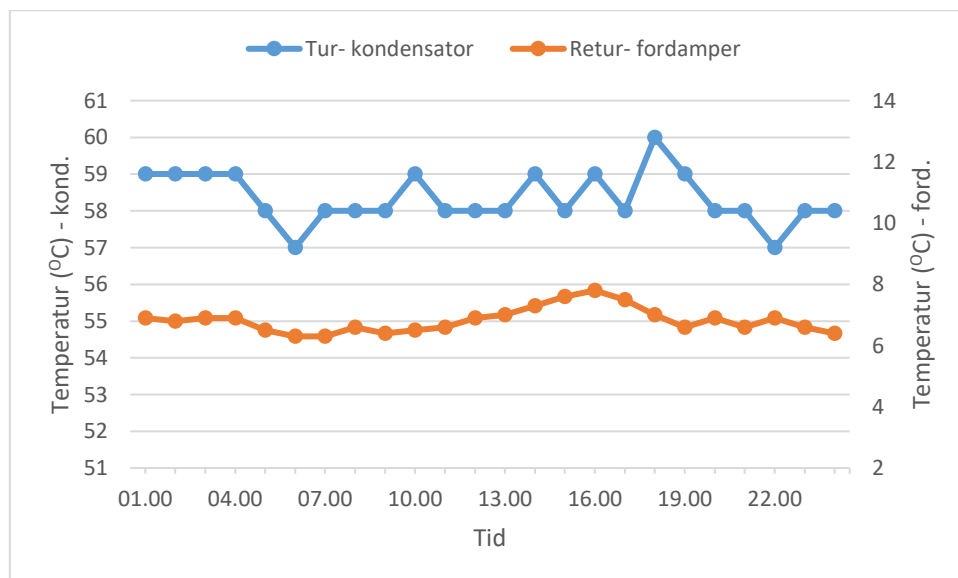
Figur 65: Effektfaktor til VP1 24. april 2016. Timesdata.

Varmeproduksjonsprofilen for VP1 og el-kjel for døgnet 24. april i Figur 66 viser at VP1 så har en jevn produksjonsprofil på 1200 kWh til 1300 kWh med noe nedgang mellom kl.12:00 og kl.17:00 når varmebehovet ikke er stort nok.



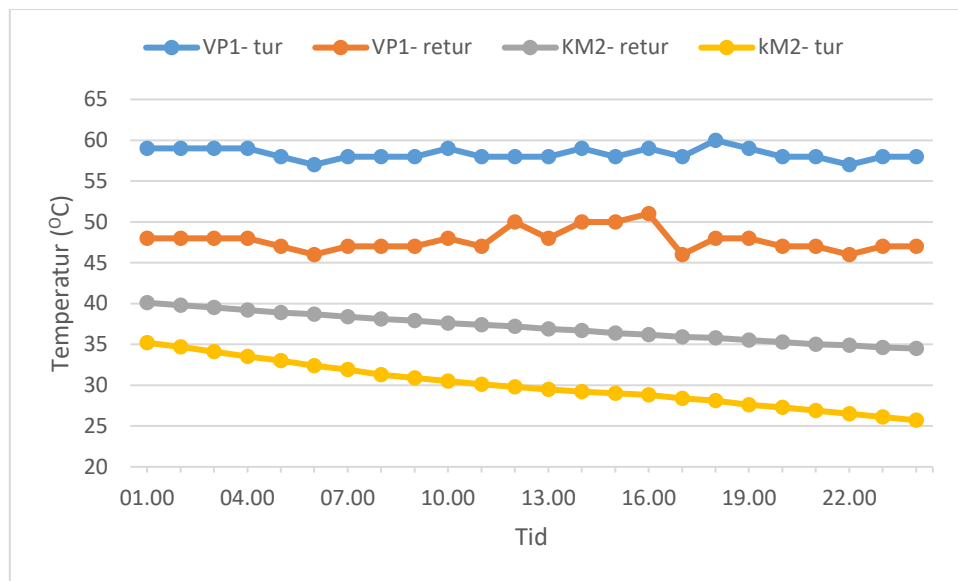
Figur 66: Varmeproduksjonsprofil for 24. april 2016 fordelt i produksjonseheter. Timesdata

Returtemperaturen til fordampere og turtemperatur fra kondensator i VP1 er som vist i Figur 67 relativt stabil. Returtemperaturen til fordampere varierer fra 6,3 °C til 7,8 °C, mens turtemperaturen fra kondensatoren varierer fra 57 °C til 60 °C. Temperaturløftet fra fordampere til kondensator varierer på bakgrunn av dette med maksimalt 5 K.



Figur 67: Turtemperatur – kondensator i venstre akse og returtemperatur – fordampere i høyre akse ved VP1. 24. april 2016. Timesdata

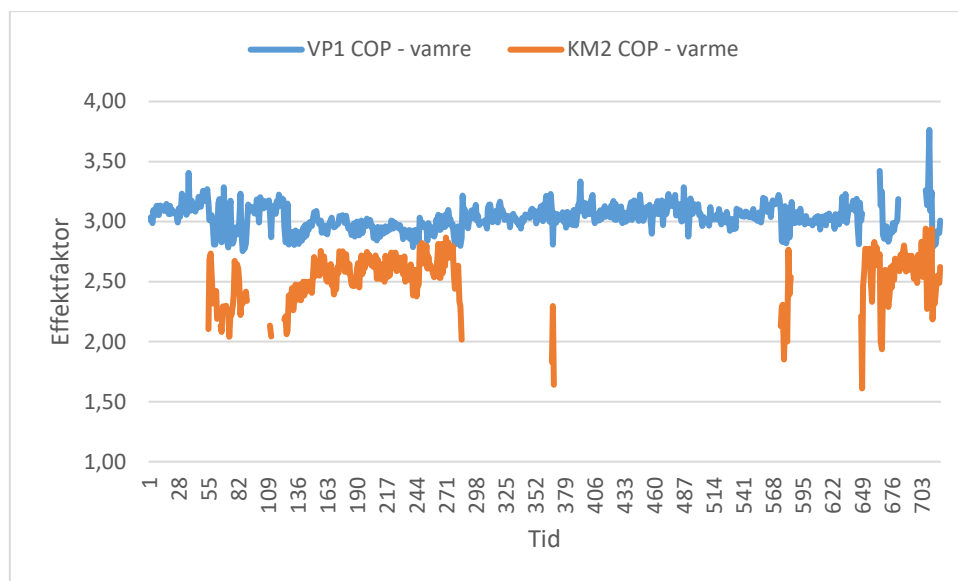
Da MK2 ikke er i drift og det på bakgrunn av dette ikke tilføres noe arbeid på kollektorvæsken vil temperaturen fra retur til tur på kondensatorsiden reduseres. Dette kommer i uttrykk i Figur 68 ved at temperaturen inn til kondensatoren er høyere enn temperaturen ut. For VP1 er både tur – og returtemperaturen på kondensatorsiden stabile. Temperaturløftet på kondensatorsiden er dermed relativt stabil hele døgnet.



Figur 68: Tur- og returtemperatur ved kondensator for VP1 og KM2. 24. april 2016. Timesdata

## November

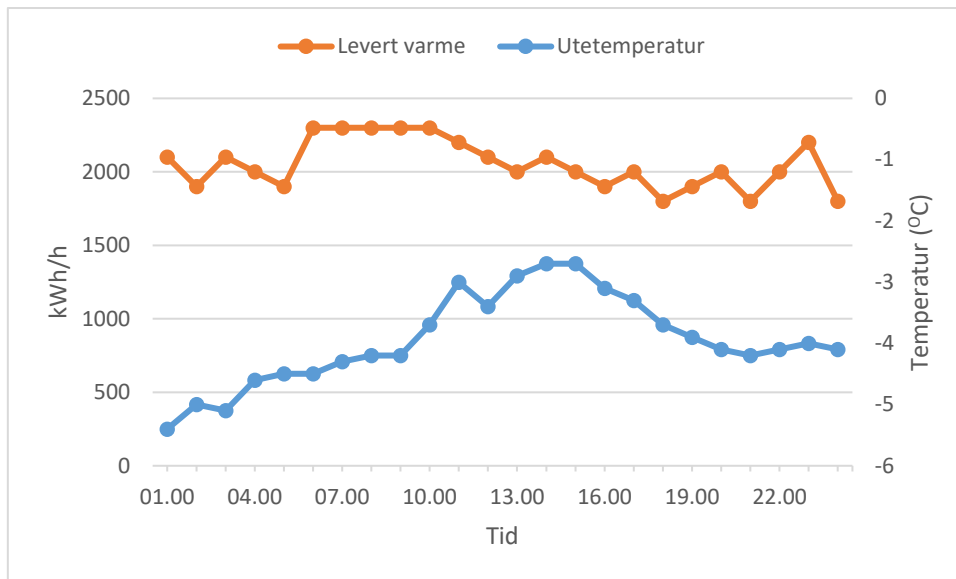
Høstmånedens november var preget av utetemperaturer mellom 9 °C og -6 °C hvorav middeltemperaturen lå på 1,5 °C. På grunn av den noe varierende utetemperaturen var behovet for levert energi også varierende. Dette er årsaken til at effektfaktoren ( $COP_V$ ) til KM2 i Figur 69 er noe oppstykket. Perioder uten effektfaktor for KM2 har vært perioder med lavt varmebehov. Totalt stod VP1 og KM2 for 75 % og 12 % av varmeproduksjonen, mens el-kjel og oljekjel stod for henholdsvis 12 % og 1 %. Figur 69 viser en jevn effektfaktor for VP1 som varierer mellom 3,76 og 2,75 mens KM2 har større variasjon i effektfaktoren, 2,94 og 1,61.



Figur 69: VP1 og KM2 timesbasert effektfaktor i november 2016

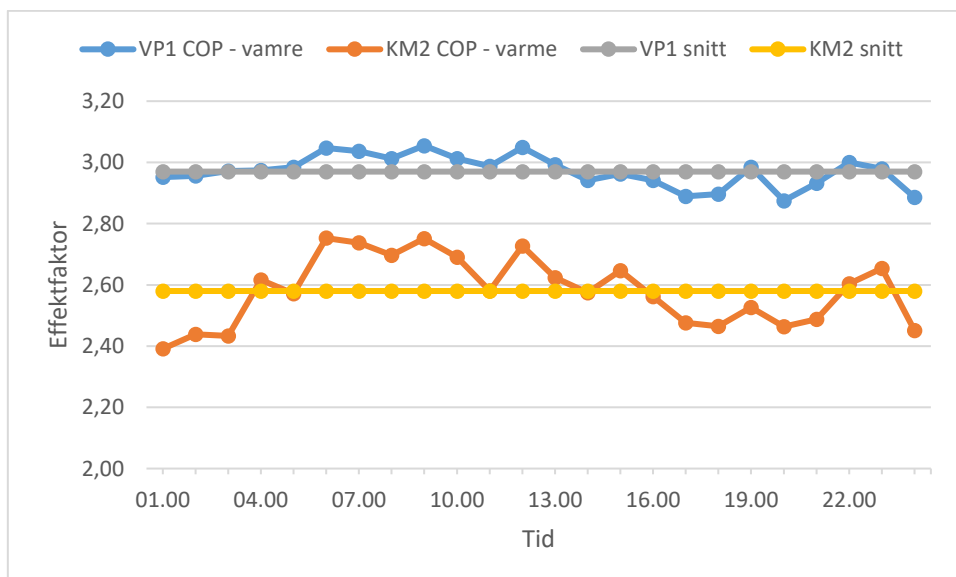
## 8. november

I forhold til de analyserte dagene i januar, februar og april er temperaturvariasjonen gjennom tirsdag 8. november 2017 relativt stabil. Den høyeste og laveste utetemperaturen er som vist i Figur 70 henholdsvis -2,7 °C og 5,4 °C. Representativt for nesten alle de valgte dagene utenom torsdag 1. desember 2016 er utformingen til temperaturgrafene med en temperaturtopp rundt kl.14:00. Levert varme er relativt stabil hele døgnet med en størst og lavest verdi på henholdsvis 2 300 kWh og 1 800 kWh.



Figur 70: Levert varme og utetemperatur for 8. november 2016

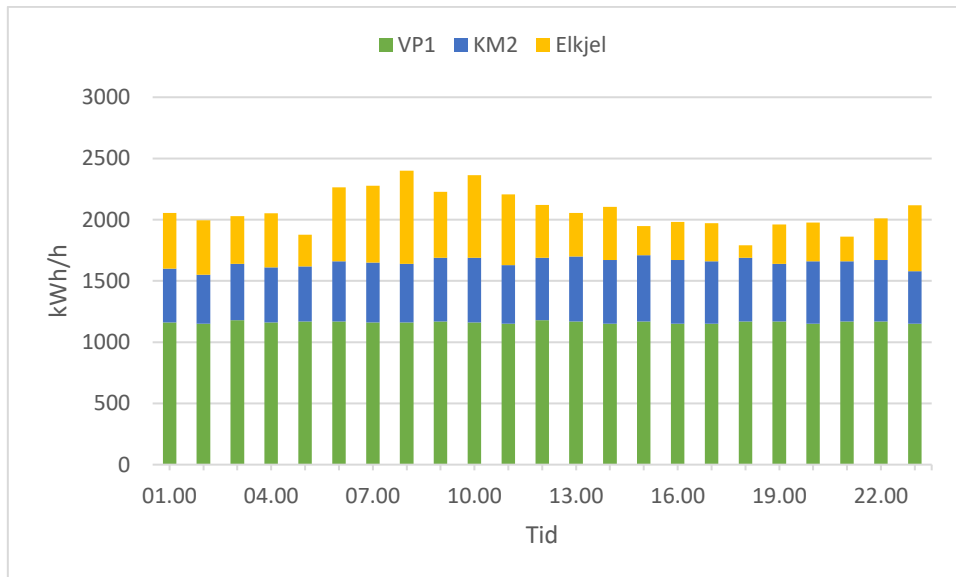
Effekt faktoren for varmeproduksjonen til VP1 er stabil og har et gjennomsnitt på 2,97. De høyeste og laveste effekt faktorverdiene er henholdsvis 3,05 og 2,88. KM2 har derimot en litt mer varierende effekt faktor med et snitt på 2,58, hvor største og laveste verdi var på henholdsvis 2,40 og 2,75. Til tross for større variasjon i effekt faktor ved KM2 er det ingen ekstreme verdier.



Figur 71: Effekt faktor til VP1 og KM2 8. november 2016. Timesdata

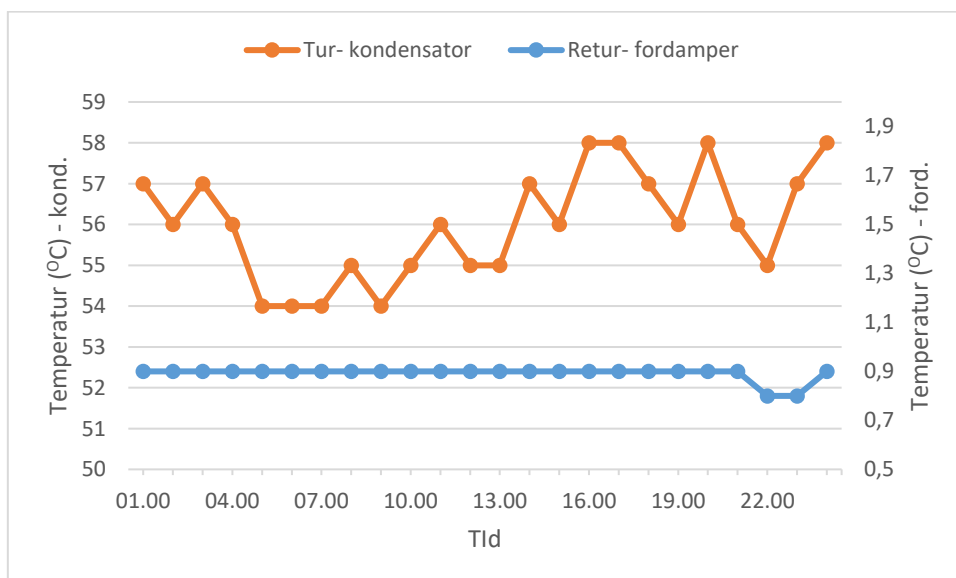
Varmeproduksjonsprofilen i Figur 72 viser at VP1 og KM2 har en jevn produksjon gjennom hele dagen på henholdsvis 1 200 kWh og 500 kWh. Resterende energibehov som varierer fra 100 kWh til 800 kWh

produseres av el-kjelen. For hele døgnet produserte VP1 og KM2 henholdsvis 56 % og 24 % av varmeproduksjonene, mens el-kjel stod for 20 %.



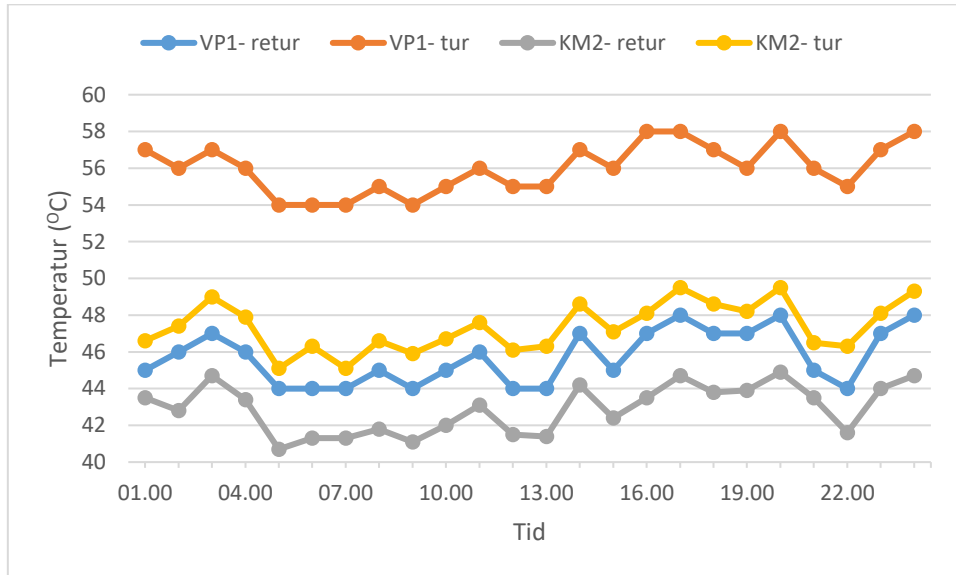
Figur 72: Varmeproduksjonsprofil for 8. november 2016 fordelt i produksjonsenheter. Timesdata

For VP1 lå returtemperaturen til fordamperen på stabile 0,9 °C gjennom hele døgnet. Turtemperaturen fra kondensatoren varierte derimot med 4 K, men dette er lite i forhold til 12 februar som hadde en variasjon på 9 K. Temperaturløftet i kondensatoren var ut ifra Figur 73 lavest kl.06:00 og størst ved ettermiddag og kveld.



Figur 73: Turtemperatur - kondensator venstre akse og returtemperatur – fordamper høyre akse ved VP1. 8. november 2016. Timesdata

Tur – og returtemperaturerne i kondensatoren til VP1 og KM2 er presentert i Figur 74, og som det viser var temperaturløftet relativt stabilt for begge varmpumpene. Figur 74 viser at temperaturene til og fra kondensatorene var stabile med noe variasjon som kommer til utrykk på begge sider av kondensatorene. Temperturløftet er som for alle de foregående døgnene størst for VP1.



Figur 74: Tur- og returtemperatur ved kondensator for VP1 og KM2. 8. november 2016. Timesdata

## Januar

Tabell 26: Effektfaktor, driftstimer og produksjonsandel pr. produksjonsenhet i januar

	<b>Snitt (COP<sub>v</sub>)</b>	<b>Størst (COP<sub>v</sub>)</b>	<b>Minst (COP<sub>v</sub>)</b>	<b>Driftstid (timer)</b>	<b>Prod. andel varme (%)</b>
VP1	2,93	3,28	2,68	737	67
KM2	2,44	4,00	0,75	640	17
El-kjel	-	-	-	567	15
Olje 1 og 2	-	-	-	13 / 3	1

## Februar

Tabell 27: Effektfaktor, driftstimer og produksjonsandel pr. produksjonsenhet i februar

	<b>Snitt (COP<sub>v</sub>)</b>	<b>Størst (COP<sub>v</sub>)</b>	<b>Minst (COP<sub>v</sub>)</b>	<b>Driftstid (timer)</b>	<b>Prod. andel varme (%)</b>
VP1	2,87	3,18	2,63	672	64
KM2	2,44	4,00	0,74	502	21
El-kjel	-	-	-	433	13
Olje 1 og 2	-	-	-	61 / -	1

## April

Tabell 28: Effektfaktor, driftstimer og produksjonsandel pr. produksjonsenhet i april

	<b>Snitt (COP<sub>v</sub>)</b>	<b>Størst (COP<sub>v</sub>)</b>	<b>Minst (COP<sub>v</sub>)</b>	<b>Driftstid (timer)</b>	<b>Prod. andel varme (%)</b>
VP1	3,10	4,00	2,87	571	94
KM2	2,30	2,77	0,42	31	3
El-kjel	-	-	-	55	3
Olje 1 og 2	-	-	-	- / -	-



## November

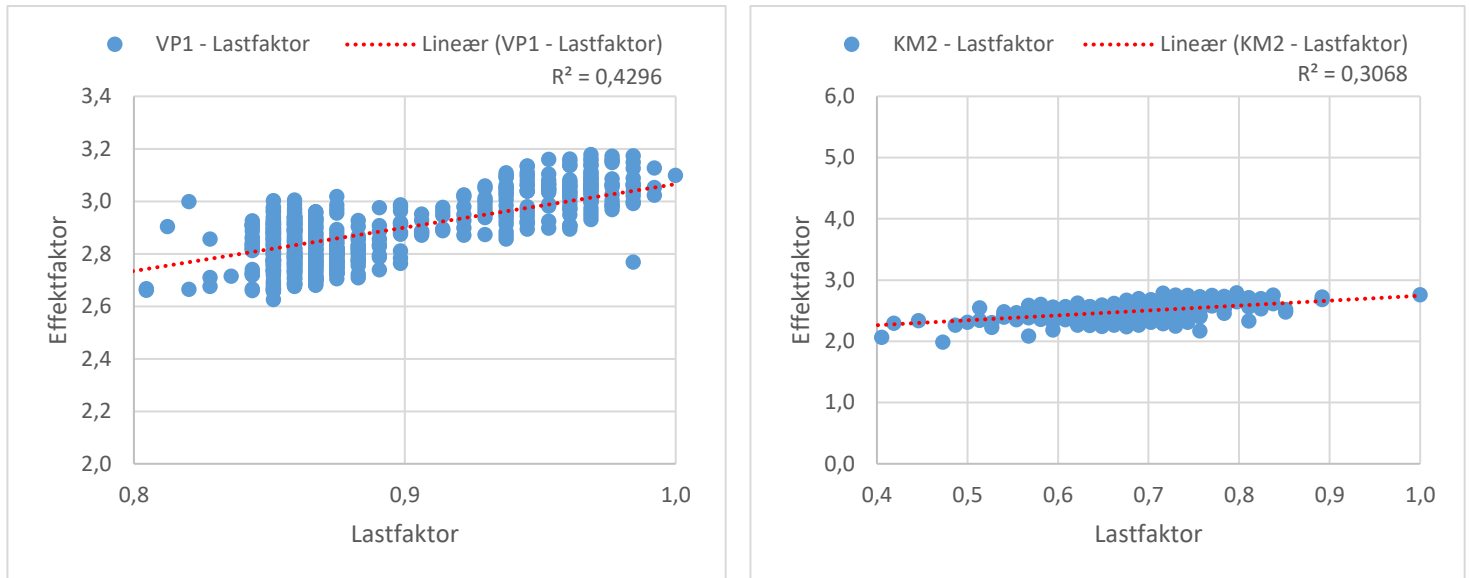
Tabell 29: Effektfaktor, driftstimer og produksjonsandel pr. produksjonsenhet i november

	<b>Snitt (COP<sub>v</sub>)</b>	<b>Størst (COP<sub>v</sub>)</b>	<b>Minst (COP<sub>v</sub>)</b>	<b>Driftstid (timer)</b>	<b>Prod. andel varme (%)</b>
VP1	3,00	3,80	2,75	681	75
KM2	2,50	2,94	1,61	283	12
El-kjel	-	-	-	389	12
Olje 1 og 2	-	-	-	12 / 1	1

## Vedlegg B: Lastfaktor og effektfaktor

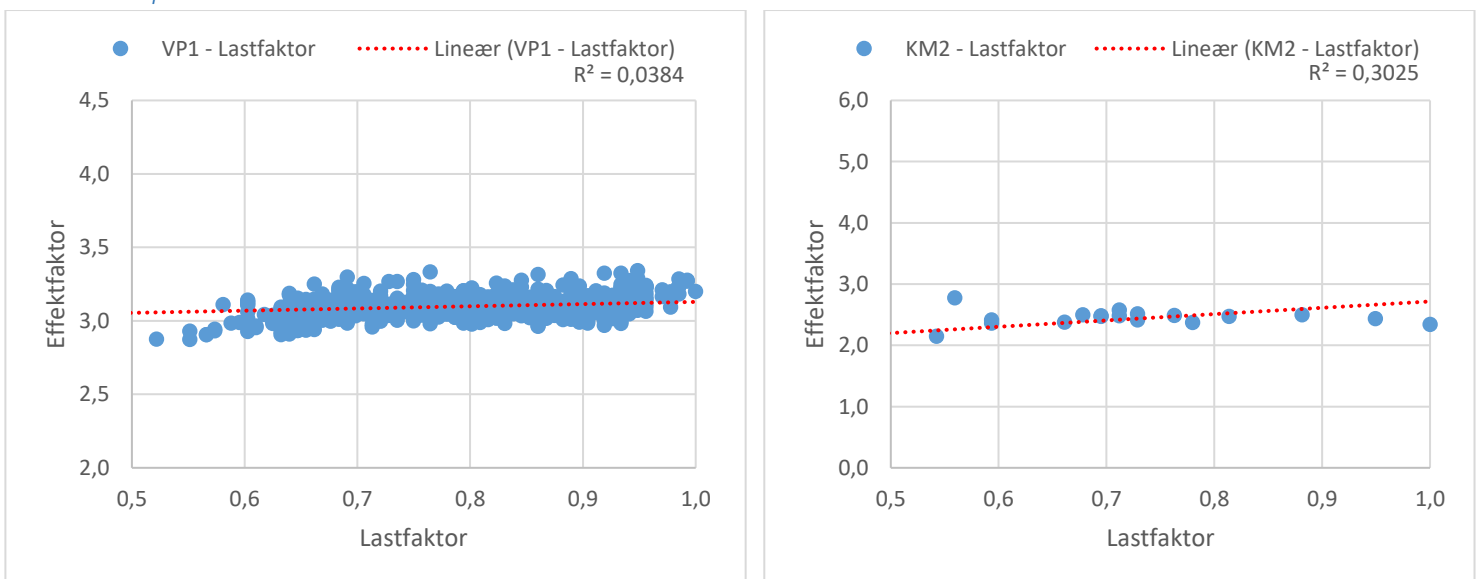
Lastfaktor og effektfaktor ( $COP_v$ ) for VP1 og KM2 i februar, april, juli, november og desember. Januar er presentert i resultatkapitlet 6.3.2: Effektfaktor og lastfaktor.

### Februar



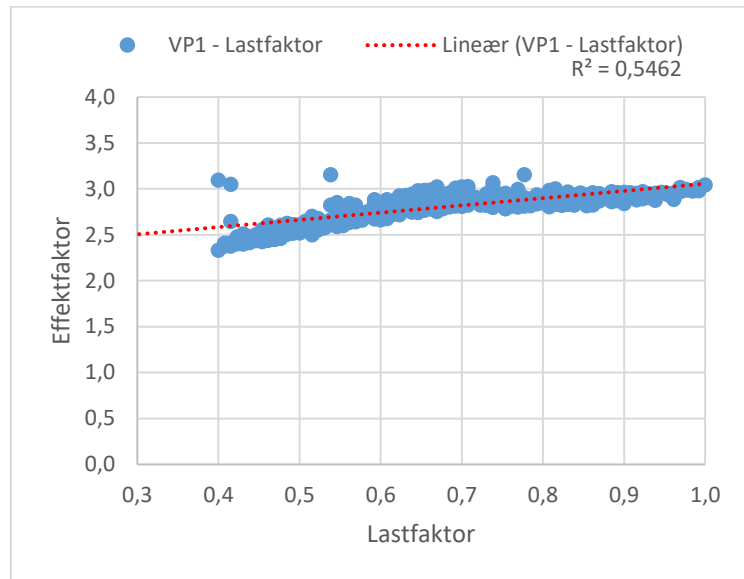
Figur 75: Effektfaktor og lastfaktor for februar 2017. T.v. VP1 og t.h. KM2. Timesdata

### April



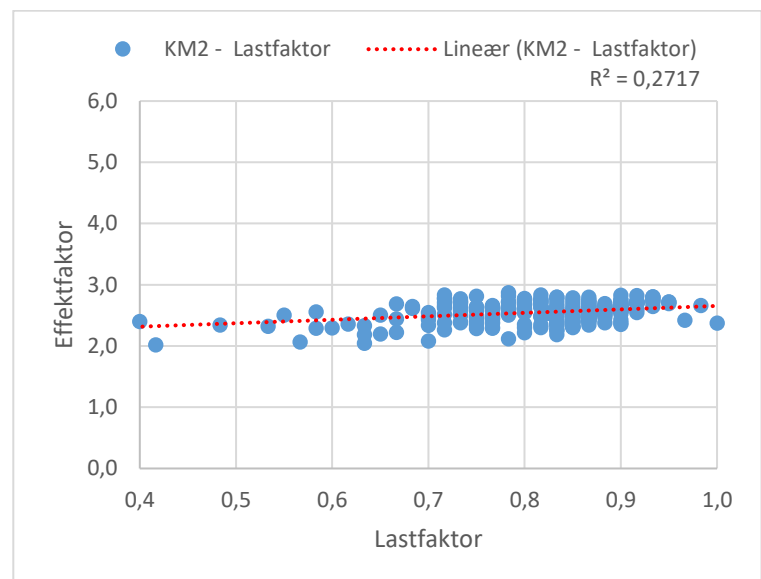
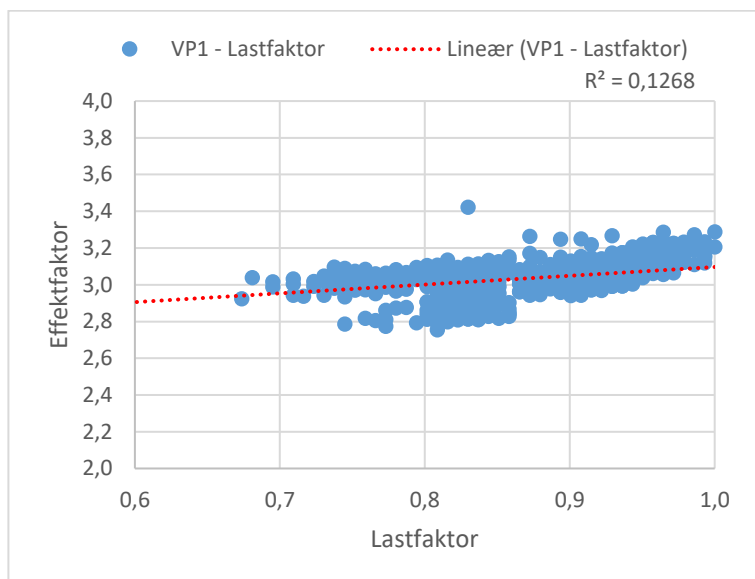
Figur 76: Effektfaktor og lastfaktor for april 2016. T.v. VP1 og t.h. KM2. Timesdata

Juli



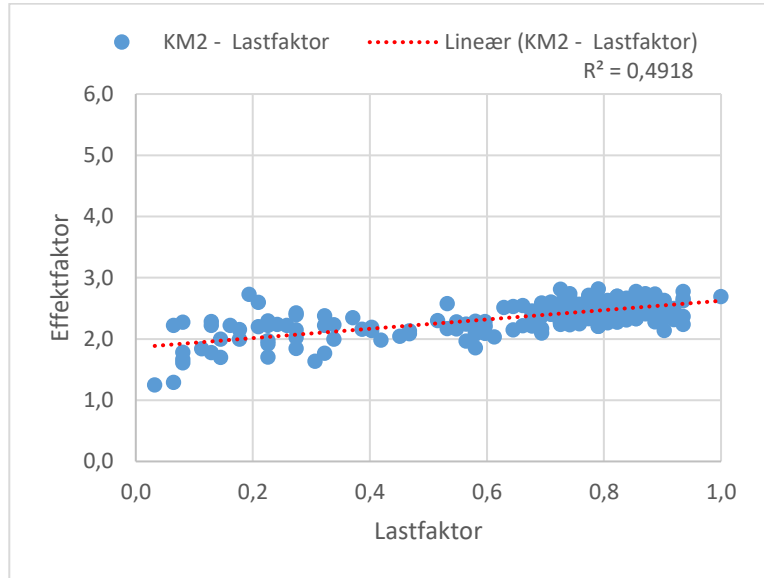
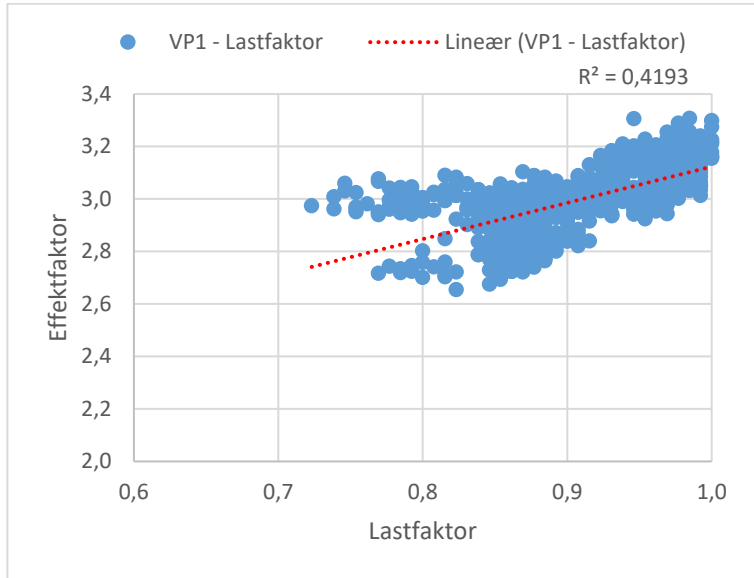
Figur 77: Effektfaktor og lastfaktor for VP1 i juli 2016. Timesdata

November



Figur 78: Effektfaktor og lastfaktor for november 2016. T.v. VP1 og t.h. KM2. Timesdata

Desember



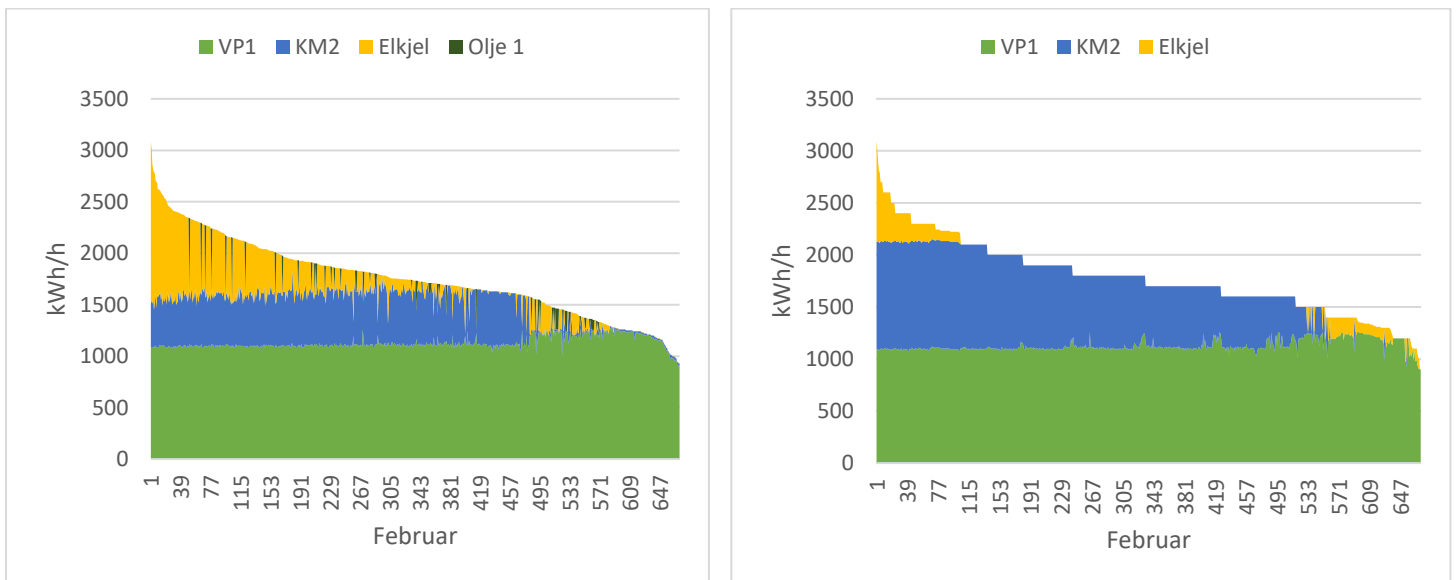
Figur 79: Effektfaktor og lastfaktor for desember 2016. T.v. VP1 og t.h. KM2. Timesdata

## Vedlegg C: Optimal produksjon av kjølemaskin 2

Vedlegget presenterer resultatene fra minimeringsmodellen hvor effektene av økt varmeproduksjon fra KM2 vurderes. Minimeringsmodellen er kjørt for månedene januar, februar, november og desember som er perioder med tilstrekkelig datagrunnlag. Månedene januar og desember er utdypet i resultatkapitlet og tas ikke med i vedlegget.

### Februar

Som den kaldeste registrerte måneden var det et stort oppvarmingsbehov som måtte dekkes av el-kjelen. I produksjonsprofilen for reell drift i februar t.v. i Figur 80 var produksjonen til KM2 relativt stabil, men liten i forhold til optimal drift t.h. i Figur 80. På lik linje med januar ble oljekjelen benyttet for å bruke bio-oljen innen utløpsdatoen. Oljeforbruket i reell drift ble erstattet av KM2 og el-kjel i optimal drift.



Figur 80: Produksjonsprofil. T.v. reell drift og t.h. optimal drift. februar 2017.

Reduksjonen i strømforbruket ved optimal drift var noe lavere for februar sett i sammenheng med januar. Allikevel tilsvarte det besparte strømforbruket en reduksjon på i overkant av 10 %, Tabell 30. Strømreduksjonen og den erstattede oljen gav en kostnadsbesparelse på 19 %, Tabell 31. Hvorav strømreduksjonen tilsvarte 18 000 kr. Produksjonsandelen til KM2 økte fra 21 % til 33 %, mens el-kjelens produksjonsandel gikk fra 13 % til 3 %, Tabell 32.

Tabell 30: Strømforbruk til produksjonsenheter ved reell og optimal drift i februar 2017.

	<b>Reell</b>	<b>Optimal</b>	
VP1	264	264	MWh
KM2	99	162	MWh
El-kjel	159	40	MWh
Total	522	466	MWh

Tabell 31: Kostnader for strøm og oljeforbruk ved reell og optimal drift i februar 2017.

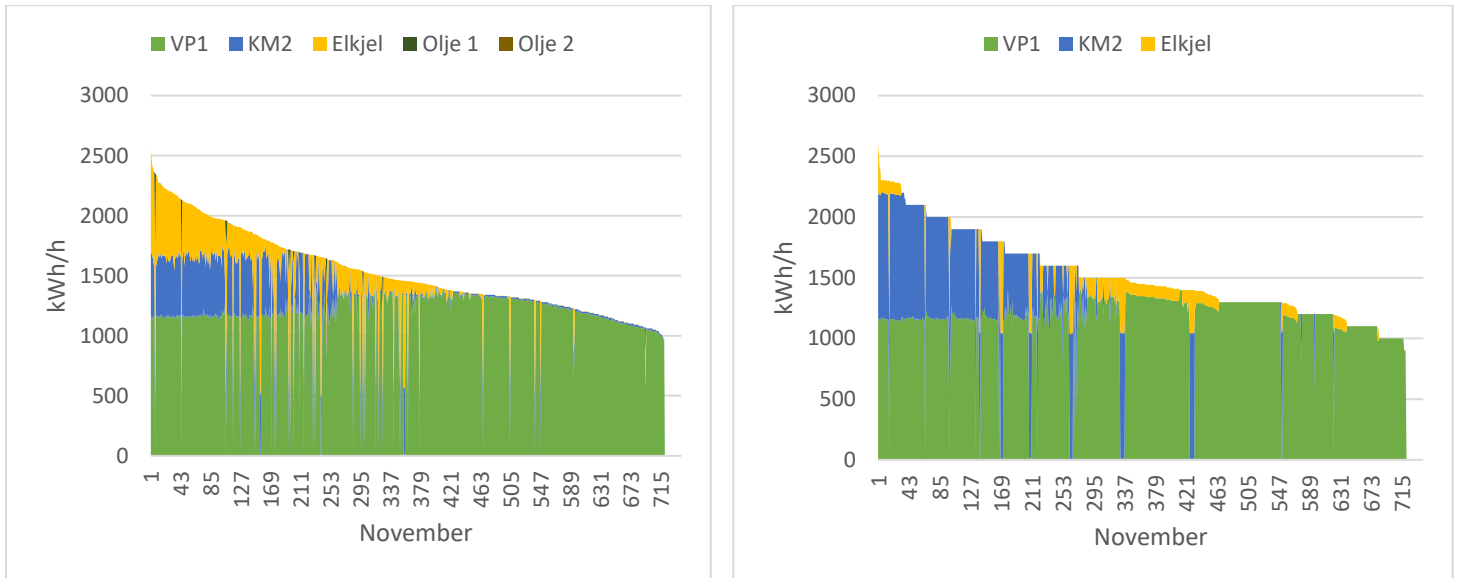
	<b>Reell</b>	<b>Optimal</b>	
Strøm	160 000	142 000	kr
Nettleie	324 000	270 000	kr
Olje	16 000	0	kr
Total	490 000	412 000	kr

Tabell 32: Produksjonsandel til produksjonsenheter ved reell og optimal drift i februar 2017.

	<b>Reell</b>	<b>Optimal</b>	
VP1	64	63	%
KM2	21	33	%
El-kjel	13	3	%
Oljekjel	1	0	%
Total:	1 181	1 196	MWh

## November

Da det i november for reell drift var perioder med driftsstans av VP1 ble den manglende produksjonen dekket av KM2 og el-kjel. Det førte til høyere strømforbruk slik at potensialet for kostnadsreduksjon i optimal drift ble større. Figur 81 presenterer produksjonsprofilen til reel og optimal drift for november 2016. Ved å sette KM2 sitt produksjonspotensial til 1 030 kWh kunne varmpumpene til sammen stå for omtrent 2 250 kWh. El-kjelproduksjonen ble dermed lav for november.



Figur 81: Produksjonsprofil. T.v. reell drift og t.h. optimal drift. November 2016.

Strømforbruket til el-kjelen kan ifølge optimal drift potensielt reduseres med 60 %, hvor den totale strømbesparelsen for november kan reduseres med 10 %, Tabell 33. Kostnadmessig tilsvarer dette en reduksjon på i overkant av 10 %, Tabell 34. Produksjonsandelen for VP1 var lik for begge tilfellene men som vist i Tabell 35 var produksjonsandelen til KM2 20 % for optimal drift.

Tabell 33: Strømforbruk til produksjonsenheter ved reell og optimal drift i november 2016

	Reell	Optimal	
<b>VP1</b>	274	274	MWh
<b>KM2</b>	52	88	MWh
<b>El-kjel</b>	132	53	MWh
<b>Total</b>	458	415	MWh

Tabell 34: Kostnader for strøm og oljeforbruk ved reell og optimal drift i november 2016.

	Reell	Optimal	
<b>Strøm</b>	180 000	161 000	kr
<b>Nettleie</b>	247 000	308 000	kr
<b>Olje</b>	2 457	0	kr
<b>Total</b>	429 000	469 000	kr

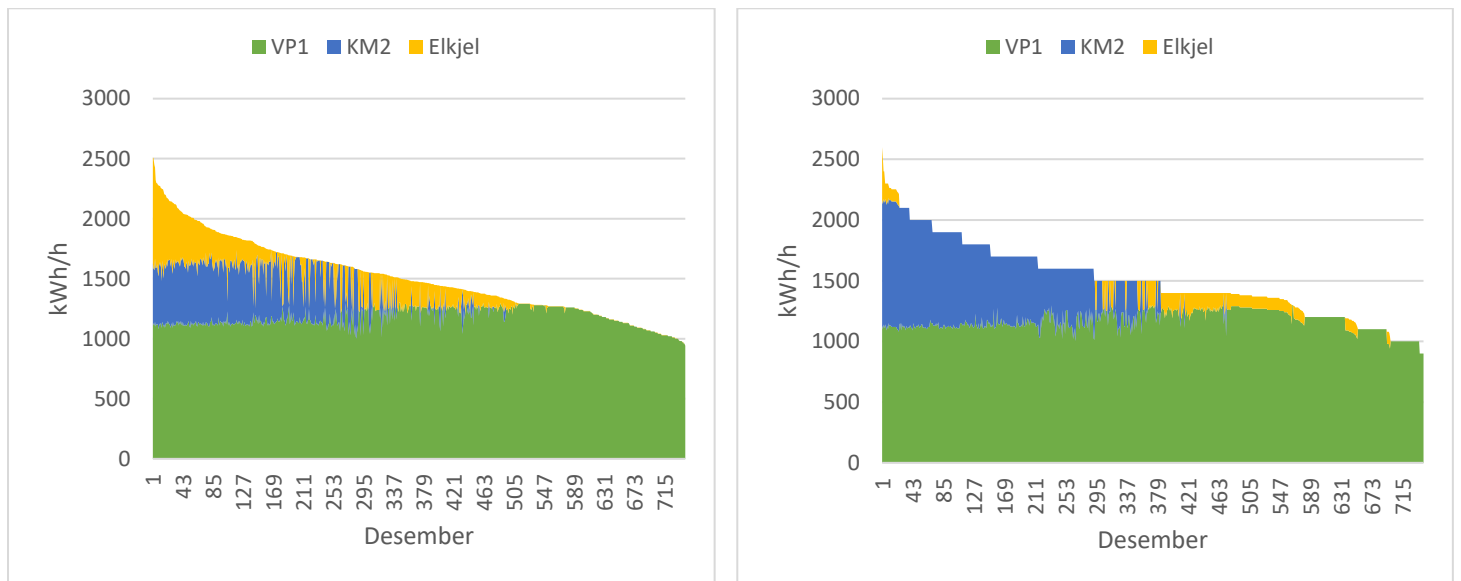
Tabell 35: Produksjonsandel til produksjonseheter ved reell og optimal drift i november 2016.

	Reell	Optimal	
VP1	75	75	%
KM2	12	20	%
El-kjel	12	5	%
Oljekjel	0	0	%
<b>Total:</b>	<b>1 104</b>	<b>1 095</b>	<b>MWh</b>



## Desember

Produksjonsprofilen for reell drift desember 2016 t.v. i Figur 82 har en fin trend hvor alle produksjonsenhetene har en jevn og fin produksjon. KM2 kan ses å ha noe variasjon, men produksjonen er relativt stabil på 500 kWh. For optimal drift ved samme periode t.h. vil produksjonen fra KM2 heves og strekkes over en lengre periode. Tilsvarende trend finnes for januar, februar og november.



Figur 82: Produksjonsprofil. T.v. reell drift og t.h. optimal drift. Desember 2016.

Det totale strømforbruket kan ved optimal drift potensielt reduseres med 8 %, Tabell 36. Sett i sammenheng med de andre månedene er dette den laveste reduksjonen, men knytter man reduksjonen opp til besparte kostnader tilsvarer dette 14 000 kr, Tabell 37. El-kjelen fikk med dette redusert sin produksjonsandel fra 12 % til 3 %, mens KM2 gikk fra 12 % til 19 %, Tabell 38.

Tabell 36: Strømforbruk til produksjonsenheter ved reell og optimal drift i desember 2016

	Reell	Optimal	
VP1	293	293	MWh
KM2	57	88	MWh
El-kjel	107	37	MWh
Total	457	418	MWh

Tabell 37: Kostnader for strøm og oljeforbruk ved reell og optimal drift i desember 2016.

	<b>Reell</b>	<b>Optimal</b>	
Strøm	149 000	135 000	kr
Nettleie	228 000	191 000	Kr
Olje	0	0	kr
<b>Total</b>	<b>377 000</b>	<b>326 000</b>	<b>kr</b>

Tabell 38: Produksjonsandel til produksjonsheter ved reell og optimal drift i desember 2016.

	<b>Reell</b>	<b>Optimal</b>	
VP1	78	78	%
KM2	12	19	%
El-kjel	10	3	%
Oljekjel	0	0	%
<b>Total:</b>	<b>1 122</b>	<b>1 119</b>	<b>MWh</b>

## Vedlegg D: Hypotesetesting

t-Test av to utvalg med antatt ulike varianser:

$H_0$ : t-Stat > T – kritisk, tosidig

$H_1$ : t-Stat < -T – kritisk, tosidig

Forkaster  $H_0$  hvis t-Stat < -T – kritisk, tosidig.

### Varme under 17 °C

	<i>Temperatur</i>	<i>Varme</i>
Gjennomsnitt	2,86789883	1438,1323
Varians	30,1214102	219680,735
Observasjoner	3855	3855
Antatt avvik mellom gjennomsnittene	0	
fg	3855	
t-Stat	-190,115858	
P(T<=t) ensidig	0	
T-kritisk, ensidig	1,64524899	
P(T<=t) tosidig	0	
T-kritisk, tosidig	1,96057955	

### Varme over 17 °C

	<i>Temperatur</i>	<i>Varme</i>
Gjennomsnitt	21,512959	425,485961
Varians	9,47935551	5885,8564
Observasjoner	463	463
Antatt avvik mellom gjennomsnittene	0	
fg	463	
t-Stat	-113,210984	
P(T<=t) ensidig	0	
T-kritisk, ensidig	1,64815134	
P(T<=t) tosidig	0	
T-kritisk, tosidig	1,96510087	

### Kjøling under 17 °C

	<i>Temperatur</i>	<i>Kjøling</i>
Gjennomsnitt	2,86789883	504,254215
Varians	30,1214102	3955,69042
Observasjoner	3855	3855
Antatt avvik mellom gjennomsnittene	0	
fg	3913	
t-Stat	-493,090088	
P(T<=t) ensidig	0	
T-kritisk, ensidig	1,64524313	
P(T<=t) tosidig	0	
T-kritisk, tosidig	1,96057042	

### Kjøling over 17 °C

	<i>Temperatur</i>	<i>Kjøling</i>
Gjennomsnitt	21,512959	1042,98056
Varians	9,47935551	268949,539
Observasjoner	463	463
Antatt avvik mellom gjennomsnittene	0	
fg	462	
t-Stat	-42,3810817	
P(T<=t) ensidig	1,358E-161	
T-kritisk, ensidig	1,64815849	
P(T<=t) tosidig	2,716E-161	
T-kritisk, tosidig	1,96511202	







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

Postboks 5003  
NO-1432 Ås  
Norway