

Vurdering og utnyttelse av spillvarme i sykehus generert fra kjølemaskiner

Potensialet ved spillvarmeutnyttelse på
Akutten og Hjerne-lunge-senteret, St Olavs
Hospital

Renate Ekehaug Aasen

Master i energibruk og energiplanlegging

Innlevert: juni 2013

Hovedveileder: Natasa Nord, EPT

Medveileder: Morten Uv, St. Olavs Hospital, Allmenn teknikk

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for energi- og prosesseteknikk

EPT-M-2012- 1

MASTEROPPGAVE

for

Renate Ekehaug Aasen

Våren 2013

Utnyttelse av spillvarme i sykehus ved bruk av varmepumpe*Utilization of waste heat in hospitals by using heat pump***Bakgrunn og målsetting**

I moderne og komplekse bygninger er det samtidig behov for oppvarming og kjøling. I komplekse bygninger som sykehus kan det oppstå ulike varmeoverskudd som kan brukes til ulike formål. Det er viktig å optimalisere energiflyt i bygninger og utnytte varmeoverskudd. St. Olav hospital i Trondheim vil disponere sine bygninger for analyse av utnyttelse av spillvarme. St. Olav har tilgjengelig SD-anlegg og energioppfølgingssystem. Studenten kartlagt anlegget gjennom sin prosjektoppgave. Basert på samlet data, skal studenten analysere potensielle som ligger i varmeoverskudd og foreslå tiltak for å utnytte bedre spillvarme på sykehus. For å optimalisere energiflyt og analysere potensielle som ligger i varmeoverskudd i sykehus skal studenten integrere måledata og matematiske modeller for bygningers installasjoner. Matematiske modellene skal utvikles for å utnytte tilgjengelige måledata. Studenten kan bruke både Excel og MATLAB for analysen. Måledata og innsamlet data gjennom anleggets kartlegging kan ha feil. Modellene kan ha påfølgende feil. Derfor kan det være nyttig å gjøre følsomhetsanalyse av resultatene.

Målet med oppgaven er å definere muligheter for utnyttelse av spillvarme i sykehus ved å analysere energiforsyningsanlegg og benytte data fra SD-anlegg og energioppfølgingssystem.

Opgaven bearbeides ut fra følgende punkter

1. Litteraturstudium om varmepumper, kjøleanlegg, energibehov i sykehus. Litteraturstudium skal omfatte også muligheter og teknologier for utnyttelse av spillvarme.
2. Organiser tilgjengelige tekniske- og måledata om sykehus. Sammenlign tilgjengelige data og lage underlag for videre modellering.
3. Utvikle i Excel eller et andre beregningsprogram alle nødvendige matematiske modeller for å beregne energiflyt, varmeoverskudd og energiforsynings system i sykehus. Bruk underlag fra punkt 1 og 2 for å analysere energiforsyningsystem i sykehus. Det anbefales å definere flere ulike scenarier for varmegjenvinning i sykehus. Alle de foreslåtte scenarioene skal analyseres.
4. Tekno-økonomisk- og følsomhetsanalyse av de foreslåtte scenarioene for energiforsyningsystem i sykehus. Forberede en draft artikkel om arbeidet.

” - ”

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og eventuelt forsøksplan for oppgaven til evaluering og eventuelt diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved eventuell utførelse av dataprogrammer skal avtales nærmere i samråd med faglig ansvarlig.

Besvarelsen redigeres mest mulig som en forskningsrapport med et sammendrag både på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse etc. Ved utarbeidelsen av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på begge steder. Ved bedømmelsen legges det stor vekt på at resultatene er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte, og at de er diskutert utførlig.

Alle benyttede kilder, også muntlige opplysninger, skal oppgis på fullstendig måte. For tidsskrifter og bøker oppgis forfatter, tittel, årgang, sidetall og eventuelt figurnummer.

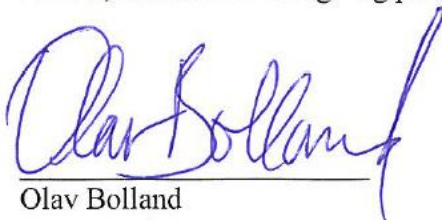
Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder(e). Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved alle (andre) fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosesssteknikk.

Risikovurdering av kandidatens arbeid skal gjennomføres i henhold til instituttets prosedyrer. Risikovurderingen skal dokumenteres og inngå som del av besvarelsen. Hendelser relatert til kandidatens arbeid med uheldig innvirkning på helse, miljø eller sikkerhet, skal dokumenteres og inngå som en del av besvarelsen.

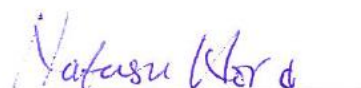
I henhold til "Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet" ved NTNU § 20, forbeholder instituttet seg retten til å benytte alle resultater og data til undervisnings- og forskningsformål, samt til fremtidige publikasjoner.

Besvarelsen leveres digitalt i DAIM. Et faglig sammendrag med oppgavens tittel, kandidatens navn, veileders navn, årstall, instituttnavn, og NTNUs logo og navn, leveres til instituttet som en separat pdf-fil. Etter avtale leveres besvarelse og evt. annet materiale til veileder i digitalt format.

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 22. januar 2012



Olav Bolland
Instituttleder



Natasa Nord
Faglig ansvarlig/veileder

FORORD

Masteroppgaven er skrevet våren 2013 ved Institutt for Energi- og prosessteknikk ved Norges Teknisk-Naturvitenskaplige Universitet (NTNU). Masteroppgaven utgjør 30 studiepoeng, som tilsvarer 100 % av vårsemesteret.

Masteroppgaven bygger videre på prosjektoppgaven «Utnyttelse av spillvarme i sykehus ved bruk av varmpumpe», skrevet høsten 2012. I prosjektoppgaven er mesteparten av informasjonen hentet fra St. Olavs Hospital egne arkiver. I masteroppgaven har uthenting av informasjon i databaser fra produsenter og kontakt med leverandører vært en viktig erfaring.

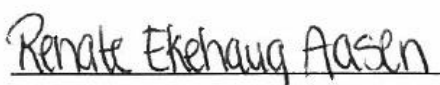
Veileder ved NTNU er Natasa Nord, førsteamanuensis ved instituttet. Jeg vil takke henne for hjelp og rettleiding gjennom både prosjektoppgave høsten 2012 og masteroppgaven. For tilbakemeldinger og rådgøring med matematiske modeller, MATLAB og rapportskrivning. Jeg vil også takke henne for strenge ord når jeg jobbet mindre effektiv, samt mange trivelige samtaler.

Masteroppgaven er skrevet med utgangspunkt i St. Olavs Hospital i Trondheim. Kontaktperson ved sykehuset er Morten Uv, seksjonsleder, seksjon for teknisk infrastruktur. Jeg vil takke ham for muligheten jeg har fått til å studere bygninger og anlegg på sykehuset, for den gode mottakelsen og hjelpen jeg har fått underveis i masteren.

Tor Emile Giske, fagansvarlig sentral driftskontroll, har svart på spørsmål og hjulpet til med måledata fra SD-anlegg og energioppfølgingssystemet. Han har fikset trender og logging slik at jeg har fått ønskede måledata i riktige intervaller.

Jeg vil takke Kjell Arne Kjørsvik, fagansvarlig kjøling ved St Olavs Hospital, for befaring og kunnskap om kjøleanleggene. Han har hjulpet med måleutstyr og praktisk måling av kjølemaskinene.

Jeg vil takke Jon Selbekk og Per Erik Sundet i COWI, Tore Damlie ved St. Olavs Hospital og Vidar Witzøe i Siemens for å lete frem og oversende dokumentasjon tilknyttet anleggene.



Renate Ekehaug Aasen

Trondheim 10.06.2013

SAMMENDRAG

Nye sykehus i Norge har i dag et forbruk på 400-500 kWh/m² år og er store energisluk. Det høye energiforbruket skyldes lange driftstider og store mengder ventilasjonsluft. Sykehus har også mye apparater og medisinsk-teknisk utstyr som forbruker elektrisitet og som trenger kjøling grunnet varmeutvikling.

Rapporten tar utgangspunkt i Akutten- og Hjerne-Lunge-senteret (AHL) som er et av de største og mest energikrevende byggene ved St Olavs Hospital på Øya. Akutten- og Hjerne-Lunge-senteret har flere kjølemaskiner som genererer overskuddsvarme på 35 – 40 °C. Varmen benyttes i dag til forvarming av tappevann for tre ulike sykehusbygg – AHL, Gastrosenteret og Bevegelsessenteret. Overskuddsvarmen som ikke benyttes til oppvarmingsformål dumpes til byggets fjernkjølenett og utgjør en energikostnad.

Det er ingen energimålere knyttet opp mot kjølemaskinene og overskuddsvarmen. St Olavs Hospital har dermed ikke oversikt over spillvarens omfang og utnyttingsgraden av dagens forvarmingsanlegg. Lite instrumentering og varierende tilgang på måledata har vært en utfordring. Det er utviklet tre matematiske modeller som tar for seg energiflyten tilknyttet spillvarmeanlegget. Tilgjengelig måledata er hentet fra SD-anlegg og energioppfølgings-system. I tillegg er praktiske målinger av vannmengder og temperaturer, pumpe-karakteristikker, ytelsesdata fra produsenter og CoolPack integrert i modellene.

Mengden og temperaturnivået på overskuddsvarmen er varierende. Kjølemaskinene genererer mest varme i hverdager. Tilsvarende bruksmønster finnes igjen for tappevann, med økt vannforbruk i hverdager og lavt forbruk natt og helg. Dette er en fordel med tanke på utnyttelse av spillvarme. Temperaturnivået i spillvarmesystemet varierer mellom 22 og 37 °C, og temperaturen er lavest på ettermiddager etter en hel dag med forbruk av forvarmet vann.

Modell 1 konkluderte at overskuddsvarme fra kjølemaskinene utgjør 628 MWh per år og en midlere effekt overskuddsvarme 72,3 kW. Overskuddsvarmen utgjør 15 kWh/m² år basert på arealet til AHL. I gjennomsnitt leveres 74 % av overskuddsvarmen til forvarming av tappevann, som utgjør 466 MWh per år. Mellom klokken 8 og 18 i hverdager er utnyttelsesgraden 98 % og i helger reduseres den til 56 %. Modell 3 konkluderte med at det genereres omtrent 580 MWh overskuddsvarme fra kjølemaskinenes kondensatorer per år. Dette er noe lavere enn resultatene i modell 1.

Generelt er modellene svært avhengige av temperatursensorer og små avvik gir store utslag i resultatene. Modellene bygger på mange antagelser og variabler, som gir større usikkerhet. Resultatene i oppgaven kan fungere som en pekepinn, men det er fortsatt uvisst hvor stort potensiale utnyttelsen av spillvarmen utgjør. Det kreves ytterligere instrumentering og flere energimålere for å gi troverdige energimengder og utnyttelsesgrad.

ABSTRACT

New hospitals in Norway currently have a consumption of 400-500 kWh/m² per year and are major energy drains. The large energy consumption is caused by long operating times, large amount of ventilation air, and much appliances and medical equipment that consumes electricity and which also need cooling due to heat generation.

The building that is analysed is the Akutten- & Hjerte-Lunge-senteret (AHL) which is one of the largest and most energy consuming buildings at St Olav's Hospital. Specific energy consumption is calculated 435 kWh/m² year. Akutten- & Hjerte-Lunge-senteret has several cooling units that generate waste heat at 35-40 ° C. The heat is used to preheat domestic hot water for three different hospital buildings - AHL, Gastro- and Bevegelses-senteret. The surplus heat that is not used for heating purposes is dumped to the building's district cooling networks and thus represents an energy cost.

There are no energy meters connected to the cooling machines and waste heat. Consequently St Olav's Hospital does not keep statistics concerning the extent the heat waste and the utilization rate of the plant for preheating. Lack of instrumentation and varying quality of measurement data has been a challenge. There are developed three mathematical models that deals with the energy flows affiliated with the waste heat system. Available monitoring data is provided by the BMS and energy monitoring system. In addition, practical measurements of flow and temperature pump characteristics, performance data from manufacturers and Cool Pack integrated into the models.

Amount of waste heat is variable and refrigeration machines generate the most heat in the weekdays. The same patterns arise for the water system, with increased water consumption in weekdays and low consumption during nights and weekends. This is an advantage in terms of the utilization of waste heat.

Model 1 concluded that the waste heat from the refrigeration machines constitute 628 MWh per year and gives a mean waste heat power at 72.3 kW. The surplus heat poses a specific amount of energy 15 kWh/m² year based on AHLs area. On average 74% of the waste heat is utilized to preheat domestic hot water, which constitutes 466 MWh per year. Between 8 AM and 18 PM during weekdays the utilization rate is at 98%, and on weekends it is reduced to 56%. Model 3 concluded that it is generated approximately 580 MWh of surplus heat from refrigeration machines per year. This is slightly lower than the results in model 1.

In general, the models are highly dependent on the temperatures and small deviations make a substantial impact on the results. The models are based on many assumptions and variables, which create uncertainty. The results can serve as a predictor, but it is still unclear how large the potential utilization of waste heat poses. It requires additional instrumentation and multiple energy meters to provide reliable amounts of energy and degree of utilization.

INNHold

Sammendrag	V
Abstract	VI
Liste av figurer	XI
Liste av tabeller	XIV
Forkortelser	1
Begreper	2
Liste med symboler	3
1. Introduksjon	7
2. Energiforbruk og utfordringer tilknyttet sykehus	9
2.1. Utvikling av energiforbruk i bygninger i Norge	9
2.2. Energibruk i helsebygg	10
2.3. Spesielle hensyn og utfordringer for sykehus	12
2.3.1. Vannforbruk og legionellutfordring	12
2.3.2. Høyt energibruk og dårligst inn klima	13
2.4. Utvikling mot mer energieffektive sykehus	13
2.4.1. Dagens energikrav til sykehus	13
2.4.2. Sykehus har makt i samfunnet	15
2.4.3. Økt energifokus i sykehus	15
2.4.4. Forsking for halvering av energibruk ved sykehus	17
3. Teknologisk mulighet for utnyttelse av spillvarme	19
3.1. Kvaliteten på spillvarmen	20
3.2. Teknologiske muligheter for utnyttelse av spillvarme	22
3.3. Barrierer for utnyttelse av spillvarme hos BEDRIFTER	24
3.4. Varmegjenvinning og energilager på sykehus	25
3.4.1. Energibrønner på Nye Akershus sykehus	25
3.4.2. Laboratoriebygget på Haukeland	25
3.4.3. Gjenvinning til tappevann på St. Olavs Hospital	26
3.5. Viktige hensyn ved forvarming tappevann på sykehus	27
4. Instrumentering for å analysere energi	29
4.1. Utfordringer med tekniske anlegg	29
4.1.1. Usikkerhet og avvik i målinger	30

4.2.	Anbefalt energimåling ved sykehus.....	31
4.3.	Fremgangsmåte ved evaluering av energieffektivitet.....	32
4.3.1.	Manual for standardisering av energimåling	32
4.3.2.	Referanseveiledning for energianalyse av sykehus	33
4.4.	Målinger i tilknytting til kjølemaskiner	35
5.	Akuten- og Hjerne- og Hjerte-lunge-senteret ved St. Olavs Hospital	37
5.1.	Akuten- og Hjerne- og Hjerte-lunge-senteret	40
5.2.	Undersentralen til AHL	42
5.3.	Beskrivelse av systemet som analyseres	44
5.4.	System for varmeavgivelse til tappevann.....	46
5.5.	Dumping til isvannskrets fjernkjøling	47
5.6.	Væskeskjøleaggregat forsyningskjøkken	49
5.7.	Utvidelsen av forvarmingsanlegget	52
5.8.	Utfordringer ved oppbygning av beregningsmodeller	54
6.	Utfordringer med måledata.....	57
6.1.	Manglende instrumentering.....	57
6.2.	Mangel og hull i måledata	57
6.3.	Omtrentlig måletidspunkt og forskyvning.....	58
6.4.	Feilregistrering og avvik i målinger.....	59
7.	Alternativ beregning av vannmengder	61
7.1.	Måleblende for å anslå gjennomstrømning	61
7.2.	Vannmengde ved bruk av pumpekaraktistikk	64
7.3.	Vannmengde som funksjon av ventilstilling.....	68
8.	Matematiske modeller for installasjoner	73
8.1.	Modell 1 Varmeeffekt fra vannmåling og Temperaturlogg	73
8.1.1.	Vannmengden i kondensatorkretsen.....	75
8.1.2.	Bestemme effekt- og energimengde i kondensatorkrets	76
8.1.3.	Varmefordeling ved effektbalanse forvarming.....	78
8.1.4.	Varmefordeling ut fra ventilstilling isvannskrets	80
8.1.5.	Sammenligning og feilkilder i modellene.....	82
8.2.	Modell 2 Varmeeffekt basert på målerE forbruksvann.....	85
8.2.1.	Energimåler forvarming	85

8.2.2.	Fordeling til de ulike bygningene	87
8.2.3.	Ettervarming tappevann	88
8.3.	Modell 3 Varmeeffekt basert på spillvarmekilder	91
8.3.1.	Ytelseskurver og driftsdata fra produsenter	94
8.3.2.	Driftskurver med settpunkttemperatur fordampere	97
8.3.3.	Vannmengder tilknyttet kjølemaskinene	98
8.3.4.	Avlesninger under drift – hurtigkjølerne	99
8.3.5.	Temperaturlogging kjølekrets – Kjølemaskinene	101
8.3.6.	Utvidelse av anlegget og temperaturløft i kondensatorkrets	106
9.	Økonomisk betraktning	107
9.1.	Besparelse med spillvarmeanlegget	107
10.	Resultater av vannmålinger og Pumpearbeid	109
10.1.	Manuelle målinger ved bruk av måleblende	109
10.1.1.	Kjølekretsene til kjølemaskinene	111
10.2.	Vannmengde fra pumpekarakteristikk	112
10.2.1.	Resultater til videre beregninger	114
10.3.	Reguleringsventil til dumping av kondensatorvarme	115
10.4.	Eventuelle måleavvik volumstrømmer	117
11.	Utnyttelse av overskuddsvarme	119
11.1.	Varmeeffekt fra vannmåling og temperturlogg	119
11.1.1.	Vannmengder tilknyttet kondensatorkrets	119
11.1.2.	Varmeeffekt i kondensatorkretsen	120
11.1.3.	Varmeavgivelse i kondensatorkrets	123
11.1.4.	Resultater basert på effektbalanse forvarming	124
11.1.5.	Resultater basert på ventilstilling isvannskrets	127
11.1.6.	Sammenligning av metodene for vurdering av kondensatorvarmen	129
11.1.7.	Feilkilder og avvik ved bruk av referansem metode	133
11.1.8.	Potensialet ved utnyttelse av spillvarme	136
11.1.9.	Temperaturnivået på spillvarmen	138
11.2.	Modell 2 Varmeeffekt basert på målere	140
11.2.1.	Energimåler for forvarming	140
11.2.2.	Fordeling til de ulike bygningene	143

11.2.3.	Ettervarming tappevann.....	146
11.3.	Resultater varmeeffekt basert på spillvarmekildene	150
11.3.1.	Ytelsesdata fra leverandørene	150
11.3.2.	Driftskurver med settpunkt fordampningstemperatur.....	153
11.3.3.	Vannmengdene tilknyttet kjøleaggregatene.....	155
11.3.4.	Avlesninger under drift – hurtigkjølerne	156
11.3.5.	Kondensatorvarme basert på temperaturlogg i kjølekretser	159
11.3.6.	Utvidelse av kondensatorkretsen – Temperaturøkning påvirkning på resultater	168
12.	Økonomisk betraktning.....	171
12.1.	Resultat av de økonomiske modellene.....	173
13.	Diskusjon	177
13.1.	Dagens anlegg med forvarming tappevann	177
13.2.	Muligheter for økt spillvarmeutnyttelse	178
13.3.	Usikkerhet og avvik i modeller	179
13.4.	Energioppfølging og bevissthet.....	181
13.5.	Anbefalte målere.....	182
14.	Konklusjon	183
15.	Videre arbeid	185
	Kilder & referanser	187
	VEDLEGG 1 Systemskjema for fjernvarme og forbruksvann.....	I
	VEDLEGG 2 Systemskjema kjølemaskiner og kondesatorkrets.....	II
	VEDLEGG 3 Utvidelse med tilknytning til dampanlegg	III
	VEDLEGG 4 Teknisk informasjon om kjølemaskiner	IV
	VEDLEGG 5 Informasjon VENTILER VANNMÅLINGER	VI
	VEDLEGG 6 Informasjon om pumper i systemet.....	VII
	VEDLEGG 7 Funksjoner og metoder i Matlab	VIII
	VEDLEGG 8 Utkast av ARTIKKEL	XI

LISTE AV FIGURER

Figur 1 Illustrasjon av to kategorier for energiforbruk, sykehus.....	19
Figur 2 Temperaturnivå på spillvarmen og mulige bruksområder	21
Figur 3 Oversiktskart over St. Olavs Hospital etter at byggefase 2 er ferdig i 2013.	37
Figur 4 Hurtigkjøler i forsyningskjøkkenet	41
Figur 5 Oversikt over vannbåren anlegg i AHL, inkludert forbruksvann og kjøleanlegg.....	42
Figur 6 Kondensatorkrets for utnyttelse av spillvarme, AHL	44
Figur 7 Kondensatorkrets kjøles ved hjelp av tappevann	46
Figur 8 Mengderegulering av isvannskrets fjernkjøling	47
Figur 9 Varmedumping fra kondensatorkrets til fjernkjøling	48
Figur 10 Oversikt over kjølemaskinene tilknyttet kondensatorkretsen	49
Figur 11 Systemtegning av kjølemaskin 1 for forsyningskjøkken	50
Figur 12 Kjølemaskin 1 som forsyner fancoils og kondensator som mindre kjølemaskiner ...	51
Figur 13 Kondensatorkretsen utvides med spillvarme fra dampproduksjonsanlegg	52
Figur 14 Fjernvarmeforbruk fordelt på kretser, EMC januar 2013	59
Figur 15 Energimålere for fjernkjøling, i primærkrets og i sekundærkretser hos AHL	60
Figur 16 Vannmåling over innreguleringsventil	61
Figur 17 a) Pumpe- og systemkarakteristikk b) Pumpekarakteristikk for ulik trinnregulering	64
Figur 18 Trykkdifferanse over pumpen indikerer løftehøyden.....	65
Figur 19 Kjøling av rom og utstyr inkludert isvannsvexler for kondensatorkrets	68
Figur 20 Systemkarakteristikk som endres med ventilens stilling	69
Figur 21 Reell verdi-ventilkarakteristikk avhengig av ventilens autoritet i systemet	70
Figur 22 Modell 1 Varmeeffekt fra vannmåling og temperaturlogg.....	73
Figur 23 Effekt i kondensatorkretsen antas konstant for 15 minutter	77
Figur 24 Lukket reguleringsventil og varmeopptak til forvarming tappevann	78
Figur 25 Åpen reguleringsventil og varmeopptak til forvarming og fjernkjøling.....	80
Figur 26 Informasjonsflyt for beregning av effekt til forvarming og fjernkjøling	82
Figur 27 Informasjonsflyt modell 1 Varmeeffekt fra vannmåling og temperaturlogg.....	83
Figur 28 Plassering av energimåler for forvarming av tappevann	85
Figur 29 Forvarmet vann levert til ulike bygg for ettervarming fjernvarme	87
Figur 30 Ettervarming av tappevann, fjernvarme og akkumulering.....	88
Figur 31 Anlegg til modell 3 Varmebidraget fra kjølemaskinene.....	91
Figur 32 Enkel skisse av kjølemaskinen og dens parametere	92
Figur 33 Trykk-entalpi-diagram (logP-h) med inntegnet kjøleprosess.....	93
Figur 34 Utklipp av Bitzer software for med inputdata og ytelsesdata	95
Figur 35 Trykk-entalpi-diagram med prosess av hurtigkjøler inkludert tap og underkjøling ..	96
Figur 36 Regulering og temperaturregistrering i kjølekretsene.....	97
Figur 37 Vannmengder tilknyttet kjølemaskinene	98
Figur 38 Hurtigkjøler utstyr for måling av temperaturer og vannmengde	99
Figur 39 Kjølemaskin 1, effektberegning med utgangspunkt i en varmepumpende krets....	101

Figur 40 Kjølemaskin 1 under driftsmålinger	104
Figur 41 Informasjonsskjema for modell 3 Varmebidrag basert på spillvarmekilder.....	105
Figur 42 Utvidelse av spillvarmeanlegg med tilknytning av damprigger	106
Figur 43 Pumpekarakteristikken til Grundfos-pumpene i kondensatorkrets	112
Figur 44 Målt vannmengde ved aktiv endring av reguleringsventilen i fjernkjølekretsen	115
Figur 45 Målt vannmengde som funksjon av ventilstilling, polynom	116
Figur 46 Trykket i kondensatorkrets i forhold til returtemperatur	117
Figur 47 Gjennomsnittlig effekt i kondensatorkrets, for hverdag og helg.....	121
Figur 48 Gjennomsnittseffekt i hverdager, markert maksimal og minimal effekt	122
Figur 49 Gjennomsnitteffekt i helger, markert med maksimale og minimale effekter.....	122
Figur 50 Overskuddsvarmen i kondensatorkretsen per døgn, uke 10-14 2013	123
Figur 51 Ventilstilling til reguleringsventil isvannskrets, SB1, uke 3	124
Figur 52 Effekt kondensatorkrets, forvarming og isvann uke 3, effektbalanse	126
Figur 53 Energi levert til forvarming og fjernkjøling per time, uke 3 2013.....	126
Figur 54 Stablet energi levert til forvarming og fjernkjøling per time, uke 3 2013	127
Figur 55 Effekt levert til fjernkjøling som funksjon ventilstilling, januar – april 2013	128
Figur 56 To metoder, to temperaturer - Energi per døgn levert til isvannskrets fjernkjøling	129
Figur 57 Metode effektbalanse og ventilstilling - Energi per måned til fjernkjøling	130
Figur 58 To metoder og to temperaturer - Energi per døgn levert til forvarming	130
Figur 59 Metode effektbalanse og ventilstilling - Energi per måned til forvarming.....	131
Figur 60 Effektopptak til forvarming og fjernkjøling, ved ulike driftstilfeller	131
Figur 61 Energiopptak til forvarming og fjernvarme ved ulike driftstilfeller, 1.kvartal 2013	132
Figur 62 Effekt forvarming - Metode B ventilstilling sammenlignet med referansemetode.	134
Figur 63 Effekt fjernkjøling - Metode B ventilstilling sammenlignet med referansemetode	135
Figur 64 Temperaturnivået i kondensatorkretsen og forvarming tappevann, uke 3 2013 ...	138
Figur 65 Varmeenergi forvarmet tappevann fra SD-anlegg og EMC	140
Figur 66 Varmeenergi forvarmet vann per dag, fra SD-anlegg og EMC.....	141
Figur 67 Tap fra kondensatorkrets til avtapping av forvarmet vann	142
Figur 68 Forbruk kaldtvann og forvarmet vann i volum per time, Bevegelsesenteret	143
Figur 69 Forbruk kaldtvann og forvarmet vann i volum per time, Gastrocenteret	144
Figur 70 Beregnet forvarmet vann til AHL, Bevegelses- og Gastrocenteret, EMC.....	144
Figur 71 Fjernvarme til ettervarming tappevann basert på energibalanse EMC.....	146
Figur 72 Temperaturløft ved ettervarming i forhold til ventilstilling fjernvarme.....	148
Figur 73 Ytelseskurver for kjølemaskin 1, fordampereffekt som funksjon av temperatur ...	150
Figur 74 Ytelseskurve for kjølemaskin 1, effektfaktor som funksjon av temperatur.....	151
Figur 75 Ytelseskurver for kjølemaskin 1, kompressorarbeid som funksjon av temperatur.	151
Figur 76 Ytelseskurver for kjølemaskin 1, kondensatoreffekt som funksjon av temperatur	152
Figur 77 Kjølemaskinenes effektfaktor som funksjon av kondenseringstemperatur	154
Figur 78 Temperatur i kondensator og avgivelse til kondensatorkrets.	156
Figur 79 Trykkforholdet og kondensatoreffekt ved 85 minutters kjøleprosess	156
Figur 80 Temperaturdifferanse i kjølekrets kjølemaskin 1, februar måned 2013	159

Figur 81 Effektfaktor til kjølemaskin 1 og kjølemaskin 2 basert på temperaturer i kretser ..	160
Figur 82 Beregnet varmeeffekt fra kjølemaskin 1 og kjølemaskin 2, februar 2013.....	161
Figur 83 Varmeenergi fra kjølemaskin 1 og 2 fordelt på måneder	162
Figur 84 Varmeavgivelse til kondensatorkrets fra kjølemaskiner, med ulike temperaturjustering	165
Figur 85 Prosessen i kjølemaskin under driftsavlesninger, 25 % og 50 % drift.....	167
Figur 86 Systemskjema for fjernvarmeforsyning og forbruksvann inkludert forvarming	I
Figur 87 Systemskjema for kjølemaskiner og kondensatorkrets med varmevekslere for forvarming av tappevann og varmedumping til fjernkjøling.	II
Figur 88 Kondensatorkrets med utvidelse der damprigger kobles på via egen varmeveksler.	III
Figur 89 Vannets densitet ved ulike temperaturer	IX
Figur 90 Vannets spesifikke varmekapasitet ved ulike temperaturer	IX

LISTE AV TABELLER

Tabell 1 Energibruk i helsebygninger i den tjenesteytende næringen, 2011	10
Tabell 2 Energibruk i helsebygninger tilknyttet statlig forvaltning, 2008	11
Tabell 3 Energiramme - Netto spesifikt energibruk for bygningskategoriene.....	14
Tabell 4 Krav for oppvarming og kjøling i NS3701 yrkesbygninger.....	14
Tabell 5 Temperaturkategoriene for spillvarmeressurser i Norge.....	20
Tabell 6 SHARE BEMS nivåinndeling av bygningers energiovervåkning	31
Tabell 7 Over referansemåling på et sykehus	33
Tabell 8 Korreksjonsfaktor for vannmåling i reguleringsventiler.....	63
Tabell 9 Inputverdier i modell 1 varmeeffekt fra vannmåling og temperaturlogg.....	74
Tabell 10 Informasjon om kompressor i kjølemaskinene	94
Tabell 11 Avleste og valgt temperaturer for fordampere i kjøleanleggene	97
Tabell 12 Prisnivå for fjernvarme Statskraft og St. Olavs Hospital	108
Tabell 13 Målte og prosjekterte vannmengder i kondensatorkrets	109
Tabell 14 Ulikhet i rørdiameter mellom systemskjema og virkelig anlegg	110
Tabell 15 Målte og prosjekterte volumstrøm i glykolholdige isvannskretser.....	111
Tabell 16 Volumstrøm beregnet ut fra pumpekaraktistikk	113
Tabell 17 Resultat av vannmengder i kondensatorkrets, modell 1	120
Tabell 18 Varmeeffekten i kondensatorkretsen fordelt på driftstider	121
Tabell 19 Generert overskuddsvarme i januar - april 2013	123
Tabell 20 Beregnede verdier for temperaturløft, volumstrøm og effekt, forvarming	125
Tabell 21 Avviksberegning ved bruk av lineær regresjon – forvarming tappevann	134
Tabell 22 Avviksberegninger ved bruk av lineær regresjon - fjernkjøling.....	135
Tabell 23 Andel energioptak til forvarming og fjernkjøling, metode effektbalanse.....	136
Tabell 24 Energimengder estimert for 1.kvartal og året 2013.....	136
Tabell 25 Fjernvarmeopptak og bidraget fra kondensatorkretsen.....	137
Tabell 26 Total fjernkjøling til AHL og dumping fra kondensatorkrets	137
Tabell 27 Temperaturnivå registrert i kondensatorkretsen for 1.kvartal 2013.....	139
Tabell 28 Resultater fra energimåler forvarming, SD-anlegg og EMC	140
Tabell 29 Energimåler forvarming sammenlignet med modell 1, 22.mars - 8.april	141
Tabell 30 Forholdet mellom kaldtvann og forvarmet vann fordelt på bygg, EMC	145
Tabell 31 Fjernvarme til forbruksvann i februar 2013, metode 1 basert på energibalanse..	147
Tabell 32 Prosentandel av energibruket til varmtvann som fra overskuddsvarme, EMC	147
Tabell 33 Fjernvarme levert til forbruksvann januar-april, metode2 basert på vannmengder	149
Tabell 34 Prosentandel av energibruket til varmtvann som fra overskuddsvarme, SD-anlegg	149
Tabell 35 Temperatur fordampere og kondensator - prosjektert og virkelig drift.....	153
Tabell 36 Volumstrømmer tilknyttet kjøleanleggene	155
Tabell 37 Driftsdata fra hurtigkjøler for bruk i Coolpack	157
Tabell 38 Temperaturløft i kjølekretsene i kjølemaskin 1 og kjølemaskin 2.....	160

Tabell 39 Kondensatoreffekt og årsvarmefaktor for ved temperaturjustering kjølemaskin 1	163
Tabell 40 Kondensatoreffekt og årsvarmefaktor for ved temperaturjustering kjølemaskin 2	164
Tabell 41 Avlest og målt data for kjølemaskin 1 under befaring	166
Tabell 42 Resultat for beregning av ytelser til kjølemaskin 1 i Coolpack.....	167
Tabell 43 Økning i overskuddsvarme kondensatorkrets ved økt turtemperatur fra spillvarmekilder	168
Tabell 44 Økning i forvarmet tappevann og dumping fjernkjøling, metode A effektbalanse	169
Tabell 45 Økning i forvarmet tappevann og dumping fjernkjøling, metode A, B1 og B2	169
Tabell 46 Energimengde og årlig besparelse basert på energimåler EM1	171
Tabell 47 Beregnet energimengder i kondensatorkrets, basert på modell 1 og 3 for varmeeffekt	172
Tabell 48 Økonomisk modell 2 der all overskuddsvarme utnyttes av samme bygg, AHL	173
Tabell 49 Økonomisk modell 1 med varmeopptak og varmedumping fra AHL.....	174
Tabell 50 Økonomisk modell 1 med varmeopptak og varmedumping, halvert fjernvarmepris	174
Tabell 51 Økonomisk modell 3 med salg av overskuddsvarme til nabobygg	175
Tabell 52 Sammenligning av resultat for økonomiske modeller	175
Tabell 53 Verdier for innreguleringsventiler brukt til vannmålinger	VI
Tabell 54 Informasjon pumper i kondensatorkrets	VII
Tabell 55 Informasjon pumper installert i de ulike kretsene	VII
Tabell 56 Funksjoner som er utviklet i Matlab og som inkluderes i modellene	X

FORKORTELSER

Forkortelser	Forklaring
AHL	Akuten- og Hjerte –Lunge-senteret på St. Olavs Hospital
AMK	Akuttmedisinsk kommunikasjonsentral
Bev	Bevegelsessenteret på St Olavs Hospital, 19 300 m ²
BRA	Bruksareal, arealet innenfor omsluttete vegger
COP	Effektfaktor for varmepumpe eller kjølemaskin.
EM	Energimåler
EMC	Energioppfølgingssystem Siemens Energy Monitoring & Controlling Solution
EOS	Energioppfølgingssystem
FDV	Funksjon, drift og vedlikehold
fk, FK	Fjernkjøling
ford	Fordamper, kjøleytelse
forv	Forvarming tappevann
Fv	Fjernvarme
Gastro	Gastrosenteret på St. Olavs Hospital, 31 500 m ²
GV	Gate valve, stengeventil
Hk	Hurtigkjøler - er betegnelsen til fire kjølemaskiner i AHL
km	Kjølemaskin, kjøleaggregat
kond	Kondensator, kondensatorkrets
MATLAB	Matrix Laboratory, matematisk programvare
MTU	Medisinsk-teknisk utstyr. Utstyr brukt innen helse og behandling for overvåkning, analyse, CT, MR, røntgen etc.
PLS	Programmerbar logisk styring. Brukes innen automasjon, fra enkel lys- og varmestyring til avanserte automasjonsprosesser.
RO	Reversert osmose, brukes om rensset vann
SB	Motorstyrt reguleringsventil
SH	Super heat, overheting
SD	Sentral driftskontroll
TG	Trykkgass, kjølemaskin
UK	Underkjøling
VP	Varmepumpe
VVX	Varmeveksler

BEGREPER

Uttrykk	Forklaring
AMK-sentral	Akuttmedisinsk kommunikasjonsentral for medisinsk nødhjelp (113)
Energibruk	Den energien en faktisk bruker, som betales for til leverandør.
Levert energi	Summen av energi levert over bygningens energisystemgrenser for å dekke bygningens samlede energibehov inkludert systemtap som ikke kan gjenvinnes.
Netto energibehov	Bygningens energibehov uten hensyn til energisystemets virkningsgrad eller tap i energikjeden.
RO-vann	Omvendt osmose. RO-vann er helt rent vann som er rensset og avsaltet gjennom membraner. Brukes til medisinsk sterilisering i sterilsentralen, se under.
Samtidighet	I brukstid vil det være lokaler i bygget eller utstyr som ikke er i bruk. Ved beregning av effekter, vann- og luftmengder antas det en gitt samtidighet. Ved dimensjonering brukes maksimal samtidighet, og ved energiberegning benyttes antatt brukssamtidighet.
Spillvarme	Energien i form av varme luft, vann eller damp som ikke brukes i oppvarming eller elektrisitetsproduksjon, og går tapt til omgivelser.
Sterilsentral	Er en ikke-medisinsk tjeneste på Akutten- og Hjerte-Lunge-senteret som leverer sterilt utstyr til hele sykehuset. Her inngår blant annet vannrensing av RO-vann, dampanlegg og vakuumpumper.
Tekniske installasjoner	Utstyr som er fast integrert i bygget og har som hensikt å opprettholde ønsket inn klima og teknisk service i forbindelse med bruk av bygning.
Varmebehov	Netto energibehov til romoppvarming, ventilasjonsvarme og tappevann.

LISTE MED SYMBOLER

Symbol	Forklaring	Kilde	Enhet
\dot{Q}	Effekt i termisk krets		kW
cp	Spesifikk varmekapasitet		kJ/kg K
\dot{m}	Massestrøm	Målt/beregnet	m ²
T_{tur}	Temperatur turkrets	SD-anlegg	°C
T_{retur}	Temperatur returkrets	SD-anlegg	°C
Q	Energi	Beregnet	kWh, MWh
p	Trykk	-	bar
v	Væskens hastighet	-	m/s
ρ	Tetthet	-	kg/m ³
g	Gravitasjonskoeffisient	-	m/s ²
h	Høyde	-	m
A	Tverrsnittareal over blende /rør	Datablad	m
ΔP	Differansetrykk målt over blenden	Målt	Pa
ρ	Tetthet for ikke-kompressibel væske	-	kg/m ³
\dot{V}	Volumstrøm væske	Målt/beregnet	m ³ /h, m ³ /s, l/s
H	Pumpens løftehøyde	Beregnet	m
P	Trykkøkning over pumpen	Avlest	Pa
ρ_x	Tetthet for gitt medium og temperatur	-	kg/m ³
D	Diameter rør	-	m
h	Geodetisk høyde	Målt	m
K_v	Ventilens kapasitetsindeks	-	-
U_v	Pådragssignal reguleringsventil [0-1]	-	-
Δp_v	Trykkfall over ventil	Målt	bar
β	Ventilautoritet	-	-
$\beta_{praktisk}$	Ventilautoritet, designforhold	-	-
\dot{Q}_{kond}	Varmeeffekt kondensatorkrets	Beregnet	kW
T_1	Temperatur tur kondensatorkrets	SD-anlegg	°C
T_2	Temperatur retur kondensatorkrets	SD-anlegg	°C
$GV1$	Stengeventil kondensatorkrets	-	-
$P1$	Pumpe i kondensatorkrets	-	-
$\Delta \tau$	Tidskonstant måledata	SD-anlegg	h, min
$\dot{V}_{måling}$	Volumstrøm kondensatorkrets målt over ventil	Målt	m ³ /s
\dot{V}_{pumpe}	Volumstrøm kondensatorkrets basert på pumpekaraktistikk	Målt/beregnet	m ³ /s
$RP1$	Statisk trykk kondensatorkrets	SD-anlegg	bar
\dot{Q}_{forv}	Varmeeffekt til forvarming tappevann	Beregnet	kW

\dot{V}_{forv}	Volumstrøm forvarmekrets	Beregnet	m ³ /s
TF1	Temperatur før forvarmeveksler	SD-anlegg	°C
TF2	Temperatur etter forvarmeveksler	SD-anlegg	°C
PF	Pumpe i forvarmingskrets	-	-
\dot{Q}_{fk}	Varmeeffekt til fjernkjøling	Beregnet	kW
SB1	Reguleringsventil isvannskrets fjernkjøling	SD-anlegg	%
ΔT_{fk}	Temperaturløft isvannskrets fjernkjøling	Antatt	K
\dot{V}_{fk}	Volumstrøm isvannskrets fjernkjøling, avhengig av ventilstilling SB1	Målt/beregnet	l/s
D_i	Avvik fra den lineære linjen	Måldata	
Y_i	Referanseverdi	Måldata	(kW)
y_i	Verdi i hvert enkelt punkt	Måldata	(kW)
\bar{y}_i		-	-
S_{xy}	Standardfeil av estimatet (standard error of estimate)	Beregnet	(kW)
R^2	Determinantkoeffisienten	Beregnet	-
Tv1	Temperatur kaldt vann, energimåler EM1	SD-anlegg	°C
Tv2	Temperatur forvarmet vann, EM1	SD-anlegg	°C
V_{total}	Forvarmet vann totalt, EM1	SD-anlegg	m ³
V_{AHL}	Forvarmet vann til AHL	Beregnet	m ³
V_{Gastro}	Forvarmet vann til AHL	SD-anlegg	m ³
V_{Bev}	Forvarmet vann til AHL	SD-anlegg	m ³
$\dot{Q}_{ettervarme}$	Varmeeffekt til ettervarming tappevann	Beregnet	kW
$\dot{V}_{ettervarme}$	Volumstrøm ettervarming tappevann	Målt/beregnet	
TE1	Temperatur før ettervarmeveksler	SD-anlegg	°C
TE2	Temperatur etter ettervarmeveksler	SD-anlegg	°C
ΔT_{ev}	Temperaturløft over ettervarmeveksler	SD-anlegg	K
COP_{KM}	Effektfaktor kjølemaskin generelt	-	-
$\dot{Q}_{fordamper}$	Fordampereffekt kjølemaskin	Beregnet	kW
$\dot{Q}_{kondensator}$	Kondensatoreffekt kjølemaskin	Beregnet	kW
W_{el}	Elektrisk effekt kompressor	Datablad	kW
$P_{kondensator}$	Trykk kondensator	Avlest	bar
$P_{fordamper}$	Trykk fordamper	Avlest	bar
T_{TG}	Trykkgasstemperatur kjølemaskin	målt	°C
T_{OH}	Overheting kjølemaskin	målt	°C
T_{UK}	Underkjøling kjølemaskin	målt	°C
\dot{V}_{kond_km}	Volumstrøm til kjølemaskin	Målt	m ³ /s
\dot{V}_{kond_hk}	Volumstrøm til hurtigkjøler	Målt	m ³ /s
$\dot{V}_{kjølekrets_pumpe}$	Volumstrøm kjølekrets, via pumpe	Målt/avlest	m ³ /s
$\dot{V}_{kjølekres_målt}$	Volumstrøm kjølekrets, via måling	Målt	m ³ /s

T1KM	Turtemperatur kjølekrets kjølemaskiner	SD-anlegg	°C
T2KM	Returtemperatur kjølekretser kjølemaskiner	SD-anlegg	°C
$\dot{Q}_{kondensator_hk}$	Varmeeffekt kondensator hurtigkjøler	Målt/Beregnet	kW
$Q_{hurtigkjøler}$	Energi fra hurtigkjøler per driftsperiode	Beregnet	kW
$\dot{Q}_{kjølemaskin}$	Varmeeffekt kondensator kjølemaskiner	Beregnet	kW
$COP_{kjølemaskin}$	Effektfaktor kjølemaskin 1 og 2	Ytelsesdata	-
$Q_{kjølemaskin}$	Varmeenergi fra kjølemaskin 1 og 2	Beregnet	kWh/år
SFP	Årsvarmefaktor	Beregnet	-
C_{fv}	Energipris fjernvarme	-	kr/kWh
C_{fk}	Energipris fjernkjøling	-	kr/kWh
$Q_{kond,utnyttet}$	Overskuddsvarme utnyttet	-	kWh/år
$Q_{fk, kastes}$	Overskuddsvarme dumpet til fjernvarme		kWh/år
α_{salg}	Prisfaktor grunnet kvalitet overskuddsvarme		-
$Q_{andre bygg}$	Varme solgt til andre bygninger		kWh/år

1. INTRODUKSJON

Helsebygg har generelt høyt energiforbruk. Spesielt store regionale sykehus har høy energiintensitet. Nye sykehus som Ahus og Rikshospitalet har i dag et årlig forbruk på 400-500 kWh/m² og er store energisluk. De utgjør noen av de mest energikrevende bygningsmassene i samfunnet.

I de senere årene er det blitt et økt fokus på energieffektive sykehus. Samarbeidet «Grønt sykehus» blant fire helseseksjoner i Norge har som mål å bevisstgjøre energibruket på sykehus, kartlegge gode miljøtiltak og tvinge frem ny tenking. Det arbeides for at nybygg blir nullenergibygg, og at eksisterende bygningsmasse skal redusere energiforbruket.

Energiøkonomiske tiltak på sykehus kan være stridende i forhold til pasientens sikkerhet og effektiviteten ved sykehusspesifikk drift. Det er satt i gang eget norsk forskningsprosjekt rettet mot sykehus «Halvert energibruk for sykehus». I foreløpige resultater tilsier at sykehus vil få økt varmegerenering og økt kjølebehov. Det anbefales bedre forflytning av energi. Spillvarme bør utnyttes direkte ved samtidig behov for varme og kjøling, mens systemløsninger for energilagring kan benyttes til å lagre energi over døgnet eller uken. Det er mange muligheter å utnytte overskuddsvarmen, enten direkte, via varmepumper, energilager eller salg.

Energibruk, utvikling og målsetninger innen sykehus blir gjennomgått i kapittel 2. I kapittel 3 omhandler spillvarmekilder og mulige bruksområder innen bygninger.

SPILLVARMESYSTEM VED ST. OLAVS HOSPITAL

Det finnes systemløsninger for forflytning og utnyttelse av termisk energi i flere norske sykehus i dag. Varmepumpesystem og energibrønner ved Ahus og akkumulering av isvann på Laboratoriebygget Haukeland er eksempler på energiløsninger. Denne masteroppgaven tar for seg et av ett spesifikt spillvarmeanlegg ved St Olavs Hospital. Akutten- og Hjerte-Lungesenteret utnytter overskuddsvarme generert fra kjølemaskiner til forvarming av tappevann. For å jevne ut varmeopptaket er det åtte 900 liters akkumulatortanker som lagrer forvarmet vann. Det er kjøletelsen som er hovedformålet med kjølemaskinene. Likevel gir de et varmebidrag som fungerer som en lavtemperatur vann-til-vann-varmepumpe som leverer varme på 30 – 40 °C. System for energiforsyning og utnyttelse av overskuddsvarme blir gjennomgått i kapittel 5.

Tittelen på masteroppgaven var opprinnelig «Utnyttelse av spillvarme i sykehus ved bruk av varmepumpe». Det er valgt å endre tittelen til «Vurdering og utnyttelse av spillvarme i sykehus, generert fra kjølemaskiner», ettersom dette gir bedre beskrivelse av innholdet i masteroppgaven.

GRUNNLAG I PROSJEKTOPPGAVE

Masteroppgaven bygger videre på prosjektoppgaven med tilsvarende tittel «Utnyttelse av spillvarme i sykehus ved bruk av varmepumpe». God systemforståelse med innsamling av dokumentasjon og tegninger, befaring og kontakt med driftsansvarlige var en viktig. Det ble gjort overslag av effekt- og energifordeling med utgangspunkt i prosjekterte verdier og trukket inne data fra energioppfølgningssystemet Siemens EMC.

I prosjektrapport er det konkluderte med at det skal være mulig å gi en grundigere analyse av potensialet som ligger i spillvarmen og effektiviteten til denne, blant ved hjelp av måledata fra SD-anlegg og gode antagelser. Likevel ble det nevnt flere utfordringer: Mangel på måledata for kjølemaskinene og mangel på energimålere i de ulike kretsene som analyseres. God kvalitet på data er nødvendig for å avgjøre hvor godt en bygning eller system yter, samt for å identifisere avvik og utvikle tiltak. Utfordringer i mange av dagens systemer er manglende instrumentering, som gjerne er nedprioritert i mange tekniske anlegg, også innen sykehusbygninger. Problemer tilknyttet instrumentering blir videre gjennomgått i kapittel 4 og spesifikt for Akutten- og Hjerte-Lunge-senteret i kapittel 6.

Med disse utfordringene i bakhodet ble prosjektet videreført til en masteroppgave våren 2013. I masteroppgaven er måledata fra SD-anlegg en viktig tilførsel. Gjennom å utvikle gode modeller og antagelser for anleggene og implementere måledata fra SD-anlegg og energioppfølgningssystem, er energiflyten for i system varmegjenvinning analysert.

MÅLSETNING OG OPPBYGNING

Målet med masteroppgaven har vært å bygge opp ulike matematiske modeller for å analysere utnyttelsen av spillvarme. Viktige målsetninger for analysen har vært:

- Temperaturer og energimengde på overskuddsvarme gir kvaliteten på spillvarmen.
- Utnyttelsesgrad – varme som brukes til forvarming
- Tapt energi – varme som dumpes til fjernkjøling
- Fortjeneste med dagens spillvarmeanlegg
- Muligheter for økt utnyttelse og besparelse med anlegget

Ettersom metodikken i oppgaven er direkte knyttet opp mot de tekniske anleggene i Akutten- og Hjerte-Lunge-senteret, er anlegget for analyse utdypet før metode. Bygning og anleggsbeskrivelse gjennomgås i kapittel 5. Metodikken for analysering er gitt i kapittel 7 og 8, og metoder tilknyttet økonomiske beregninger er gitt i kapittel 9. Resultater til de ulike modellene er gitt i kapittel 10, 11 og 12. I vedlegg 6 er det gitt en oversikt over funksjoner og antagelser laget i MATLAB. Vedlegg 8 gir et artikkelutkast av masteroppgaven.

2. ENERGIFORBRUK OG UTFORDRINGER TILKNYTTET SYKEHUS

Litteraturstudiet vil først fokusere på helsebygg og sykehus i forhold til energibruk, utfordringer, hensyn og spesifikke krav ved dagens sykehus. Her inkluderes forskning og utvikling for økt energieffektivitet ved fremtidens sykehus, samt målsetninger og fremtidig strategi for Helse Midt-Norge og St. Olavs Hospital.

I kapittel 3 gjennomgås utnyttelse av spillvarme med de muligheter og teknologier som lar seg gjennomføres på sykehus. Her blir det gitt eksempler fra ulike nyere sykehus i Norge og deres utnyttelse av overskuddsvarme. Studiet vil spisses inn mot problemstillingen tilknyttet St. Olavs Universitetssykehus og utnyttelsen av overskuddsvarme.

Et gjennomgående problem i bestemmelse av potensialet i overskuddsvarmen ved sykehuset, er utilstrekkelig instrumentering i anleggene. Problemstillinger tilknyttet instrumentering gjennomgås i kapittel 4.

2.1. UTVIKLING AV ENERGIFORBRUK I BYGNINGER I NORGE

Energibruk i bygninger har flatet ut siden midten av 90-tallet, etter mange år med vekst. Årsaken til utflatingen er redusert vekst i areal per person og mindre energiforbruk per kvadratmeter. Medvirkende faktorer er også mildere klima, høyere energipriser, innføring av varmepumper og energieffektive bygninger (Magnussen, Spilde et al. 2011).

Innen industri kan nedgangen forklares av teknologisk utvikling, ny strukturell endring, mer energieffektive bedrifter og endring i valg av energikilder. Tidligere oljefyring er i stor grad erstattet med elektrisitet og fjernvarme (Magnussen, Spilde et al. 2011).

KLIMA PÅVIRKER ENERGIFORBRUK

Energibruk i bygninger er også svært klimaavhengig. Utetemperaturen stor innvirkning på energiforbruket i Norge. 2010 var et spesielt kaldt år, som resulterte i rekordhøyt forbruk. 2011 var et mildere år som ga et lavere energiforbruk (Statistisk sentralbyrå 2013).

Ifølge «Energibruksrapporten 2012» til NVE utgjør oppvarming av boliger 66 prosent av energibruket, høyere enn tidligere antatt. Yrkesbygg er derimot mindre klimaavhengig og omkring 40 prosent av energiforbruket går til oppvarming. Dette er igjen svært avhengig av type yrkesbygg (Magnussen, Spilde et al. 2011, Bergesen, Groth et al. 2012).

ENERGIBRUK INNEN TJENESTEYTNDE VIRKSOMHET OG STATLIGE BYGNINGER

Statistisk sentralbyrå (SSB) har i samarbeid med NVE, StatRes, Enova og Statsbygg gjort en undersøkelse om energibruk i bygninger innen tjenesteytende virksomheter i 2008. Rapporten viser at det er store forskjeller i energibruk per kvadratmeter mellom ulike bygningstyper. Brukstiden til bygget er en viktig faktor for energiforbruket. Andre viktige variabler var beliggenhet i landet, mengden teknisk utstyr, energibevissthet og kvaliteten på energisystemene (Abrahamsen and Bergh 2011).

Gjennomsnittlig for alle bygninger innen tjenesteytelse næring var 232 kWh/ m² år for 2008. For 2011 var gjennomsnittlig forbruk økt til 234 kWh/m²år, uten temperaturkorrigering. Innen tjenesteytende næring har helsebygg det største energibruket (Bergh 2012, Statistisk sentralbyrå 2012).

Statistisk sentralbyrå har også oversikt over bygninger innen statlig forvaltning i 2008, der offentlige foretak, kommunal- og privatsektor holdes utenfor. For 2008 er gjennomsnittsförbruket til bygninger innen statlig forvaltning 268 kWh/m²år. Sykehus er de største forbrukerne, med universiteter på andre plass (StatRes 2009).

2.2. ENERGIBRUK I HELSEBYGG

Helsebygg har registrert store energiforbruk og bruker dobbelt så mye energi som andre bygninger. Helsebygg representerer 10 % av den totale offentlige bygningsmassen i Norge. Til gjengjeld står helsebyggene for 20 % av energiforbruket i samme kategori (Harsem 2013).

Innen helsebygninger er det store variasjoner i energiforbruk. Sykehjem og primærhelsebygninger har lavt energiforbruk innen helsesektoren. Sykehus og spesielt laboratoriebygninger har høyt forbruk (StatRes 2009).

Tabell 1 gir oversikt over energiforbruk og fordeling av energikilder for ulike bygninger innen tjenesteytende næring for 2011. Helsebygninger har generelt et høyt energibruk. Sykehus har klart høyest forbruk med et gjennomsnitt på 375 kWh/m²år (Statistisk sentralbyrå 2012).

Tabell 1 Energibruk i helsebygninger i den tjenesteytende næringen, 2011

Bygningstypene	Energibruk per m ² oppvarmet areal	Elektrisk kraft	Fjernvarme
	[kWh/m ²]	[%]	[%]
Helsebygning	318	72,7	21,7
Sykehus	375	68,3	29,0
Sykehjem	256	81,5	9,5
Primærhelsebygning	252	68,6	12,5
Universitets- og høyskolebygning	238	69,4	28,3

Tabell 1 viser at energikilde varierer mellom de ulike helsebygningene. Helsebygninger har en fjernvarmeandel på 21,7 prosent, som er over gjennomsnittet for tjenesteytende næringsbygg på 17 prosent. Sykehus har den høyeste fjernvarmeandelen på 29 prosent.

Også innen ulike sykehuskategorier er det store variasjoner i energibruk. Dette vises blant annet i undersøkelse gjort for statelige bygninger for året 2008. Det kan skilles mellom ulike lokale mindre sykehus og store universitetssykehus. Små lokale sykehus har betydelig mindre gjennomsnittlig energiforbruk (Harsem 2013)

Tabell 2 gir oversikt over energiforbruket til ulike sykehusbygg. Regionale og sentrale sykehusene som har høyest energiintensitet. Lokalsykehusene bruker 18 % mindre energi per areal. Undersøkelsen viser at laboratoriebygg har betydelig større energiforbruk per kvadratmeter. Laboratoriebygninger er satt opp utenom helsebygg. Dette er likevel en viktig del på mange sykehus, med tanke på prøvetakning, blodbanker og forskning. Dette kan tyde på at laboratorier generelt krever mye energi, som gjerne gjenspeiles i sykehusbygg med denne type drift (StatRes 2009).

Tabell 2 Energibruk i helsebygninger tilknyttet statlig forvaltning, 2008

Bygningstypene	Energibruk per m ² oppvarmet areal [kWh/m ²]
Helsebygning	300.8
Sykehus generelt	304.4
Lokalsykehus	254.4
Sentral- og regionsykehus	309.8
Skolebygning tilknyttet sykehus	261.2
Laboratoriebygning	432

Den store energibruken per kvadratmeter for sykehus skyldes mange energikrevende apparater og utstyr, samt den lange driftstiden til disse byggene. Driftstid for helsebygninger, inkludert skolebygg tilknyttet sykehus, er gjennomsnitt over 20 timer per døgn. Dette er betydelig lengre enn kontorbygg med et snitt på 9,4 timer. Statlig forvaltning i alt har et snitt på 17,3 timer (StatRes 2009).

Nye sykehus som Ahus og Rikshospitalet har i dag et årlig forbruk på 400-500 kWh/m² og er store energisluk. De utgjør noen av de mest energikrevende bygningsmassene i samfunnet. St. Olavs Hospital Fase 1 som ble bygget i perioden 1999-2005 har et forbruk på 402 kWh/m²år. Rikshospitalet hadde en design energiintensitet på 441 kWh/m²år. Fase 2 på St. Olavs som skal være ferdig i 2013 har en målsetning på 323 kWh/m²år (Martinez 2010).

2.3. SPESIELLE HENSYN OG UTFORDRINGER FOR SYKEHUS

Helsebygg stiller spesifikke krav til medisinsk sterilitet og teknisk sikkerhet. I tillegg blir kravene til installasjoner og hygiene stadig strengere. På et sykehus er det mange krav som skal tilfredsstilles. Pasientens sikkerhet og komfort skal opprettholdes, samtidig som personell skal ha godt arbeidsmiljø. Disse brukergruppene har gjerne motstridende behov i forhold til temperaturer og ventilasjonsmengder (Harsem 2013).

Når det gjelder viktige lokaler som operasjonsrom og laboratorier har disse en utforming og arbeidsform som gjerne krever stor installasjonstetthet og avanserte tekniske løsninger. Det stilles høye krav til hygiene og det er viktig å opprettholde et stabilt klima.

Utstyr benyttet på pasienter er ofte energikrevende og varmeproduserende. Disse er plassert sentralt i arbeidsmiljøet. Overskuddsvarme tilknyttet medisinsk-teknisk utstyr og kontinuerlig drift gir behov for kjøling.

Andre spesielle helseaspekter er daglys og trivsel, i forhold til kompakt bygningskropp og U-verdier, inneklima og renholdsvennlige løsninger. Renhet, luftutskiftning og smittevern viktige faktorer, som både påvirker inneklimate og energiforbruket.

Energiøkonomiske tiltak kan være stridende i forhold til pasientens sikkerhet og effektiviteten ved sykehusspesifikk drift. Det kan derfor være vanskelig å sette en prioritet og rekkefølge for tiltak (Harsem 2013).

2.3.1. VANNFORBRUK OG LEGIONELLAUTFORDRING

En større del av energibruken i er helseforetak tilknyttet vann. Mye vann går med til vaskerier, laboratorier, kjøkken, dusj og garderober til både ansatte og pasienter. Vannforbruket har en høy kostnad når de både må varmes opp og avløpsvannet renses etterpå. Tiltak for å redusere vannforbruket vil dermed være energisparende tiltak. Samtidig er det viktig at kvalitet og temperaturnivå opprettholdes (Olsen 2013).

Personer med svekket immunsystem er spesielt utsatt for å bli smittet med legionærsykdom. Det er derfor viktig at å ha fokus på forebyggende legionellasmitte. VVS-systemer ved sykehus og andre helseinstitusjoner utgjør en betydelig smitterisiko, og det er viktig at forebyggende tiltak bestemmes og gjennomføres på grunnlag av grundig risikovurdering (Pettersen 2010). Dette er videre utdypet i kapittel 3 om spillvarmeutnyttelse og temperaturnivå.

2.3.2. HØYT ENERGIBRUK OG DÅRLIGST INNEKLIMA

Skole- og helsebygninger de sektorene med dårligst inneklima. Per 2012 er sykepleiere på sykehus regnet som den gruppen som opplever dårligst inneklima i Norge. Samtidig er sykehus den delen av statens bygninger som bruker mest energi per kvadratmeter. Dette kan være helseskadelig, samtidig som det er sløsing av ressurser (Bakke 2013).

Det er nå mest yrkesrelatert astma syke- og pleiesektoren, i undervisningssektoren og blant renholdere. Alle disse yrkene inngår på et større sykehus. Yrkesrelatert astma er et problem i helsebygg. Innen helse og omsorg er årsakene en følge av dårlig vedlikehold og høye temperaturer, samt eksponering av kjemikalier som renholdsmidler, desinfeksjon, mm. Arbeiderne er omsorgspersoner som er opptatt av pasientene og klager lite (Bakke 2013).

Arbeidstilsynets Jan Vilhelm Bakke mener at sykehus er et godt eksempel på bygg som kan redusere energiforbruket sitt, i kombinasjon med bedring av inneklima og helse både for arbeidstakere og pasienter. Samfunnsmessig er det viktig å finne en optimal balanse mellom energiforbruket og det innemiljøet som oppnås. «Det er fullt mulig å kombinere et godt innemiljø med tilstrekkelige, behovsstyrte luftmengder og en helt ut forsvarlig energibruk» (Bakke 2013).

2.4. UTVIKLING MOT MER ENERGIEFFEKTIVE SYKEHUS

Sykehus er flerfunksjonsbygninger. De bør deles opp i soner ut fra bygningskategori og de respektive energimålsetningen bør oppfylles i hver sone. Dette kan være kontorbygg, hotell, forretningsbygg, universiteter og lignende (Martinez 2010).

2.4.1. DAGENS ENERGIKRAV TIL SYKEHUS

NS3031 angir standard oppsett for beregning av energiytelse for bygninger. Denne angir blant annet standardverdier for driftstider og settpunktverdier ved beregning. Sykehus har lang driftstid. For utstyr, oppvarming, varmtvann, belysning samt ventilasjon er driftstiden 16/7/52, som tilsvarer 16 timer året rundt. For personbelastning er driftstiden 24/7/52, konstant hele året. Kun hotellbygninger og sykehjem har tilsvarende driftstider.

Når det gjelder settemperaturer er disse satt til 21 °C i driftstid, 19 °C utenom driftstid og 22 °C for romkjøling. Temperaturene er generelt for vanlige i bygg, mens luftmengdene er høyere enn for andre bygningskategorier (StandardNorge 2011).

TEKNISK FORSKRIFT

Gjeldende byggt teknisk forskrift er TEK10. Energirammen for ulike bygningskategorier vises i tabell 3 under. Rammekravet er netto energiforbruk, oppgitt i kWh/m² oppvarmet BRA år (Martinez 2010, Harsem 2013).

Tabell 3 Energiramme - Netto spesifikt energibruk for bygningskategoriene.

Total netto energibehov, maksimalt [kWh/m ² oppvarmet BRA per år]					
	TEK10	TEK07	Energimerke A	Energimerke B	Energimerke C
Kontorbygning	150	165			
Høgskole/universitet	160	180			
Sykehus	300 (355)*	325	179	268	358
Sykehjem	215 (250)*	235			

* Tallene i parentes er for bygg eller områder hvor varmegjenvinning av ventilasjonsluft vil være en risiko grunnet fare for forurensning eller smitte.

Sykehus er den bygningskategorien som høyest energirammekrav, og kan etter TEK10 bruke 300 kWh/m². Kravene oppgitt i TEK gjelder kun energiforbruk tilknyttet drift av bygg og tekniske installasjoner. Utstyr tilknyttet sykehusdrift er ikke medregnet (Harsem 2013).

PASSIVHUSSTANDARD

Utviklingen med dagens energi- og klimapolitikk går mot strengere krav. Standarden NS3701, Kriterier for passivhus og lavenergibygninger – yrkesbygninger, ble fastsatt september 2012 og stiller krav til bygninger som kan defineres som passivhus og lavenergibygninger i norsk klima. Standarden bygger på beregningsmetoder i NS3031 med standardiserte inndata.

Passivhusstandard angir netto spesifikt energibehov til oppvarming, kjøling og belysning, og minstekrav til bygningsdeler og komponenter. Kravene varierer med areal, type bygg og klima. Det er ikke krav til energiforsyning utover det som gis i TEK. For sykehus er kravet til netto energiforbruk omkring 127 kWh/m²år (StandardNorge 2012).

Tabell 4 viser krav satt til oppvarming og kjøling av de mest relevante bygningskategoriene. Også innen passivhusstandard har sykehus det høyeste energiforbruket (StandardNorge 2012).

Tabell 4 Krav for oppvarming og kjøling i NS3701 yrkesbygninger

	Oppvarming [kWh/m ² år]			Kjøling [kWh/m ² år]		
	Sykehus	Universitet	Sykehjem	Sykehus	Universitet	Sykehjem
Passivhus	20	15	15	20	10	10
Lavenergi	65	30	40	30	15	15

2.4.2.SYKEHUS HAR MAKT I SAMFUNNET

Miljøstiftelsen Zero utførte i 2008- 2009 en kartlegging over oppvarmingsløsninger i norske sykehus. Det er tatt utgangspunkt i 60 sykehus fordelt over hele Norge. Undersøkelsen viser at 67 prosent av norske sykehus bruker fossil olje eller gass til oppvarming, gjerne i samarbeid med elektrisitet med tilfeldige kraftavtaler. Omtrent en fjerdedel benytter fjernvarme og fem sykehus har varmpumper (Liebe, Berge et al. 2009).

Zero understreker at sykehus bør gå frem som gode eksempler i samfunnet. Sykehus er profesjonelle aktører som vet hvordan oppvarmingsystem driftes, de er offentlig eide, storforbrukere av energi og har mye makt i markedet. Sykehus er blant de byggene som bruker mest energi per kvadratmeter, som gjør de attraktive kunder for energibransjer som også kan tilby fornybar energi. Sykehus valg av energikilde kan ha positiv ringvirkning på oppvarmingsmarkedet lokalt og kan være til hjelp for annen bygningsmasse i nærområdet.

Sykehuset i Hønefoss er et eksempel på makt i energibransjen. Sykehuset får varme fra Hønefoss Fjernvarme AS, som hovedsakelig fyrer fornybar flis. Kontrakten med sykehuset var en viktig årsak til at fjernvarmeutbyggingen lønnte seg (Liebe, Berge et al. 2009).

2.4.3. ØKT ENERGIFOKUS I SYKEHUS

Per oktober 2012 var det ingen sykehusbygninger i Norge som hadde oppnådd energimerke A. Totalt har 17 sykehus har fått utsendt energiattest med energimerke B (NVE 2012). Med økt energifokus vil det bli flere sykehus i fremtiden.

Fellesprosjektet «grønt sykehus» er et samarbeid av fagfolk fra alle fire helseregionene i landet. Prosjektet er spesialhelsetjenesten sitt svar på klima- og miljøutfordringene. Målet er å bevisstgjøre energibruket på sykehus, kartlegge gode miljøtiltak og tvinge frem ny tenking. Det utvikles anbefalinger som sikrer miljø når norske sykehus utvides og rehabiliteres. Det arbeides for at nybygg blir nullenergibygge, og at eksisterende bygningsmasse skal redusere energiforbruket. Alle nye sykehus som planlegges og bygges skal tilfredsstillende passivhuskrav og ha energimerke A, i tillegg til grønt oppvarmingsmerke (HelsebyggMidt-Norge 2013).

Andre anbefalinger er innføring av energiledelse for godt samarbeid og å utvikle systematisk tiltak som reduserer energibruket. Det bør utføres ENØK-analyser av eksisterende bygg der målet er å identifisere energieffektive tiltak. Et viktig tiltak er å installere automatiske innsamlingsystem av energidata, slik at det oppnås fulloversikt over forbruk (HelsebyggMidt-Norge 2013). Betydningen av instrumentering og måling utdypes i kapittel 4.

STRATEGIPLAN FOR HELSE MIDT-NORGE OG ST. OLAVS HOSPITAL

Energifokuset kommer tydelig frem også for Helse Midt-Norge. De har som mål at sykehus og bygninger skal representere en så liten miljøbelastning som mulig. Energi- og arealeffektivisering er viktige elementer. Det er estimert et enøk-potensiale i størrelsesorden 15-50 GWh per år (Bjordal, Westerheim et al. 2008).

«Foretakene i Helse Midt-Norge skal sørge for at det totale energiforbruket reduseres til et minimum, og at bruken av energi fra ikke-fornybare energikilder minimaliseres. ...»
-Strategisk plan i energibruk i Helse Midt-Norge (Bjordal, Westerheim et al. 2008).

Den strategiske planen beskriver også at tekniske anlegget gjerne har vært en salderingspost ved nybygging og rehabilitering, som har medført til dårligere anlegg, mindre energieffektive og miljøvennlige løsninger. Arkitektoniske krav har blitt prioritert fremfor energi- og miljøkrav. Dette er i ferd med å endres, der det nå utvikles mot langsiktig tenking og god totaløkonomiske løsninger, med moderne energi- og arealeffektive bygninger som profesjonelt forvaltes (Bjordal, Westerheim et al. 2008).

Samme tendens finnes igjen for St. Olavs Hospital. Ved oppstart av bygging av Nye St. Olavs Hospital på Øya var ikke energigjerrighet det store fokuset. Utbyggingen ga erfaring. Helsebygg innså at det er viktig at store offentlige byggherrer er et forbilde for energisparing. Et viktig grep var utvikling av modeller som trekker aktører og rådgivere tidlig inni prosessen (HelsebyggMidt-Norge 2012).

Kunnskapscenteret på St. Olavs Hospital som ferdigstilles høsten 2013, er Norges første sykehus som bygges etter passivhusstandarden. Bygget vil også ha energimerket A. Det er kalkulert at sykehusdelen skal klare 176,3 kWh/m² per år, med et oppvarmingsbehov under 20 kWh/ m²år. Universitetsdelen skal klare 93,5 kWh/ m²år, med at oppvarmingsbehov på under 15 kWh/ m²år (Anda 2012, HelsebyggMidt-Norge 2012, NAL 2012).

Som andre bygninger på St. Olavs Hospital skal kunnskapscenteret tilknyttes felles teknisk anlegg for fjernvarme, fjernkjøling og trykkluft. Varmtvann varmes ved hjelp av fjernvarme, men det er også utredet mulighet for å utnytte spillvarme fra eksisterende gjenvinningskurs fra Akutten- og Hjerte-Lunge-senteret for forvarming av tappevann. Dette anlegget blir gjennomgått senere i rapporten.

2.4.4.FORSKING FOR HALVERING AV ENERGIBRUK VED SYKEHUS

Pågående forskningsprosjekter for å redusere energibruk i fremtidens bygningsmasser tar ikke hensyn til sykehusspesifikke utfordringer. Det er derfor satt i gang eget norsk forskningsprosjekt rettet mot sykehus; «Halvert energiforbruk i fremtidens sykehus».

Forskningsprosjekt har det budsjett på 24 millioner kroner og går over perioden 2010-2014. Prosjektet ønsker å redusere energibruket på sykehus, både for bygningstekniske forhold og for medisinsk-teknisk utstyr. Forskningslederne er Norconsult som har med seg ulike samarbeidspartnere innen forskning, næringsliv og helseforetak. Prosjektgruppen har fem kategorier som de undersøker (Byggforsk 2010, Haugan 2012).

- Bygningsfysiske løsninger
- Sykehusutstyr
- Tekniske installasjoner
- Systemtekniske løsninger
- Energioptimal funksjonsplanlegging

Målet er å lage interne systemer som tenker helhetlig. Prosjektet skal synliggjøre energikonsekvensene av dagens krav og beskrive hvordan dagens systemer, utstyr og løsninger bør optimaliseres. Målet skal nås ved hjelp av bedre bygningsskropp og bedre VVS-anlegg, mer effektiv flytting av energi (varme/kulde), valg av energisparende medisinsk utstyr og mer miljøvennlig energiproduksjon (Byggforsk 2010).

Det er 8 millioner m² helsebygg i Norge, der antagelig rundt 10 prosent ombygges eller vedlikeholdes hvert år. Årlig ferdigstilles det omkring 100 000 m² nye sykehusbygg. I 2011 var det planlagt rundt 650 000 m² for de fremtidige årene. Ved halvering av energiforbruket for de nye sykehusene, vil dette utgjøre en årlig reduksjon på 120 GWh (Aarvig 2011, Aarvig 2012).

FORELØPIGE FORSKNINGRESULTAT

FoU-prosjektet har vært gjennom fase 1, hvor det er gjort kartlegging av sykehusenes drift og forbruk. Trond Thorgeir Harsem, prosjektleder for prosjektet, holdt foredrag under Teknas kursdager 2013 Fremtidens bygninger – arkitektur, energi og miljø. Det er flere tendenser og tiltak som ikke er direkte relevant for rapporten om spillvarmeutnyttelse, men som kan være verdt å merke seg:

Samtidighet på sykehus er ofte 30-50 %. Dette er mindre enn kontorbygg, som regnes å ha en lav samtidighet på omtrent 50 -60 % (Harsem 2012). Det vil teoretisk sett være et stort potensial for behovstyring, særlig på større sentralsykehus. Effekten av behovstyring vil derimot være mer effektiv på mindre sykehus enn ved større sykehus (Martinez 2011).

Tettheten av medisinsk-teknisk utstyr (MTU) er økende. Utstyr har også mer elektronikk og større skjermareal, som øker energiintensiteten. Småskala utstyr til overvåkning og analyse

har mindre effekt per enhet, men det et stort antall av slike anlegg. Stort utstyr til bildediagnostikk (MR, CT, røntgen) har høy standby-effekt. Til gjengjeld er det få apparater.

Trenden er økt tetthet av medisinsk-teknisk utstyr og økt IT-integrasjon, som gir energikonsekvenser og økt kjølebehov på sykehus. Det tyder på at MTU vil utgjøre 20 % av energiforbruket ved fremtidige sykehus. Dersom alt teknisk utstyr som storkjøkken og vaskeri medregnes, vil dette utgjøre 25-30 % av det totale energiforbruket (Harsem 2013).

Ventilasjon er en større energipost innen sykehus. Ventilasjonen går kontinuerlig og er tilknyttet varme- og kjøleforsyning for riktig klimatisering. I forskningsprosjektet ble det anslått at omtrent 30 prosent brukes til å varme og kjøle ventilasjonsluft. I nye sykehus som bygges i dag vanlig med roterende varmevekslere, gjerne i kombinasjon med hepafilter for smittevern. Denne utviklingen har bidratt til redusert energiforbruk til oppvarming av ventilasjonsluften (Harsem 2013).

BØR ENDRE TEMPERATURNIVÅENE OG UTNYTTE SPILLVARME

Harsem nevnte også med tendenser tilknyttet temperaturnivåene i varme- og kjøleanlegg, om instrumentering og bedre utnyttelse av interne systemer. Dette er tema som er relevant i forhold til videre arbeid i rapporten.

For varmeanlegg i sykehus går utviklingen mot lavtemperaturanlegg med 70/50 °C for radiatorer og 50/30 °C for ventilasjon. For å oppnå tilstrekkelig nedkjøling og varmeoverføring krever dette større radiatorer og større varmebatteri i ventilasjonsanlegg. God utnyttelse av temperaturnivåer oppnås ved å utnytte returen fra radiatorkursen til oppvarming av ventilasjonskursen, som gir lavere returtemperatur (Harsem 2013)

Når det gjelder kjøleanlegg har det vært normalt å benytte lave kjøletemperaturer typisk på 7-12 °C. Temperaturer på kjølekretsene bør økes, ettersom 15-20 °C vil dekke tilsvarende behov (Harsem 2013).

Ida Bryn ramser opp tiltak for sykehus i sin presentasjon «Energibruk i sykehus - Energiøkonomiske løsninger i klimaanlegg» i 2004. Et tiltak som ofte er lønnsomt på sykehus er å redusere kjølebehovet, ettersom kjøling av isvann bruker mye energi. Andre tiltak er mengderegulering, behovstyring og avstenging av anlegg som ikke er i bruk (Bryn 2004).

Det bør i økt grad benyttes fornuftig forvaltning – forflytning av energi. Spillvarme kan utnyttes direkte ved samtidig behov for varme og kjøling. Systemløsning for energilagring kan benyttes til å lagre energi over døgnet eller uken, ved varierende energiforbruk grunnet bruksmønster. Det kan også lages løsninger for sesongvariasjoner (Harsem 2013).

Bedre forflytning og utnyttelse av overskuddsvarme er videre utdypet i kapittel 3 Teknologi for utnyttelse av spillvarme. Tiltak tilknyttet instrumentering er lagt til kapittel 4.

3. TEKNOLOGISK MULIGHET FOR UTNYTTELSE AV SPILLVARME

I kapittel 3 er utnyttelse og potensialet av spillvarme i fokus. Det starter generelt om spillvarme i Norge, og vinkles inn mot mulige teknologier for bygninger. Til slutt er det enkelte eksempel på utnyttelse av overskuddsvarme ved norske sykehus.

Utnyttelse av spillvarme blir stadig mer aktuelt. Økt bevissthet, økt fokus på klima og energieffektivitet, samt høyere energipriser gjør at utnyttelse av overskuddsvarme og alternative energiløsninger blir aktuelle. Overskuddsvarme fra industri, datasentraler og tekniske utstyr utgjør varmekilder som kan komme til nytte.

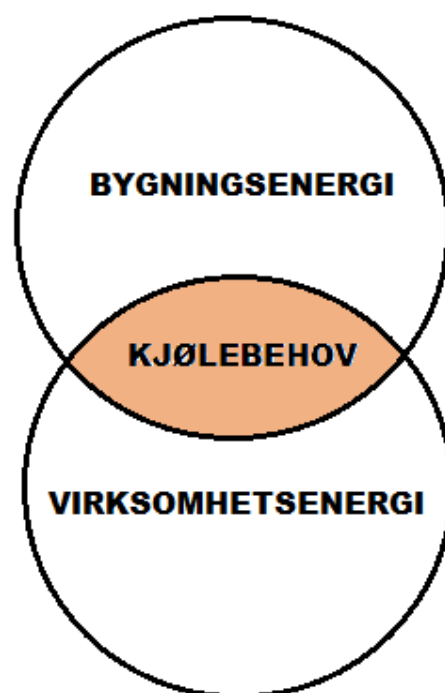
IKT-verden er voksende og datasentraler blir stadig mer omfattende. Det er ikke bare store mengder elektrisk energi som benyttes. Det genereres også store mengder varme. Tilsvarende trender finnes for sykehusbygninger. Moderne sykehus i dag er tungt rustet med IT- og medisinsk-teknisk utstyr, og tettheten av utstyr øker. Dersom det er mulig å gjøre nytte av varmemengdene, kan det være store gevinster å hente.

Energiforbruket i norske sykehus opp i to kategorier; bygningsenergi og virksomhetsenergi. Disse dekker mange av de store energipostene på sykehuset (Martinez 2010).

Bygningsenergi er energi i form av varme, ventilasjon og komfortkjøling, inkludert vifter og pumper. Her brukes det mye termisk energi og det er mulig å utnytte fornybare energikilder. Det er strenge forskriftskrav og det finnes gode standardløsninger.

Virksomhetsenergi er sykehus-spesifikke prosesser inkludert medisinsk-teknisk utstyr (MTU). Her inngår belysning og alt av teknisk utstyr. Dette energiforbruket er mindre oversiktlig og det er få forskriftskrav. Prosessene har et dominerende elektrisitetsforbruk, og skaper et kjølebehov for bygningen (Martinez 2010).

Figur 1 viser de to kategoriene for energibruk ved sykehus. Både for bygningsenergien og virksomhetsenergien skapes det et kjølebehov. Her er det gjerne en stor potensiale for gjenvinning og utnyttelse av varme.



Figur 1 Illustrasjon av to kategorier for energiforbruk, sykehus

3.1. KVALITETEN PÅ SPILLVARMEN

Spillvarme defineres som varme som går med til oppvarming av sjø eller luft er tapt til omgivelsene, og denne energien utgjør et ressurstap som kan måles i penger eller CO₂-ekvivalenter. Gode tiltak for å redusere tapet vil være å isolere utstyr eller effektivisere prosessen til å produsere mindre spillvarme. Dersom det ikke er mulig å effektivisere anlegget, bør utnyttelse av spillvarme internt i bedriften utbedres. Alternativt kan varmeenergi utnyttes i varmepumper eller til fjernvarme. I enkelte tilfeller er det også mulig å produsere strøm eller annen høyverdig energi av spillvarmen (TeknovaAS 2010).

I hvilken grad spillvarmeressursene kan utnyttes avhenger av flere faktorer. Hovedutfordringene er delt opp i tre punkter (Sollesnes and Helgerud 2009):

- Kvaliteten på spillvarmen (temperaturnivået, effekt, tilgjengelighet)
- Muligheten og teknologien for omforming til nyttbar varme eller elektrisk energi, samt utfordringene med eventuelle forurensninger.
- Kundegrunnlaget (eksternt eller internt). Ved beslutningsprosess er viktige punkter lønnsomhet, kapital, kompetanse og risiko.

Det er gjort flere undersøkelser på spillvarmepotensialet i Norge. Disse omhandler hovedsakelig industrivirksomhet som har større grad av overskuddsvarme. Enovarapport «Utnyttelse av spillvarme fra norsk industri» fra 2009 tar for seg spillvarmeressursene for Sør-Norge. Rapporten omhandler potensialet av spillvarme, teknologi og veiledning til utnyttelse av spillvarme. Viktige tema er også utfordringer og barrierer (Sollesnes and Helgerud 2009).

I Enovarapporten er det valgt å dele spillvarmeressursene inn i ulike kvalitetsgrupper ut fra temperaturnivået og mulige bruksområder. Tabell 5 viser en oversikt over kvalitetsgruppene. Temperaturer under 25 °C er ikke tatt med på grunn av det store mangfoldet av slike kilder og det begrensede anvendelsesområdet (Sollesnes and Helgerud 2009).

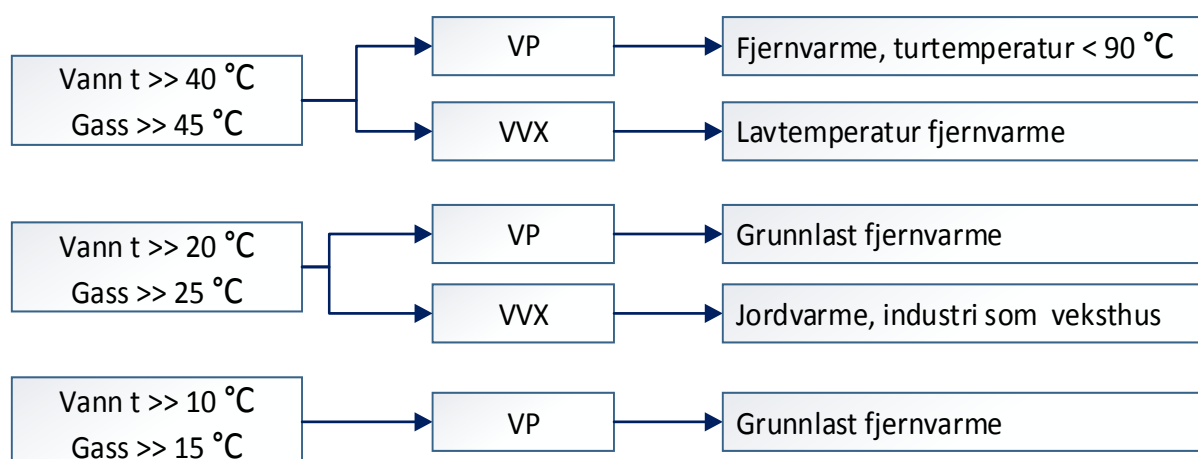
Tabell 5 Temperaturkategoriene for spillvarmeressurser i Norge

Temperatur	Bruksområder
> 140 °C	Direkte fjernvarme eller kraftgjenvinning ved dampturbin, ORC-system, stirlingmotor
60 – 140 °C	Direkte fjernvarme eller kraftgjenvinning ORC-system, stirlingmotor
40 – 60 °C	Direkte lavtemperatur fjernvarme eller varmekilde for varmepumpe
25 – 40 °C	Direkte lavtemperatur varmeutnyttelse eller varmekilde for varmepumpe

Fra bygninger vil varmeoverskuddet hovedsakelig være tilknyttet kjølemaskiner, soltilskudd, varmeavgivende installasjoner og utstyr. Normalt sett vil overskuddet holde lave temperaturturer og mye av spillvarmen vil være vanskelig å anvende. Helsebygg og sykehus vil ha noe større produksjon enn andre bygninger grunnet sykehusrelatert virksomhet, som sterilisering, dampanlegg, terapibasseng, kjøkkenproduksjon, avansert utstyr og tekniske installasjoner. Likevel vil disse byggene havne i de laveste temperaturkategoriene, vist i Tabell 5.

Lave temperaturer på overskuddsvarmen byr på utfordringer. Temperaturnivået på spillvarmen gir en teknisk-økonomisk nedre grense for ulike anvendelser. Det er nødvendig med et temperaturfall for å avgi effekten, slik at temperaturen på spillvarmen i praksis må ligge over den nedre grensen (Sollesnes and Helgerud 2009).

Figur 2 viser aktuelle teknikker og produkt av spillvarmekilder med nedre grense for temperaturnivå. Temperaturfallet for varmeavgivelse kommer i tillegg til oppgitt temperatur. Figuren er et utdrag av veiledningstrinn 1 i (Sollesnes and Helgerud 2009), og viser de laveste temperaturnivåene oppgitt i veiledningen.



Figur 2 Temperaturnivå på spillvarmen og mulige bruksområder

Lavtemperatur spillvarme kan utnyttes ved varmeveksling direkte til gatevarme, gulvvarme eller mindre industrianlegg som veksthus eller fiskeoppdrett. Det kan også utnyttes av egne eller nærliggende bygg, i systemer designet for lave temperaturer.

Fjernvarmesystemer har ulike design- og driftstemperaturer over året. Spillvarme med en gitt temperatur vil kunne gi et bidrag til fjernvarmen, men kan ikke nødvendigvis kunne dekke energibehovet. Ved et temperaturnivå over 40-45 °C kan spillvarmen bidra til lavtemperatur fjernvarme. Ved bruk av varmepumpe er kan spillvarmekilder over 10-20 °C benyttes som grunnlast til fjernvarme.

3.2. TEKNOLOGISKE MULIGHETER FOR UTNYTTELSE AV SPILLVARME

Spillvarmen bør utnyttes med høyest mulig temperatur, det vil si tidligst mulig i prosessen. Ved en grundig prosessgjennomgang kan det være mulig å hente spillvarmen på et høyere temperaturnivå enn antatt. Videre blir det fokusert på teknologi og muligheter som finnes for spillvarmekilder med lavere temperaturnivå. Det skilles mellom to hovedgrupper; direkte utnyttelse og energilager.

Direkte utnyttelse innebærer ulike løsninger med varmeveksler, varmepumper eller produksjon av elektrisitet der overskuddsvarmen brukes fortløpende. Dette er kort utdypet. Ved energilager benyttes løsninger for å forskyve eller lagre den termiske energien, slik at et større varmebehov kan utnyttes. Teknologier for energilager utenom vannakkumulering vil ikke bli gjennomgått, men det blir gitt eksempler på varmegjenvinning og energilager på sykehus i Norge.

VARMEVEKSLER OG VARMEPUMPER AKTUELLE FOR SPILLVARME

Spillvarmen kan benyttes direkte til varmforsyning og det er kun behov for varmeveksler med pumper, styring og regulering. Spillvarmen kan gjerne utnyttes i lavtemperaturanlegg som jordvarme, gulvarme og forvarming av tappevann. Ved tilstrekkelig temperatur på spillvarmekilden kan den levere til fjernvarme.

Industribedrifter har ofte store mengder spillvarme som har for lav temperatur til å kunne utnyttes ved direkte varmeveksling. Varmepumper kan i mange tilfeller oppgradere denne spillvarmen til nyttig energi i industriprosessen. Varmepumpen gjør det mulig å forflytte termisk energi fra en lavtemperatur spillvarmekilde til en mottaker med høy temperatur. Dette er aktuelt for fjernvarme eller til intern bruk i prosesser. Det finnes mange teknologier for varmepumper, og anleggets effektfaktor er avhengig av valgt teknologi, temperatur på spillvarmekilden og temperaturløftet (TeknovaAS 2010).

Det skilles mellom kompressor-, absorpsjons- og hybridvarmepumper. Førstnevnte er den konvensjonelle mekaniske varmepumpeprosessen med lukket kompresjon.

Absorpsjonsvarmepumper benytter en varmekilde med høy temperatur fremfor elektrisk kompresjon. Disse kan være lønnsomme i tilfeller hvor det er tilgang på billig høytemperatur varme. Spillvarme avgitt fra bygninger vil normalt ikke oppnå tilstrekkelig temperatur til å fungere både som varmekilde og «drivkraft» for varmepumpeprosessen. Slike varmepumper vil gjerne være aktuelt for industrianlegg med tilgang på høyere temperaturnivå.

Hybridvarmepumpe er en kombinasjon av kompresjonsprosess og absorpsjonsprosess. Vann og ammoniakk benyttes som arbeidsmedium og gir et fleksibelt varmepumpesystem. Ved blanding av mediene utvikles absorpsjonsvarme i tillegg til kondenseringsvarmen (Horntvedt and Eggen 2010).

Hybrid Energys hybridvarmepumper kan en utnytte spillvarme i temperaturområdet 15-65 °C, for å levere nyttig varme i området 70-110 °C og kjøling ned til 2 °C. Varme som normalt dumpes kan gjenbrukes til produksjonsprosesser, varmtvann, vasking og desinfeksjon. Typiske anlegg er slakteri og meierier (Hybrid Energy 2013).

Innsikt i Norsk VVS «Hybrid varmepumpe» påpeker at teknologien passer for spillvarmegjenvinning, for eksempel i næringsmiddelindustri med spillvarme, kjøleanlegg og varmtvannsbehov eller varmegjenvinning til fjernvarmesystem. Typiske bruksområder er fjernvarme, varmtvann, sterilt vann, forvarming og simulert varme- og kjølebehov (Horntvedt and Eggen 2010).

HYBRIDVARMEPUMPER UTNYTTER OVERSKUDDSVARME FRA KJØLEANLEGG

Matindustri er eksempler på industri hvor hybride varmepumper er tatt i bruk for utnyttelse av spillvarme. Norturas slakterianlegg trenger store mengder varmt prosessvann som holder minst 83 °C. Samtidig har de kjøleanlegg tilknyttet produksjonen, som gir et simultant varme- og kjølebehov (Horntvedt 2010, NOVAP 2010).

I Rudshøgda ble det i 2007 installert et 1-trinns hybridvarmepumpe med varmeeffekt på 650 kW. Anlegget henter varme fra en lavtemperatur varmepumpe og spillvarme fra kjøle- og fryseanlegg, og leverer varme til en 200 m³ akkumulatortank. Anlegget bruker dermed kun spillvarme og elektrisitet til å gi varmt vann på 70- 130 °C. Tiltaket og systemendringene gir reduserte oljeforbruk, redusert utslipp, større energibesparelsen, og har gitt et system med økt kapasitet og bedre fleksibilitet. Akkumuleringen sørger for utjevning av effekttopper (Horntvedt 2010, NOVAP 2010).

Nortura Egersund har installert lignende anlegg. Her er det et 2-trinnsanlegg, én lavtrykk-varmepumpe på 500 kW med ren ammoniakk og en hybridvarmepumpe på 275 kW. Kjøle og fryseanlegg er eneste varmekilde, og leverer til 100 m³ tank (Horntvedt 2010).

SALG AV TERMISK ENERGI

Dersom det ikke er aktuelt å benytte overskuddsvarmen internt i bedriften, vil det i fremtiden være mulig med tilbakesalg av termisk varme til fjernvarmenettet. Det er et nytt konsept på vei inn i markedet. I Sverige har Fortum startet et pilotprosjekt for Stockholm fjernvarme kalt «Åpen fjernvarme», hvor kunder kan selge overskuddsvarme til fjernvarmenettet. Ved høye temperaturer på overskuddsvarmen veksler varmen direkte innpå fremledningene i nettet. Dersom temperaturen på spillvarmen er for lav sendes den i returledning til varmesentralen (Fortum 2013).

En annen utvikling er at fjernvarmeanlegg går mot lavere temperaturer. Det er snakk om fjerde generasjons fjernvarme. Tilløpstemperaturen er maksimalt 60 °C, med en delta T ned mot 10 K. Dette er positivt i forhold til utnyttelse alternative energikilder som spillvarme.

ELEKTRISITETSPRODUKSJON

Dersom det ikke er mulighet å utnytte spillvarmen til fjernvarme eller andre oppvarmingsbehov, kan det være praktisk å utnytte varmeenergien til produksjon av elektrisitet. Det som gjenspeiler elektrisitetsproduksjonen er ønsket om stabile spillvarmekilder med moderat temperatur. Dette er mer aktuelt for større industrianlegg enn for overskuddsvarme fra bygninger (TeknovaAS 2010).

3.3. BARRIERER FOR UTNYTTELSE AV SPILLVARME HOS BEDRIFTER

I bygninger med lavtemperatur spillvarme kreves det gjennomtenkte gode løsninger for at prosjektene skal bli teknisk-økonomisk lønnsomme. Det er viktig at investeringen ikke overgår gevinsten av varmegjenvinningen. En barriere vil være prisen på spillvarmen kontra prisen på alternative energikilder.

En risiko for mange bedrifter er investeringen i større prosjekter med tanke på fremtidig drift. For enkelte industrier kan dette være risikabelt. Når det gjelder statlige bygninger som større sykehus er denne risikoen lavere. Sentrale universitetssykehus har langvarige driftsplaner. I tillegg har byggene lange driftstider og store energiforbruk, som er positivt med tanke på inntjeningspotensialet ved bedre energiutnyttelse.

Interne ressurser og kompetansenivå innad i bedrifter kan være en barriere i forhold til å få utredet og gjennomført energiltak. Større bedrifter er flinkere på å innhente nødvendig ekspertise. Likevel kreves det et engasjement og frigjøring av personell som kan være knyttet opp mot prosjektet. (Sollesnes and Helgerud 2009) utdyper følgende:

«Deler av arbeidet med prosjekter kan utføres av konsulenter. Prosjekter blir imidlertid sjelden vellykkede med mindre også eget personell engasjerer seg».

- Kapittel 5.4.3 Interne ressurser, side 69

En annen barriere er at bedrifter ikke ønsker ekstra forpliktelser utenfor sitt kjerneområde. Ved levering og salg av spillvarme til eksterne kunder kan dette skape uønskede forbindelser og kundeforhold. Igjen er det da viktig med interne personer (Sollesnes and Helgerud 2009).

For større sykehusbygninger er det alltid mange prosjekter på gang. Det er fast ansatt driftspersonell som sørger for drift og vedlikehold av bygg og tekniske installasjoner, som har oversikt over anlegg og deres funksjoner. På store sykehus er det gjerne fagansvarlige innen hvert felt, som til sammen utgjør et høyt kompetansenivå. De er også vant til eksterne aktører og leverdører.

Større sykehusbygninger har dermed kompetansen, driftspersonell og investeringsgrunnlaget som bør senke terskelen for å utrede og igangsette god energiltak. Videre gis eksempler på anlegg ved norske sykehus for forflytning og utnyttelse overskuddsvarme.

3.4. VARMEGJENVINNING OG ENERGILAGER PÅ SYKEHUS

I moderne sykehus oppstår det gjerne overskudd på energi, spesielt i ventilasjonsanlegg og ressurskrevende lokaler. Det er samtidig behov for varme i andre deler av sykehuset, og samordning av systemer for gjenvinning og energilagring kreves for en god forvaltning av varmen. Å ta vare på varmen som allerede er i et bygg er en god strategi (Espeland).

3.4.1.ENERGIBRØNNER PÅ NYE AKERSHUS SYKEHUS

Ved Nye Akershus universitetssykehus har geotermiske energilager i fjell, som er en av Europas største av sitt slag. Per 2008 var det boret 228 brønner med en dybde på 200 meter, fordelt på 20 mål areal. Planen var å utvide brønnparken ytterligere til 300 brønner. Varme avgitt fra kuldeanleggene ledes ned i brønnene. Energibrønnene leverer varme til byggningsoppvarming og kjøling til datarom og medisinskteknisk utstyr (Authen).

Varmepumpeanlegget utnytter fjellet som varmekilde og varmelager, og bidrar med en betydelig del av sykehusets energibehov til oppvarming. Ved samtidig varme- og kjølebehov i sykehuset i perioder av året, utnyttes kondensatorvarmen direkte i varmeanlegget (Authen).

3.4.2.LABORATORIEBYGGET PÅ HAUKELAND

Termisk energi kan lagres i mange typer materialer, gjerne materialer med høy varmekapasitet i forhold til vekt, volum og kostnader. Vann er et velegnet lagringsmedium for termisk energi. Det benyttes ofte i form av akkumuleringstank som lagrer varme mellom dag og natt. Det finnes et mangfold av slik anlegg. Haukeland Universitetssykehus og St. Olavs Hospital er to eksempler på ulike anlegg for å behandle overskuddsvarme.

Laboratoriebygget på Haukeland Universitetssykehus på 23 000 m² ble fullført 2010, og samler det som tidligere var fem ulike laboratorieavdelinger spredd over sykehusområdet. Bygget har mye teknisk utstyr og fryserom som avgir varme, og på dagtid er kjølebehovet stort.

Beliggenhet og begrenset tomteareal ville gjort det vanskelig å utnytte geotermiske lagre som ved Akershus sykehus. Laboratoriebygget lagrer heller termisk energi ved hjelp av store vanntanker. Fremfor å investere i mange energikrevende kuldemaskiner er det valgt to kjøleanlegg som går kontinuerlig. Denne løsningen gjør det mulig å kjøre anleggene under optimale forhold, som er både lønnsomt for sykehuset og miljøbesparende. Overskuddet fra natten brukes til å fryse vann, som kan utnyttes til kjøling på dagtid. På dagtid dekker isvannstankene 50 % av kjølebehovet (Stølås 2009).

3.4.3. GJENVINNING TIL TAPPEVANN PÅ ST. OLAVS HOSPITAL

Mye av energibruken i helseforetak er tilknyttet vann. Tiltak for å redusere vannforbruket vil dermed være gode energisparende tiltak. Akutten- og Hjerte-Lungesenteret ved St. Olavs Hospital tar vare på kondensatorvarmen fra kjølesentralen til forvarming av tappevann. Det er dette anlegget denne rapporten tar utgangspunkt i ved analyse av spillvarmeutnyttelse.

I prosjekteringsfasen utredet Team St Olavs to alternativer. Det ble antatt at kuldeanleggene i gjennomsnitt ville gå på 1/3 kapasitet, som vil si en midlere varmeytelse fra gjenvinningsanlegget på 100 kW (Eggen and Steinshamn 2007).

1. Oppvarming av ventilasjonsluft og forvarming av tappevann til en bygning. Dersom det ikke var behov for spillvarme ville overskuddet dumpes til ventilasjonsanleggets avkast.
2. Forvarming av tappevann til flere sentre, der varmegjenvinning til ventilasjonsluft er kuttet ut. Varme som ikke ville benyttes i gjenvinningsanlegget skulle dumpes til fjernkjøling.

Løsning nummer to ble valgt og har vært i drift i Akutten- Hjerte-Lungesenteret siden 2009. Under utredning ble det antatt at byggene ville ha et tappevannsforbruk på 30 kWh/m² år. Når varmtvannssystemet for flere bygg ble koblet inn, ble det antatt 90 % nyttiggjørelse av spillvarmen. I gjengjeld ville da resterende varme på 10 % utgjøre en kostnad i form av fjernkjøling (Eggen and Steinshamn 2007).

Alternativet hadde en større investeringskostnad og en lengre inntjeningsstid (3 år fremfor 2), men ga ut fra antagelsene den høyeste energisparingen per år. Det ble anslått en energisparing på 700 800 kWh/år, som ville utgjøre 245 280 kroner i året.

Gjennom denne rapporten analyseres potensialet til spillvarmeanlegget ved St. Olavs Hospital. Det tas utgangspunkt i måledata av virkelig drift av anlegget, både fra SD-anlegg, energioppfølgingssystem og praktiske målinger. Et gjennomgående problem i analyseringen har vært omfanget og kvaliteten på målinger. Problemstillingen diskuteres i kapittel 4.

VARIASJONER I TAPPEVANNSFORBRUKET GJENNOM DØGNET

I Team St. Olavs alternativsvurdering av forvarmingsanlegget ved Akutten- og Hjerte-Lungesenteret er det spesifikke varmeforbruket til varmtvannsberegning antatt å være 30 kWh/m²år. Det ble også laget en prosentvis fordeling av vannforbruket over døgnet, og konkluderte med at sykehus typisk har tre hovedtopper i vannforbruk over døgnet; morgenstell til frokost, formiddagsmat og middag (Eggen and Steinshamn 2007).

Kapittel 10.6 i prosjektrapport «Utnyttelse av spillvarme ved sykehus ved hjelp av varmepumpe» tar for seg bruksmønsteret for tappevann ved Akutten- og Hjerte-Lungesenteret. Både for kaldt vann og varmt tappevann var det en naturlig døgnvariasjon, med størst vannforbruk på dagtid og en nedgang om netter og i helger (Aasen 2012).

3.5. VIKTIGE HENSYN VED FORVARMING TAPPEVANN PÅ SYKEHUS

Ved forvarming og behandling av tappevann er det enkelte egenskaper som er verdt å nevne. VVS-systemer ved sykehus og andre helseinstitusjoner utgjør en smitterisiko i forhold til legionella. Det er viktig at forebyggende tiltak bestemmes og gjennomføres på grunnlag av grundig risikovurdering. På sykehus er det viktig med planer for drift og vedlikehold, og det er behov for hyppigere rengjøring og desinfisering (Pettersen 2010).

«For å vokse må legionellabakteriene ha tilgang på organisk materiale, vann og luft. De vokser best ved temperaturer mellom 20 og 50 °C. De vokser ikke ved pH-verdi under 3 eller over 10. De trives ikke i saltvann, og utdødingshastigheten øker betydelig ved temperaturer over 65 -70 °C.»

Pettersen, Vannrapport 115 Forebygging av legionellasmitte, 2010

For å unngå bakterievekst i ledningssystem er det viktig at kaldtvannet holder seg under 20 °C og varmtvannet holder over 60 °C. Enkle tiltak kan forebygge dette, som å unngå kaldtvannsledninger nær varmekilder og oppvarmede gulv samt isolering av nærliggende varmt- og kaldtvannsledninger. For god drift av varmtvannsanlegg bør det installeres temperaturmålere på strategiske plasser. Det bør være temperaturmåler på vannet i bereder, ut av bereder og på returvann fra sirkulasjonskrets (Pettersen 2010).

VARMTVANNSANLEGG MED BEREDERE

Varmtvannsberederens lagrings- og oppvarmingskapasitet skal være tilpasset bruksmønster og naturlige svingninger gjennom døgnet, uten at det er fare for temperaturfall i berederne. I større tanker bør være utstyrt med tidsstyrte sirkuleringspumper for å hindre temperatursjiktning. Vannet i beholderne bør holde minst 70 °C for å unngå bakterievekst.

Ved bruk av overskuddsvarme til forvarming, bør temperaturen heves til minst 70 °C en gang i uken når det er lite forbruk. Tidsstyrt regulering mellom varmtvann og forvarmingstanker er normal praksis for dette (Pettersen 2010).

VARMTVANNSANLEGG MED FJERNVARME

Ved bruk av fjernvarme vil anlegg for tappevann vil holde stabil temperatur uavhengig av årstid, og ligger normalt mellom 55 og 65 °C. Som ved bruk av beredere skal vannet kunne justeres til over 70 °C for å sjokkbehandle med varmt vann. Dette forutsetter av fjernvarmeleverandør kan levere høye temperatur og at varmevekslere kan reguleres slik at temperaturen blir over 70 °C hos sluttbruker.

Per i dag er dette den beste løsningen har å holde bakterieveksten under kontroll. I tiden fremover med utvikling mot mer lavtemperaturanlegg vil det kreves alternative metoder, men dette er ikke aktuelt for anlegget i denne sammenheng.

4. INSTRUMENTERING FOR Å ANALYSERE ENERGI

Som forfatter og konsulent Peter Drucker en gang sa «If you can't measure it, you can't manage it». Muligheten til å kontrollere og styre anlegget avhenger av muligheten til å måle det.

God kvalitet på data er nødvendig for å avgjøre hvor godt en bygning yter, samt for å identifisere avvik og utvikle tiltak for å forbedre dem. Å oppnå en god evaluering av ytelsen til bygninger og energibrukersystem er krevende. For å gjøre dette mulig kreves det dedikerte og kunnskapsrike team, som inkluderer personer til målingsanalyse, leverandører av instrumentering, entreprenør for installering og driftspersonell. Samarbeid mellom alle parter er essensielt (Gillespie, Haves et al. 2007).

De senere årene er det blitt en økt interesse av analyser ved hjelp av virkelige energidata fremfor designedata og beregnede verdier. Det er også økt interesse for statistiske analyser og oversikter over energidata, både for lengre perioder som måned og år, og over kortere intervall som timer og dager. Utviklingen innen IKT-teknologi gir muligheter til å behandle store mengder data (Sretenovic 2013).

4.1. UTFORDRINGER MED TEKNISKE ANLEGG

Utfordringer i mange av dagens systemer er manglende instrumentering. Dette har vært nedprioritert i mange tekniske anlegg, også innen sykehusbygninger (Harsem 2013). Ofte er det lite bevissthet om evaluering av ytelser og kostnadsspørsmål som begrenser antallet permanent installerte målere (Neumann and Yoshida 2010).

Det er også tendenser til at instrumentering og målere i tekniske anlegg er dårlig merket og at det mangler oversiktlig dokumentasjon. Teknisk data og systemskjema stemmer ikke nødvendigvis med det virkelige anlegget, grunnet endringer og lite oppdatert dokumentasjon. Ved analyser av energisystem i bygninger kan det være å definere alle målere og undermålere, og vise hvilket spesifikt system som måles (Sretenovic 2013).

Ved flere bygninger eller systemer tilknyttet hverandre er problem gjerne ulike automasjonssystem og ulike protokoller. Systemene kan gi ut varierende opplysninger, ulike tidsintervaller og kvalitet på måledata. I «Analysis of energy use in University» av Aleksandra Sretenovic er verdier for hovedmåler og undermåler i samme anlegget sammenlignet opp mot hverandre, og det ble funnet betydelige avvik. Ofte hadde undermåler lik energiprofil, bare med en times tidsforskyvelse. Andre ganger var det liten sammenheng i verdiene for hovedmåler og undermåler, uten at dette kunne forklares. I enkelte tilfeller dukket det også opp tydelige funksjonsfeil, avvik i målingene, som gir dårlige analyser av måledata (Sretenovic 2013).

En annen faktor som hadde større betydning for resultatene i «Analysis of energy use in University» var ulikheter mellom hverdager og helger. Resultater viste bedre sammenheng i hverdager, og mer uregelmessigheter og avvik i helger og ferier (Sretenovic 2013).

4.1.1. USIKKERHET OG AVVIK I MÅLINGER

Usikkerhet og avvik er et problem innen måleteknikk. Det er viktig at nøyaktigheten på målinger som utføres er likestilt opp mot formålet med målingene. God kalibrering, jevnlig kontroll og et kritisk syn på måledata er viktig (Neumann and Yoshida 2010).

Et målesystem er grovt delt opp i tre undersystemer: sensor, signalomforming og en visende innretning. Det er viktig at output av en måling viser virkelig verdi for målestørrelsen. Likevel er det ingen målesystem som er perfekt. Det vil alltid være avvik mellom målte og virkelige verdier. Generelt sett er målesystemet dyrere jo mindre avvik som tillates.

Ved utførelse av målinger og eksperiment skilles det mellom to feilkategorier; systematiske feil og tilfeldige feil. Systematiske feil er faste, gjentakende feil som ligger inne i målesystemet. Hovedårsakene til dette avviket er skader, kalibreringsfeil og belastningsfeil hvor måleinstrumentet selv påvirker resultatet. Det kan også være spatialavvik, som skyldes påvirkning fra omgivelsene. Systematiske avvik er ofte ikke åpenlyse ettersom måleresultatene viser klare kontinuerlige verdier, men disse kan gi betydelig feil.

Tilfeldige avvik er feil som oppstår på grunn av ukontrollerte variabler i målesystemet. Elektrisk støy er vanlig på grunn av elektriske- eller magnetiske felt som utløser en påvirkende spenning i målesystem eller ledningsnett. Det kan også være avvik grunnet feil oppløsning eller dårlig repeterbarhet (Wheeler and Ganji 2010).

Instrumentering i systemer i drift må være veldig slitesterke og pålitelige. Hyppige behov for kalibrering vil gi problemer. Det er viktig at feil oppdages raskt, og at driften enten fortsetter eller stenger ned sikkert (Wheeler and Ganji 2010). Levetiden på energimålere er normalt omtrent 15 år. Avviket vil øke med årene grunnet slitasje og drift, slik at energimålere vanligvis bør kontrolleres og kalibreres hvert 6 år (Kamstrup 2012).

4.2. ANBEFALT ENERGIMÅLING VED SYKEHUS

Ida Bryn nevner i sin presentasjon av sykehus, viktigheten med god instrumentering. For å oppnå velfungerende anlegg kreves det god innregulering. Styring og overvåkning av anleggene må forbedres. Andre viktige tiltak er detaljert energioppfølging og bevisstgjøring (Bryn 2004).

Thorgeir Harsem utdypet også i sin presentasjon problemet med nedprioritering og mangel på målere i tekniske installasjoner i dagens sykehus. Det bør jobbes mot fullstendig oversikt over energibruk og installeres energimålere til å dekke hvert funksjonsområde. Alle energibærere skal ha energimålere. For termisk energi bør det være målere på hovedkretsene for varme og kjøling. Dette gjelder alle kretser, også energi til tappevann, energi til frikjøling samt energiavgivelse fra varmepumper og kjølemaskiner. Det bør også være målere tilknyttet hver fløy, hver avdeling og hvert enkelt aggregat (Harsem 2013).

Når det gjelder målere for elektrisitet bør alle enkeltkomponenter som vifter og pumper, varmepumper, kjølemaskiner, utstyr og belysning ha egen instrumentering (Harsem 2013).

SHARE BEMS tekniske komité har laget en kategorisering av bygningers energiovervåkning, med ulike nivåer fra A til F, vist i Tabell 6. Kategoriseringene gjelder ikke spesifikt for sykehus (Neumann and Yoshida 2010).

Tabell 6 SHARE BEMS nivåinndeling av bygningers energiovervåkning

Nivå	Beskrivelse
A	Totalt energibruk kan beregnes for hele bygningen (månedsverdier)
B	Total energiforbruk kan beregnes for hele bygningen (dag - og timesverdier)
C	Energi kan måles eller beregnes ut fra type forbruk (lys, ventilasjon, mm)
D	Energi kan måles eller beregnes for hvert system (kontor, datarom, parkering)
E	Energi kan måles eller beregnes ut fra fløy/etasje
F	Energi kan måles eller beregnes for spesifikke utstyr eller undersystem (kjøler, et varmesystem ol.)

En internasjonal undersøkelse viser det i dag er mulig å beregne total energiforbruk for mange yrkesbygg (nivå A). Under halvparten av bygningene i undersøkelsen har oversikt over dag - og timesverdier som tilsvarer nivå B. Når det gjelder bygninger med avansert energiovervåkning (nivå C til F) er andelen under 30 %. Kun 5-15 % av deltakerne i Europa har slike anlegg (Neumann and Yoshida 2010).

De fleste bygningene i undersøkelsen svarte at de har for få målere. Det anbefales at alle bygninger minimum bør kunne overvåke type energibruk eller hele bygningen med timesverdier, så langt dette lar seg gjøre. Trendlogging og energiprofiler er ønskelig. Ifølge Harsems anbefaling av energiovervåkning på sykehus, bør sykehusbygninger ligge på nivå F.

4.3. FREMGANGSMÅTE VED EVALUERING AV ENERGIEFFEKTIVITET

En bygning og tilhørende teknisk anlegg er godt instrumentert med avansert energioppfølging. Likevel er det behov for gode metoder for å evaluere energieffektiviteten. Til nå har problemer med energievalueringer av tekniske anlegg vært mangelen på fastsatte systematiske metoder for å gjennomgå energiforbruket og energiytelser. Det er vanskelig å sammenligne energiytelser som er beregnet med ulike forutsetninger. Problemet har sammenheng i dårlige definerte systemgrenser, måleparametere, målepunkter, sensorplassering og sensortype benyttet. I tillegg er det varierende navnsetting på målepunkter og manglende retningslinjer for databehandling og datalagring (Yuzawa 2010).

Beregninger av energieffektivitet utføres ofte for hvert system, undersystem eller spesifikt utstyr, og er ikke relatert opp mot bygning. Det mangler gode metoder for estimering av energiytelser.

Fokuset på gode metoder for energianalyser er økende, og både i Norge og internasjonalt er det laget konsepter for gjennomganger av bygninger og totalvurdering av energiforbruket. Det arbeides derfor mot en felles mal som kan standardisere energiberegningene. Det bør utvikles fast definerte metoder for å måle bygningsytelser. Det trengs en standardisering av måleteknikk, estimering og rapportering av energi-effektivisering. Et annet problem er mangler referansedata for sammenligning av energieffektivitet. Det bør fastsettes referanseverdier og referansemetoder for sammenligning (Nord 2012).

4.3.1. MANUAL FOR STANDARDISERING AV ENERGIMÅLING

Hikeki Yuzawa har gitt ut en japansk manual for standardisering av prosedyrer for energimåling. I første omgang er det viktig at systemet og situasjonen forklares nøye, med skisseres med gitte systemgrenser og målepunkter. Videre må nøyaktighetsgraden og omfanget av energimålingen bestemmes. Dette påvirker valget av system, målepunkter, sensornøyaktighet og måleperiode for forsøket (Yuzawa 2010).

Ved gjennomgang av HVAC systemer anbefales standardisering, slik at alle følgende punkter er nøye definert og uten rom for feiltolkning (Neumann and Yoshida 2010, Yuzawa 2010):

- Systemgrenser med skisser. Definer system/anlegg med de viktige variablene og faktorer som påvirker anlegget.
- Vurderingsmetoder og måleparametre
- Målepunkter og plassering av disse
- Standard navneoppbygning som tydelig forklarer systemet og plassering.
- Måleomfang avhengig av hensikten med analyse. Her inngår måleintervaller, tidsperiode, sensornøyaktighet og målenøyaktighet. For et enkeltanlegg anbefales times- og døgnverdier. For hele bygg anbefales måneds- og årsverdier.
- Databehandling og datalagring

Manualen oppsummerer punkter som er viktig ved analyse av et energisystem. Punktene ovenfor blir også benyttet senere i rapporten, ved at det først gis en innføring i anlegg og system som skal analyseres. Det er laget skisser for forklarer hovedsystemet og delsystemet, med inntegnet målepunkter og forklaring av tilgjengelig måledata.

4.3.2. REFERANSEVEILEDNING FOR ENERGIANALYSE AV SYKEHUS

For et sykehus er det flere måter å analysere energieffektiviteten til bygningen. Vanligvis for bygninger er det vanlig å benytte kWh/m² år eller kW/m² år. For sykehus finnes også alternativet antall operasjonsrom, antall godkjente sengeplasser, antall avdelinger, pasientdager eller utleggelser. Dette er ulike faktorene som påvirker energiforbruket (Singer, Matthew et al. 2009).

Environmental Energy Technologies Division ved Lawrence Berkeley National Laboratory har laget en rapport med veiledning for referansemålinger på sykehus. Rapporten «Hospital Energy Benchmarking Guidance - Version 1.0» lister opp de viktigste trinnene for å implementere referansemåling på et sykehus utleggelser, vist i Tabell 7 (Singer, Matthew et al. 2009).

Tabell 7 Over referansemåling på et sykehus

1	Identifiser energistrømmer og – grenser for store energibrukersystem.	a. Termisk energiflyt er viktig. b. Gjennomgå det elektriske anlegget og systemer c. Vurder time- og sesongvariasjoner i energibruken
2	Identifiser energimålinger og energidata	a. Bestem komponentdata som trengs i beregninger b. Bestem data som allerede overvåkes c. Vurder alternativer for å skaffe manglende data. Erstatning eller engangsmåling?
3	Utvikle en plan for energiovervåkning og datainnsamling	a. Klargjør logging av eksisterende målere b. Kalibrer eksisterende målere c. Installer nye permanente målere d. Installer midlertidige målere
4	Gjennomfør planen og saml inn data	
5	Gjennomgå og få oversikt over informasjonen om anleggenes egenskaper	a. Per gulvareal b. Pasientopptelling c. Areal av pasientrom
6	Analyser og behandle data	a. Gjennomgå overvåkning og kvaliteten b. Lag en database c. Lag tidsbestemte oversikter d. Lag større analyser av anleggene
7	Sammenligne data opp mot standarder/milepærer og vurder mulighetene for å redusere energiforbruket.	

Referansemålingen tar for seg hele sykehusbygninger og vil ikke bli gjennomgått i denne rapporten. Hovedtrekkene som nevnes er likevel aktuelle for spillvarmesystemet som skal studeres ved St Olavs Hospital. Energistrømmer og energigrenser for systemet blir analysert, det er gjort en identifisering av energimålere og energidata. Videre er det laget en plan for datainnsamling og behandling av data. Det er ikke gjort analyse i forhold til pasienter.

Underpunktene merket a, b, c og d blir ikke gjennomgått i detalj. Dette er likevel viktige referansepunkter for en større analyse av energisystemer i sykehus.

4.4. MÅLINGER I TILKNYTTING TIL KJØLEMASKINER

Ved beregning av kjøleytelser og varmebidrag fra kjølemaskiner, både for optimalisering av drift og driftsovervåkning, tas det ofte utgangspunkt i målinger av vannmengdene i kretsene og temperaturmålere i tur og retur. Kjølelasten beregnes som følgende:

$$\dot{Q}_{kjølelast} = \dot{m}_{vann} c_{p,vann} (T_{tur,vann} - T_{retur,vann}) \quad (4.1)$$

For å oppnå nøyaktige laster, kreves det at nøyaktigheten til mengdemåler og temperatur-sensorene er god som mulig. Dette gjelder spesielt temperaturmålere i tur og retur i kretsene. I en termisk krets er det typisk et temperatursprang på 3-5 K, som gir betydelige avvik i kjølelasten dersom ene måleren har positivt temperaturavvik og andre negativt. Små feil som 0,2 K og 0,3 K, kan gi måleavvik opp mot 10 prosent (Huang, Sun et al. 2012).

Også vannmålere kan være feile, der plassering i kretsen i forhold til andre enheter og bend er viktig. U hensiktsmessig plassering med for lite mellomrom foran og etter måler kan gi utslag på måledataene.

(Huang, Sun et al. 2012) understreker at bruk av formel (4.1) ikke alltid er like stabil og nøyaktig. Det er ikke kun nøyaktigheten til sensoren som vil påvirke måledataene, men også transmittere og kommunikasjonsnettverket som transporterer dataene kan påvirke resultatene. Kjølemaskiner og varmepumper, er ofte plassering forstyrrende lokaler med vibrasjon fra ulike aggregat og pumper. Selv om sensorene har god nøyaktighet, er det ikke nødvendigvis tilstrekkelig nøyaktighet i målingene.

Det anbefales dersom å utvikle alternative metoder for å beregne laster. Metodene bør analyseres hver for seg og sammenlignes opp mot hverandre (Huang, Sun et al. 2012).

Videre i denne rapporten er ligning (4.1) benyttet til beregning av termiske energistrømmer i kjøle- og varmekretser tilknyttet kjølemaskiner, fjernkjøling og tappevann. Antagelser og forutsetninger for beregningene utdypes i metodikken og i de matematiske modellene utviklet for spillvarmeanlegget, i kapittel 7 og 8. Systemet som analyseres er har et større omfang og hele energiforsyningsanlegg i bygget er tilknyttet hverandre som vist i Figur 5. I kapittel 5 gis det en gjennomgang av bygning, energiforsyning og systemet som skal analyseres, mens kapittel 6 omhandler utfordringer tilknyttet måledata.

5. AKUTTEN- OG HJERTE-LUNGE-SENTERET VED ST. OLAVS HOSPITAL

Analysen tar utgangspunkt i Akutten- og Hjerter-Lunge-senteret og anlegget for forvarming av tappevann. Først introduseres sykehuset, energiforsyning, energibruk og prisavtaler.

Akutten- og Hjerter-Lunge-senteret er en del av St. Olavs Hospital, som er universitetssykehus for region Midt-Norge og lokalsykehus for fylket. Sykehuset er et sameie mellom St. Olavs Hospital og NTNU. Området på Øya består av en bygningsmasse på omtrent 220 000 m². I tillegg til sykehusdrift, er store deler av denne massen tilknyttet forskning og undervisningsformål.

St Olavs Hospital på Øya er et nytt og moderne sykehus, bygget som en senterbasert bydel. Første byggefase ble ferdigstilt i 2005-2006 og omfattet nesten halvparten av det nye sykehuset. I byggefase 2 stod det meste klart i 2009 og 2010, og siste del av denne fasen avsluttes når Kunnskapscenteret ferdigstilles i 2013.



Figur 3 Oversiktskart over St. Olavs Hospital etter at byggefase 2 er ferdig i 2013.

OPPBYGNINGEN AV SYKEHUSET

Hele sykehusområdet er planlagt som et stort prosjekt. En mindre del av det nye sykehusbebyggelse er renoveret, mens mesteparten er nybygget. Målet var at det nye universitetssykehuset skulle fremstå som ett sykehus, ikke mange småsykehus. For å sikre sammenheng og enhet mellom senterne ble det laget en "mal" som beskriver den generelle - og prinsipielle løsningen (HelsebyggMidt-Norge 2010).

Alle senterne er tilknyttet hverandre via kulverter hvor varer og teknisk utstyr kan fraktes. I tillegg ligger det kilometer med rør med alt fra fjernvarme, luft, gass, sanitæranlegg og avfallsanlegg. Lystgass og trykkgass er også ressurser som er viktig på sykehuset (HelsebyggMidt-Norge 2008).

ST OLAVS HOSPITAL

Universitetssykehus Midt-Norge	696 600 innbyggere*
Lokalsykehus Sør-Trøndelag	302 755 innbyggere*
Pasientplasser	1100 (ordinære- og spesialsenger)
Studenter	1250 på Øya
Ansatte	9681 (2012)*
Årsverk	6973 (2012)*

St Olavs Hospital

216 000 m² [oppvarmet BRA] **

256 000 m² [oppvarmet BRA]***

2012 **

Elektrisitet	39.53 GWh	183.0 kWh/m ² år
Fjernkjøling	27.04 GWh	125.2 kWh/m ² år
Fjernvarme	70.37 GWh	325.8 kWh/m ² år
Total	136.93 GWh	633.9 kWh/m ² år
Total***	156.31 GWh	610.6 kWh/m ² år

2011 **

Elektrisitet	40.80 GWh	188.9 kWh/m ² år
Fjernkjøling	24.37 GWh	112.8 kWh/m ² år
Fjernvarme	59.93 GWh	277.5 kWh/m ² år
Total	125.01 GWh	578.8 kWh/m ² år
Total***	140.27 GWh	547.9 kWh/m ² år

* Kilde stolav.no (Haugen 2008, Svenning 2010).

** Kilde Entro EOS-logging. Gjelder for St. Olavs Hospital på Øya.

*** Kilde Entro EOS. Gjelder hele St. Olavs Hospital. Energibærer inkluderer også lokal-fjernvarme og olje.

FJERNVARMEOFORSYNING TIL SYKEHUSET

St. Olavs Hospital får varme levert fra Statskraft Varme AS. Fjernvarme leveres inn på hovedforsyning i søndre del av Øya og distribueres til alle bygg via en ringledning. Kretsen gir god sikkerhet ved ledningsbrudd. Dimensjonerende temperaturer for fjernvarmeanlegget er 120/70 °C, mens varmes inn til sykehuset normalt holder 110 °C. Den høye temperaturen sikrer vannbåren varme på over 80 °C i sykehusbyggene.

Statskraft ønsker lavest mulig returtemperatur på fjernvarmen, for å oppnå god utnyttelse oppvarmingsanlegget i varmeproduksjonen. St. Olavs Hospital betaler energipris på fjernvarme avhengig av returtemperaturen fra sykehuset (Uv 2012).

FJERNKJØLEFORSYNING TIL SYKEHUSET

Kjøling leveres på samme måte som fjernvarmen, via en fjernkjølekrets fra Statskraft. St Olavs Hospital fordeler kjølingen ut til bygningsmassen ved hjelp av en isvannsring. Kjøling er viktig for sykehuset, spesielt med tanke på kjøling av utstyr, laboratorier og kjøkkendrift.

Statskraft lover en sikker leveranse på sitt kjøleanlegg på 7 °C. Kjøling leveres fra Øya kjølesentral, som utnytter ellevannet i Nidelva til frikjøling i vinterhalvåret. Om sommeren utnyttes elven til kjøling av kondensator til kjølemaskiner. I tillegg til vanlige kjølemaskiner er det absorpsjonsanlegg som utnytter varme fra Heimdal varmesentral (Helsebygg 2004).

SYKEHUSETS PRISAVTALE FOR FJERNVARME- OG FJERNKJØLING

St. Olavs Hospital har god prisavtale med Statskraft. Avtalen har historie der sykehuset opprinnelig skulle bygge varmepumpe for å dekke både varme- og kjølebehov. Statskraft tilbydde å bygge et eget fjernkjøleanlegg for sykehuset og gi lik energipris som varmepumpens driftskostnader.

De viktigste parametere som har innvirkning på prisen er normal fjernvarmepris, elektrisetspris og returtemperaturen fra sykehuset. Returtemperaturen er spesielt viktig for vinterhalvåret. I 2012 var prisen for varme og kjøling 26 øre per kWh pluss mva. I 2013 ligger prisen på 31 øre per kWh. Merverdiavgift for energiforsyning er 25 prosent (Uv 2012).

Per i dag dumpes det prosessvarme til fjernkjølenettet jevnt over året. Energimengden som dumpes til kjølekretsen er i liten grad avhengig av utetemperaturen. Samtidig skjer det et varmeopptak fra varmeanlegget. Det er et simultant behov for varme og kjøling, som fører til fakturering både for dumping av varme til fjernkjøling og for varmeopptak fra fjernvarmen.

SYKEHUSETS PRISAVTALE FOR ELEKTRISITET

Strømlleveransen er en sentralavtale for flere helseforetak. Fjordkraft er leverandør og Trønder energi er nettselskap. Dette er en fleksibel strømvavtale med fastbeløp og effektledd, samt transportutgifter, forbruksavgifter og Enova-avgift basert på energiforbruket. Prisen for september 2012 var totalt 49 øre per kWh, som er under normalen. I de dyreste periodene kan prisen komme opp i 70-80 øre per kWh (Fjordkraft 2012, TrønderEnergi 2012).

5.1. AKUTTEN- OG HJERTE-LUNGE-SENTERET



AKUTTEN- OG HJERTE-LUNGE-SENTERET

Informasjon AHL:

ca. 40 100 kvadratmeter*
 7.etasje og 2.underetasjer
 Prinsesse Kristinas gate 3
 Ferdigstilt høsten 2009

Sameie mellom St. Olavs og NTNU
 NTNU eier 14.9 % *

Nøkkeltall for AHL (2012)**

Fjernkjøling 56.7 kWh/ år m²
 Fjernvarme 176.0 kWh/ år m²
 Elektrisitet 203.1 kWh/ år m²
 Total energi 435.8 kWh/ år m²

Total 2012 17.48 GWh

Medisinske tjenester***

Akuttmottak – ambulanse
 Akuttmottak - helikopter
 Legevakt
 AMK-sentralen

250 pasientplasser
 133 sengeplasser
 8 operasjonsstuer
 Laboratorier
 Isolater

Ikke-medisinske tjenester

Kjøkken- og kantinedrift
 Forsyningskjøkken
 Sterilsentralen

*Kilde (Kvikne 2010).

** Kilde Entro EOS.

***Kilde (HelsebyggMidt-Norge 2009).

Akuten- og Hjerte-Lunge-senteret (AHL) ligger langs Nidelva i sørvestre del av sykehusområdet. Bygget består av to sentre; Akuttsenteret og Hjerte-Lunge-senteret, og er et av de største i nye St. Olavs Hospital med et areal på omtrent 40 100 m² fordelt på 9.etasjer.

Bygningen hører til i byggefase 2 i fornyingen av St. Olavs Hospital. Bygget var ferdigstilt høsten 2009, og innflyttingen forgikk ut over våren 2010. Bygningen inngår som en del av sameiet mellom St. Olavs og NTNU, der universitetet har to institutter tilknyttet senteret og eier omtrent 15 % av arealet. Hoveddelen av sykehusbygningen brukes til sykehusdrift og medisinsk behandling. I tillegg huser bygget viktige ikke-medisinske tjenester som sterilsentralen og forsyningskjøkkenet, som leverer produkter til hele St. Olavs Hospital. Disse tjenestene er tilknyttet spillvarmesystemet som analyseres i rapporten.

STERILSENTRALEN LEVERER STERILT UTSTYR

Sterilsentralen er bygget i underetasjen nær varemottaket og forsyningskjøkkenet. Sentralen leverer sterilt utstyr til hele St. Olavs Hospital, og driftes på dag- og kveldstid. Sterilsentralen er en energikrevende prosess. Den har tekniske innretninger for sterilisering av utstyr ved hjelp av vanndamp med høy temperatur (autoklaving), vaskemaskiner, RO-anlegg (destilleringsanlegg) og avsaltingsanlegg. Det er viktig at vanndampen som sendes til sentralen er fullstendig fri for forurensning og bakterier.

FORSYNINGSKJØKKEN

Forsyningskjøkkenet er et industrikjøkken som produserer mat og forsyninger til resten av universitetssykehuset. Dette medfører varemottak, fryse- og kjølelagre av råvarer, innfrysning av ferdigprodusert mat, pakkerom, samt vakuump- og varmebehandling av maten. Det er viktig at temperaturer opprettholdes og luftfuktigheten er tilpasset varene i de ulike kjølerommene. Av den grunn er det flere kjølemaskiner tilknyttet kjøkkendriften.

Figur 4 viser en av fire hurtigkjølere i forsyningskjøkkenet, Electrolux Air-o-chill. Disse har som formål å kjøle store mengder tilberedt mat fra 90 °C til 3 °C på under 90 minutt, slik at bakterier ikke får vokse (Electrolux 2012). Pakket mat kjøres på tralle inn i rommet og kjøles ned. Videre åpnes døren bak i kjøleren, og varene trilles direkte inn i vanlige kjølerom.



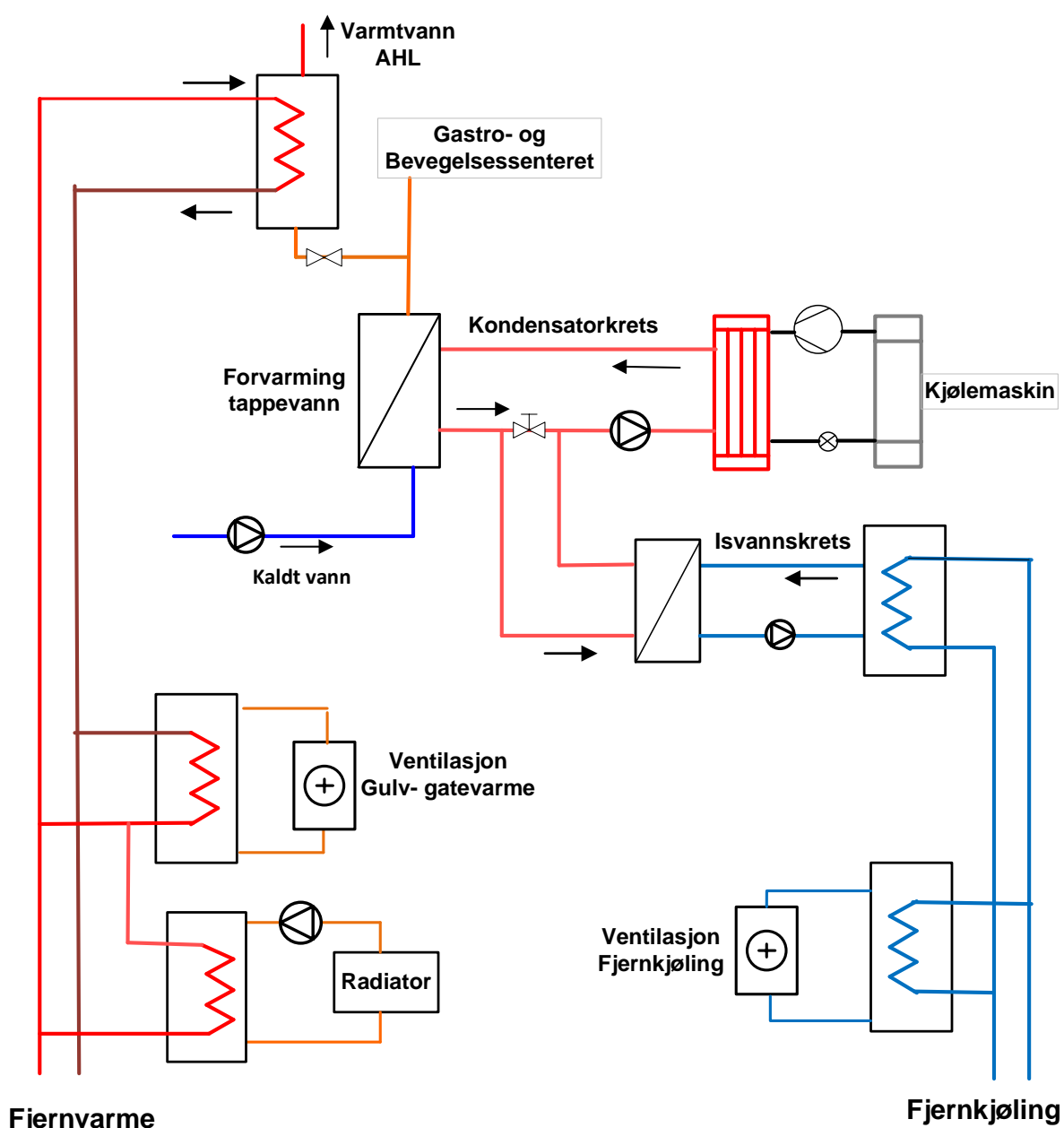
Figur 4 Hurtigkjøler i forsyningskjøkkenet

Driften av både sterilsentralen og forsyningskjøkkenet påvirker systemet for utnyttelse av overskuddsvarme. Hver hurtigkjøler har en egen kjølemaskin, mens sterilsentralen holdes svakt ved hjelp av kjøleanlegg. Kondensatorvarmen fra anleggene blir analysert i oppgaven.

5.2. UNDERSENTRALEN TIL AHL

De tekniske installasjonene for varme- og kjøleforsyning er utdypet i prosjektrapport «Utnyttelse av spillvarme ved sykehus ved hjelp av varmepumpe» (Aasen 2012). Videre gis en kort innføring i de viktigste tekniske installasjonene tilknyttet spillvarme og utnyttelse av denne. Systemskjema for fjernvarmeforsyning og forbruksvann er gitt i vedlegg 1. Systemskjema for kjølemaskiner og kondensatorkrets er gitt i vedlegg 2.

Figur 5 viser en oversikt over det vannbårne anlegget inkludert forbruksvann og kjølemaskiner. Alle termiske installasjoner i sykehusbygningen er tilknyttet hverandre. Oppe til høyre i Figur 5 vises anlegget for kjølemaskiner. Disse genererer overskuddsvarme, som fjernes ved hjelp av en felles kondensatorkrets vist som en rød krets midt i figuren.



Figur 5 Oversikt over vannbårne anlegg i AHL, inkludert forbruksvann og kjøleanlegg

Figur 5 viser at kondensatorkretsen er tilknyttet to varmevekslere. Målet er at mest mulig av overskuddsvarmen i kretsen skal utnyttes til interne oppvarmingsformål. Dette gjøres ved hjelp av en forvarmeveksler som forvarmer kaldt tappevann, vist oppe til venstre for kondensatorkretsen. Helt til venstre i Figur 5 er fjernvarmeforsyning inn i AHLs varmesentral. Det forvarmede vannet reduserer behovet for ettervarming tappevann og reduserer da varmeopptak av fjernvarme.

Til høyre i Figur 5 vises forsyningen av fjernkjøling. Dersom det genereres mer overskuddsvarme fra kjølemaskinene enn det tappevannet klarer å utnytte, fjernes varmen via en isvannskrets som er tilknyttet fjernkjøling. Isvannskretsen er også tilknyttet andre rom og utstyr med varmeoverskudd.

FJERNVARMEFORSYNING

AHL-senteret får levert varme via fjernvarmenettet på St. Olavs Hospital. Bygget har en indirekte undersentral med separate varmevekslere. Fordel med separate varmevekslere er at oppbygningen av systemet kan tilpasses de nødvendige temperaturnivåene. Hos AHL er det tre separate hovedkurser for varme, vist som tre varmevekslere til venstre i Figur 5; en for romoppvarming via radiatorer, en for felleskurs for ventilasjon-, gate- og gulvvarme og en oppvarming tappevann. Det er energimålere knyttet til ventilasjon- og radiatorkrets.

FJERNKJØLING VIKTIG FOR SYKEHUSBYGGET

AHL kjøles ved hjelp av fjernkjølenettet på St. Olavs Hospital, via indirekte undersentraler. Bygget har to separate kjølekretser som dumper varme til fjernkjølenettet, vist til høyre i Figur 5; en er for ventilasjonskjøling og en for romkjøling. I romkjøling inngår kjøling av viktige maskiner og utstyr. AHL kan klare seg uten varme for en mindre periode, mens kjøling er vesentlig grunnet datasentraler, kjølerom i forsyningskjøkkenet, tekniske rom og medisinsk-teknisk utstyr tilknyttet sykehusdriften.

KJØLE OG FRYSEROM

Temperaturnivået på fjernkjølekretsene er ikke tilstrekkelig lav for å holde kjølerom og fryserer kalde. Som forklart i kapittel 5.1 trenger forsyningskjøkkenet lave temperaturer for å fryse inn og oppbevare matvarer. Isvannskretser på slike lave temperaturer vil heller ikke være teknisk-økonomisk forsvarlig og vil gi dårlig temperaturutnyttelse for de andre kjøleformålene. Det er derfor installert flere kjølemaskiner, som dekker de ulike kjølebehov.

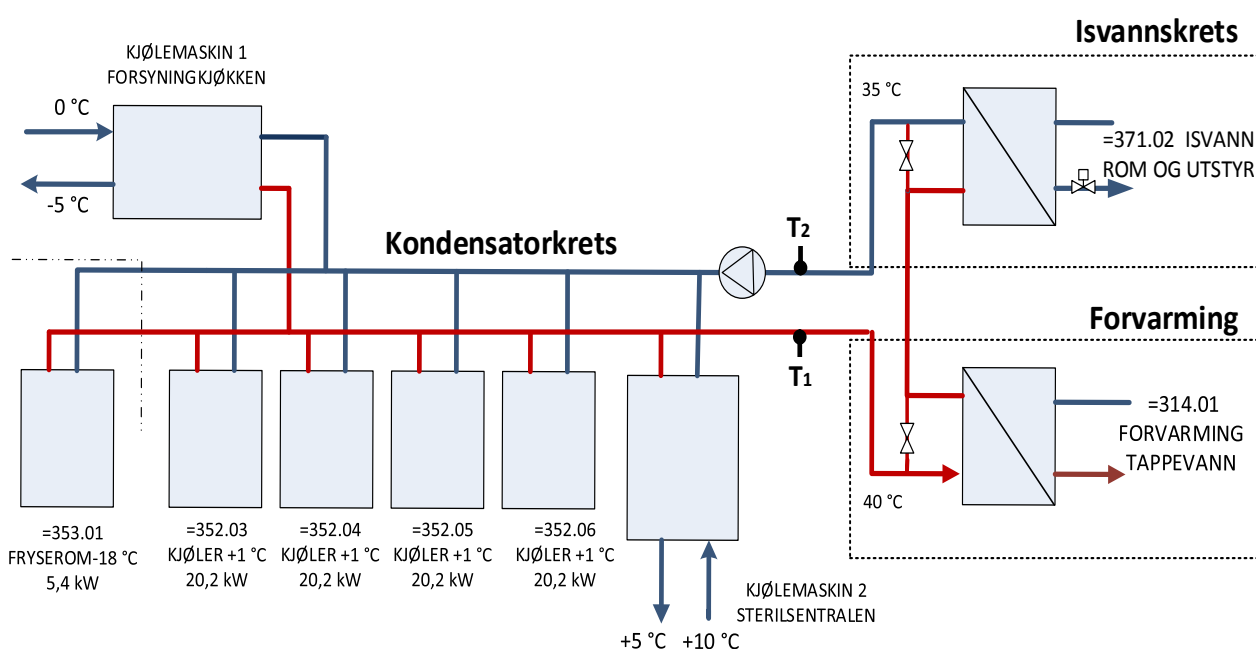
De største kjølemaskinene har en kjølekrets av glykol, som leverer til flere kjølerom. Disse kalles væskekjøleaggregat i dokumentasjon og systemskjema. Videre i rapporten benyttes både væskekjøleaggregat og kjølemaskin som anleggene. Fem mindre kjølemaskiner er direkte koblet opp med fordampere i kjøle- og fryserom, og kalles hurtigkjølene.

En mer detaljert beskrivelse av forvarmingskretsen og viktige installasjoner gis i kapittel 5.3 til 5.4. For enkelte anlegg er det dukket opp ny informasjon i forhold til prosjektrapport (Aasen 2012).

5.3. BESKRIVELSE AV SYSTEMET SOM ANALYSERES

Systemet som skal analyseres er kjølemaskiner og kondensatorkretsen, med tilhørende varmevekslere for fjerning av overskuddsvarme, vist i Figur 5. Figur 6 gir en detaljert skisse av det tilsvarende anlegget. For et mer detaljert skisse, se systemskjema i vedlegg 2.

Øverst til venstre er kjølemaskin 1 med en indirekte kjølekrets som forsyner kjølerommene i forsyningskjøkkenet. Nede til venstre vises en fryser og fire hurtigkjølere som også er tilknyttet forsyningskjøkkenet. Disse har ingen kjølekrets på fordampersiden og er direkte tilknyttet kjølerommene. Til høyre for hurtigkjølerne står kjølemaskin 2, som forsyner sterilsentralen ved hjelp av en indirekte kjølekrets. De to største anleggene utdypes i kapittel 6. En oversikt over tekniske spesifikasjoner for alle kjølemaskinene er gitt i vedlegg 4.



Figur 6 Kondensatorkrets for utnyttelse av spillvarme, AHL

Varmen fra kondensator til kjølemaskinene forflyttes via en sirkulasjonskrets, kalt kondensatorkretsen. Hovedformålet med kretsen er å fjerne varme fra kjølemaskinene, slik at disse kan produsere nødvendig kjølelast. Overskuddsvarmen leveres enten til forvarming av tappevann eller fjernkjøling, vist til høyre i Figur 6. Kondensatorkretsen sendes først til forvarmeveksler, der målet er av mest mulig av varmen skal bli gjenbrukt. Ettersom sykehus har varierende vannforbruk, vist i kapittel 3.4, vil det ved lite tappevannsforbruk være nødvendig å dumpe varmen til isvannveksleren, vist øverst til høyre i Figur 6.

Som nevnt i kapittel 3.1 og 3.2 er temperaturnivået på spillvarmen viktig. For lave temperaturer byr på problem i forhold til valg av løsning og økonomisk gevinst. For å oppnå brukbare temperaturer på overskuddsvarmen for utnyttelse til forvarming av tappevann, er kondensatortemperaturen for kjølemaskinene dimensjonert til 40 °C.

For å kunne analysere energieffektiviteten til et teknisk anlegg er systemforståelse vesentlig. Gode analyser krever god gjennomgang av anleggets viktigste funksjoner og driftsforhold. I tillegg kreves det god oversikt over tilgjengelige målere og målevariable. Se kapittel 4.2.

Vannmengder og temperaturer i kondensatorkretsen er viktige variable for videre beregninger av energimengde, varmfordeling og potensialstudie. Betydningen ved disse variablene er utdypet i kapittel 4.3 og 4.4 om instrumentering. Driftsmessig kjøres kondensator-kretsen i Figur 6 med konstant volumstrøm og varierende temperaturer, der temperaturnivået vil være avhengig av varmeavgivelse fra kjøleanleggene. En viktig forutsetning for videre beregning er måledata og størrelsesorden på disse variablene.

MANGEL PÅ VANNMÅLER I KONDENSATORKRETSEN

I kondensatorkretsen sirkulerer det en tilnærmet konstant volumstrøm. Pumpen inntegnet kondensatorkretsen i Figur 6, består av to identiske pumper i parallell. Disse driftes i sekvens for å jevne ut driften. Pumpene er uten frekvensomformere og går med konstant turtall.

Konstante vannmengder skal i utgangspunktet være greit å regne med ettersom det gir mer stabile forhold. Problemet med anleggene som analyseres er manglende instrumentering. Det er ingen strømningsmåler i kretsen. Pumpedriften registreres kun som av/på i SD-anlegg, men er ikke mulig å logge over tid. Dette er forklart kapittel 6 som omhandler utfordringer med måledata.

Det mangler også strømningsmåler tilknyttet hver av kjølemaskinene og varmeveksleren. For å kunne sette opp matematiske modeller av anleggene, kreves det dermed alternative tenking for å finne vannmengdene i kretsen. Alternative metoder som benyttes i beregningene vannmengder, gjennomgås i kapittel 7.

TEMPERATURNIVÅ I KONDENSATORKRETSEN

I Figur 6 vises temperatursensor for tur- (T_1) og returtemperatur (T_2) i kondensatorkretsen. Måleverdiene for de to temperatursensorene kan hentes ut fra SD-anlegget. Det er ingen temperatursensor mellom varmevekslerne for fjerning av overskuddsvarme. Det kreves dermed alternative metoder for å beregne varmeavgivelse til de to systemene.

I kondensatorkretsen er det heller ingen temperatursensorer tilknyttet hver av kjølemaskinene. Hver av de fire hurtigkjølerne og fryseanlegget har to temperaturindikatorer plassert i tur- og returrør for kondensatorvarme. Disse kan leses av manuelt i teknisk rom.

De to indirekte kjølemaskinene, kjølemaskin 1 og kjølemaskin 2, har også temperaturindikatorer installert i rørnett for manuell avlesning. I tillegg kan driftsdata leses i automasjonsanlegget (PLS) på anleggene. Dette er utdypet i kapittel 5.6 om væskekjøleaggregatene.

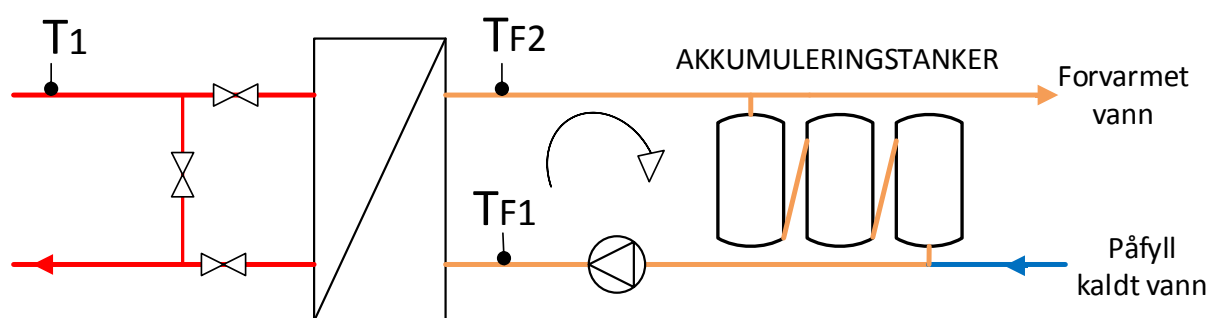
5.4. SYSTEM FOR VARMEAVGIVELSE TIL TAPPEVANN

Systemet for varmeavgivelse til tappevann, vist nede til høyre i Figur 6, innebærer systemet for spillvarmeutnyttelse. Det er ønskelig å oppnå størst mulig varmeopptak til tappevannet. Figur 7 viser en skisse over forvarming av tappevann med forvarmeveksler og akkumuleringstanker. Skissen er forenklet med tre vanntanker for akkumulering av forvarmet vann. I det virkelige anlegget er det installert åtte tanker på 1000 liter. Forvarmeveksleren er installert med en effekt på 350 kW.

Kondensatorkretsen fjerner overskuddsvarme fra kjølemaskinene, og sirkulerer videre til forvarmeveksler for tappevann. Dette er vist til venstre Figur 7. Overskuddsvarmen i kondensatorkretsen varmer opp tappevann som sirkulerer mellom varmeveksleren og akkumuleringstankene, på høyre side av forvarmeveksleren markert med en pil i Figur 7. Pumpen til forvarmingskretsen er uten turtallsregulering og vannet sirkulerer konstant. Vannet som sirkulerer trekkes ut fra nedre del av endetanken, vist nederst til høyre i Figur 7. Her er tappevannet kaldest grunnet varmetap over tid og påfylling av kaldt vann.

Ved avtapping av forvarmet vann til AHL eller nabobygg, tappes det vann fra den varmeste tanken, vist øverst til høyre i Figur 7. For å opprettholde balansen i systemet fylles det på kaldt vann ved avtapping. Det kalde vannet som holder 6- 8 °C.

Påfyllingen av kaldt vann er koblet til enden av akkumuleringstankene og blandes med det forvarmet vann. Vannet som sirkulerer forbi forvarmeveksleren har dermed varierende temperatur. Ved stort vannforbruk sendes det kalde vannet direkte inn på forvarmeveksleren. Jo større vannforbruk jo lavere blir temperaturen inn på forvarmeveksleren.



Figur 7 Kondensatorkrets kjøles ved hjelp av tappevann

INSTRUMENTERING VED FORVARMINGSANLEGGET

Temperaturmåler T_1 i kondensatorkretsen tilsvarer turtemperaturen forklart i kapittel 5.3 og vist i Figur 6. I kretsen for forvarming av tappevann, vist i Figur 7, er det installert to temperatursensorer som måler temperaturløftet over forvarmingsveksler, T_{F1} og T_{F2} .

Pumpen i forvarmekretsen har tilsvarende problem som i kondensatorkretsen og måledata mangler. Det er ikke mulig å logge verdier, og heller ingen måler for strømning i kretsen.

ENERGIMÅLER OG TIDSFORSINKELSE

Forvarmet tappevann leveres til tre bygg; AHL, Gastrocenteret og Bevegelsessenteret. Ved St. Olavs Hospital føres det ingen oversikt over energimengdene levert til de ulike byggene. Alt sees på som et positivt bidrag, og det faktureres ikke ut fra levert forvarmet vann. Etter akkumuleringstankene er det installert en energimåler, kalt EM1, som måler totalt forvarmet tappevann som sendes til byggene. Måleren har vært ute av drift, og er først startet opp 21.mars 2013. Problemer med energimåleren er utdypet i kapittel 6.

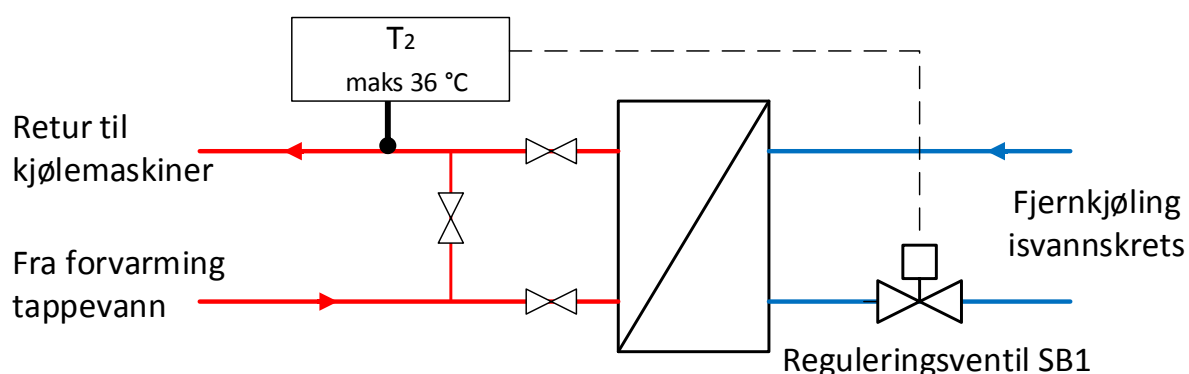
Energimåleren EM1 er ikke markert inn i Figur 7, men vil bli introdusert senere i rapporten. Akkumuleringstankene vil gi en tidsforsinkelse mellom varmeopptaket fra kondensatorkretsen og energimåleren som måler energimengden for vannet som sendes til byggene. Total sett kan vanntankene på 8000 liter og temperatur på 30 °C inneholde 205 kWh varmeenergi.

5.5. DUMPING TIL ISVANNSKRETS FJERNKJØLING

Systemet for dumping til isvannskrets for fjernkjøling, vi oppe til høyre i Figur 7, skal supplementære varmeveksler for forvarming av tappevann og kjøle ned kondensatorkretsen ytterligere ved behov.

Figur 8 viser isvannsvexleren på 435 kW for dumping av kondensatorvarme. Til venstre i figuren sirkulerer kondensatorkretsen før det returnerer til kjølemaskinene. Temperatursensor T_2 i kondensatorkretsen tilsvarer returtemperaturen til kjølemaskinene, forklart i kapittel 5.3 og vist i Figur 6. Det er ingen måler i før isvannsvexleren.

Settpunkttemperaturen for kondensatorkretsens retur til kjølemaskinene er 36 °C. Dersom temperaturen overstiges åpner reguleringsventilen SB1 i isvannskretsen, vist til høyre i Figur 8. Ved åpning sendes isvann på 14 °C inn på veksleren og overskuddsvarmen fjernes. Isvannskretsen er en del av romkjølingskrets ved Akutten- og Hjerte-Lunge-senteret, som også kjøler viktig medisinsk utstyr og datasentraler.



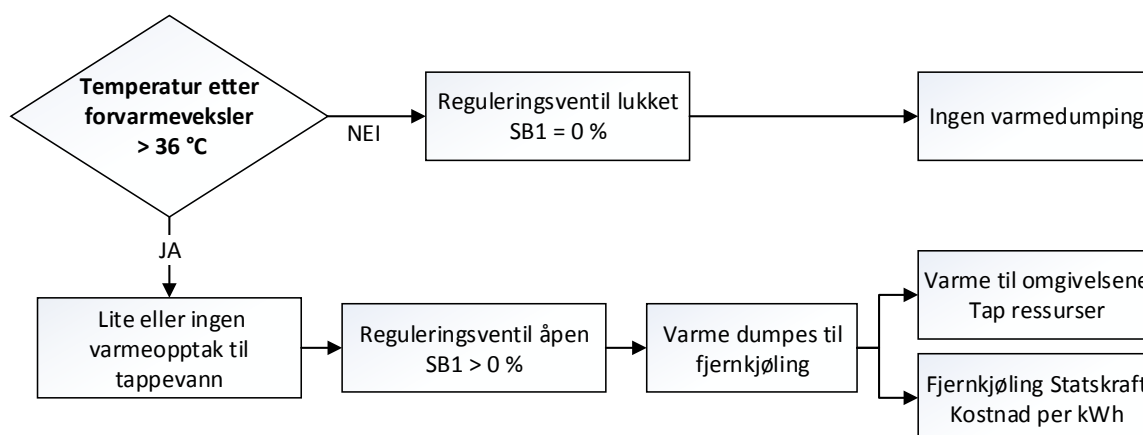
Figur 8 Mengderegulering av isvannskrets fjernkjøling

Det er ingen temperatursensorer i isvannskretsen. Som for kondensatorkretsen er det mulig å lese av verdier manuelt temperaturindikatorer installert i rørnett.

Målinger i SD-anlegget viser at ventilstillingen til SB1 varierer mellom 0 og 20 % ved normal drift. Dette kommer til å vises senere i rapporten, under metodikk og resultater i kapittel 8 og 10. Det er ønskelig at varmeveksler for forvarming av tappevann skal utnytte kondensatorvarmen maksimalt. Ideelt sett bør ventilstillingen i isvannskretsen være lukket.

Kvaliteten på spillvarmekilder ble omtalt i kapittel 3.1. For at utnyttelse av spillvarmen skal være lønnsomt, trengs det ett visst temperaturnivå på varmen og en gitt mengde. Lønnsomheten er også avhengig av kostnader for alternativ fjerning av varmeoverskuddet. Ved dumping til fjernkjøling går kondensatorvarme tapt. Samtidig innebærer det en kostnad til Statskraft, i form av energipris per kWh avgitt energi.

Figur 9 viser informasjonsflyt for regulering av varmedumping til isvannskrets. Som vist i Figur 8 reguleres varmeavgivelsen til isvannskretsen ut fra returtemperatur i kondensatorkretsen T_2 .



Figur 9 Varmedumping fra kondensatorkrets til fjernkjøling

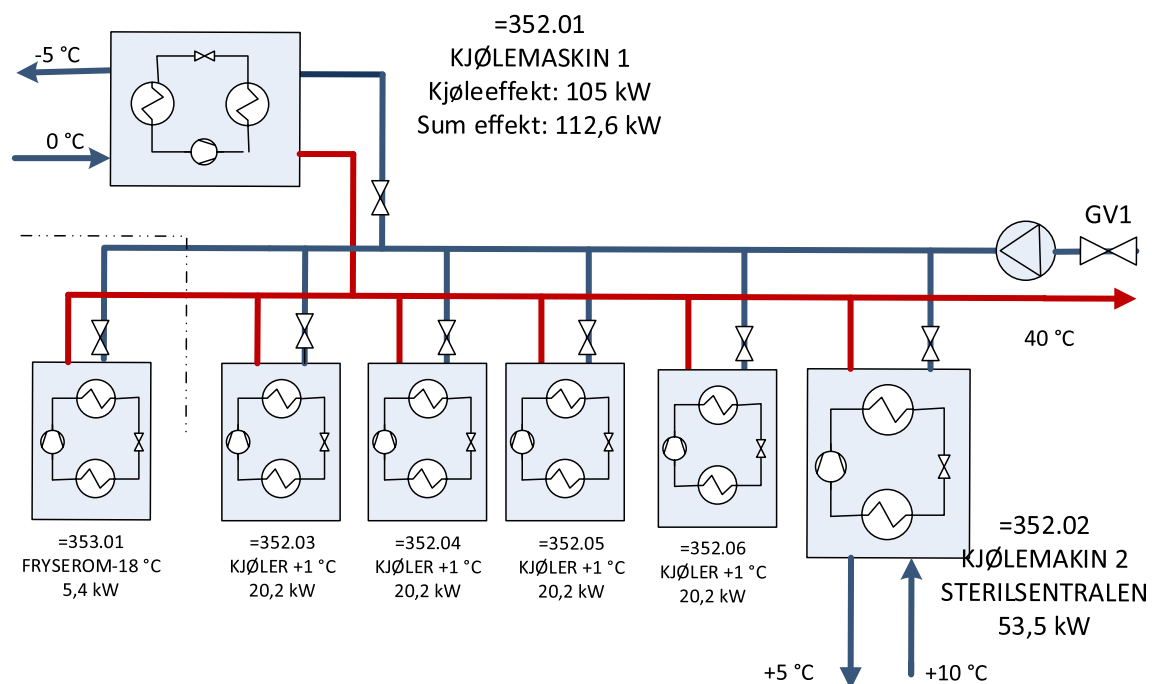
Så lenge temperaturen etter forvarmeveksleren T_2 er under 36 °C , vil det ikke skje endring. Det betyr enten at det er lite varmegenerering fra kjølemaskinene eller at systemet for forvarming av tappevann utnytter all overskuddsvarme.

Dersom temperaturen etter forvarmeveksleren er over 36 °C , registreres dette for temperatursensor T_2 ved retur til kjølemaskinene. Dette signaliserer at det er lite eller ingen varmeopptak til forvarming av tappevann, og reguleringsventilen i isvannskretsen åpner. Varme dumpes til fjernkjøling, som både er tapte ressurser og ekstrakostnad i form av fjernkjøleutgifter.

Matematiske modeller for å analysere spillvarmepotensialet er gitt i kapittel 8 senere i rapporten. Den første modellen tar utgangspunkt i varmeeffekten i kondensatorkretsen og varmeavgivelsen til tappevann og isvannskretsen. Modellen bygger på informasjon oppgitt i kapittel 5.3, 5.4 og 5.5, og informasjonsflyten vist i Figur 9 er et viktig grunnlag.

5.6. VÆSKEKJØLEAGGREGAT FORSYNINGSKJØKKEN

Figur 6 viste en oversikt over kondensatorkretsen inkludert kjølemaskiner og systemer for varmeavgivelse. Figur 10 viser kun kjølemaskinene. Kjøleanleggene genererer spillvarmen og danner grunnlaget for forvarmingssystemet. For å forstå omfanget og potensialet i overskuddsvarmen, er det vesentlig å studere spillvarmekilden. Den tredje matematiske modellene brukt i analysen, fokuserer direkte på driften av kjølemaskinene. Kjølebehov, bruksmønster og temperaturnivå er viktige faktorer.



Figur 10 Oversikt over kjølemaskinene tilknyttet kondensatorkretsen

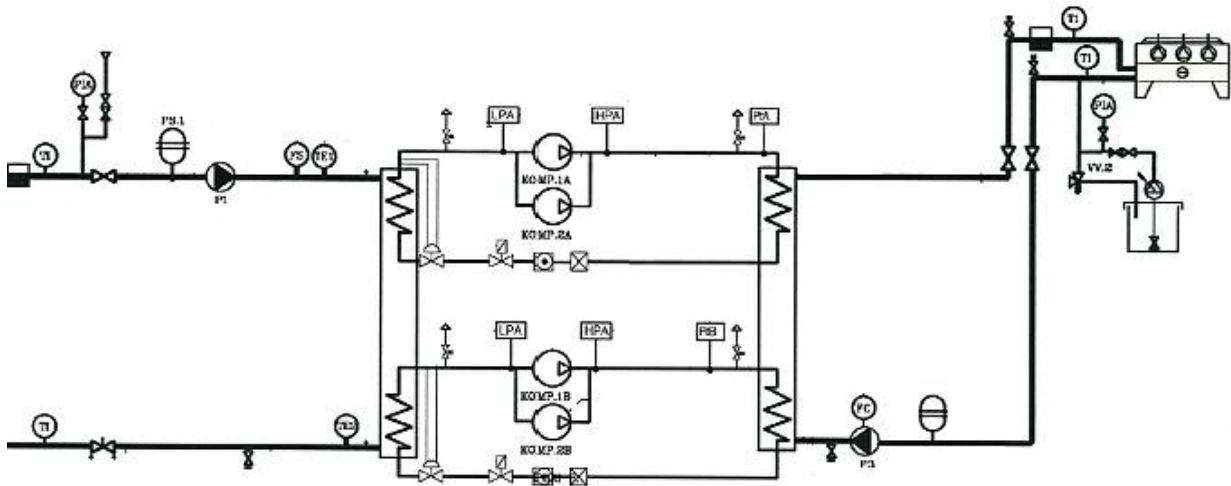
Hurtigkjølerne og fryseanleggene er små kjøleanlegg kun knyttet opp mot en kjøleenhet. Disse er avhengige av driften og personalet i forsyningskjøkkenet og gir kun et mindre varmebidrag til kondensatorkretsen. De to viktigste kjølemaskinene er væskekjøleaggregatene, som forsyner flere kjølerom via sekundære glykolkretser (30 % ethylenglykol). Disse har større kjøleytelse og går med jevnere drift. Anleggene er navngitt kjølemaskin 1 og 2 etter systemnavnene for anleggene 352.01 og 352.02.

Figur 11 gir en systemtegning av den største kjølemaskinen, kjølemaskin 1. Anlegget har to varmepumpende kretser i et kompakt isvannsaggregat. Hver av de to kretsene har to scrollkompressorer i parallell. Totalt sett har kjølemaskinen fire kompressorer og kan driftes på fire trinn; 25, 50, 75 eller 100 % avhengig av antall kompressorer i drift. Kjølemaskinens formål er å holde kjølekretsens turtemperatur under settpunkt på 2 °C. Installert kjøleeffekt i er 105 kW, der total maksimal kjølebehov for alle kjølerommene er 112,6 kW.

Til høyre i Figur 11 vises kjølekretsen som forsyner kjølerommene på forsyningskjøkkenet ved hjelp av glykolfordampere. Kjølekretsen driftes av pumper med konstant turtall og har

tilnærmet konstant volumstrøm. Kjølekretsens avgreining til hver kjøleenhet er mengde-regulert, slik at volumstrømmen til hvert kjølerom reguleres av ventiler. Kjølekretsen har en egen akkumulatortank for jevnere drift. Dette er en OSO isvannstank som utgjør en nødvendig buffer for systemet.

Til venstre i Figur 11 vises tilkoblingen til kondensatorkrets. Her er det forhåndsinnstilte ventiler og ingen form for mengderegulering. Kjølemaskinens egne målepunkter vises i skissen. Målepunktene logges ikke, men kan leses av manuelt i anleggets automasjon (PLS).



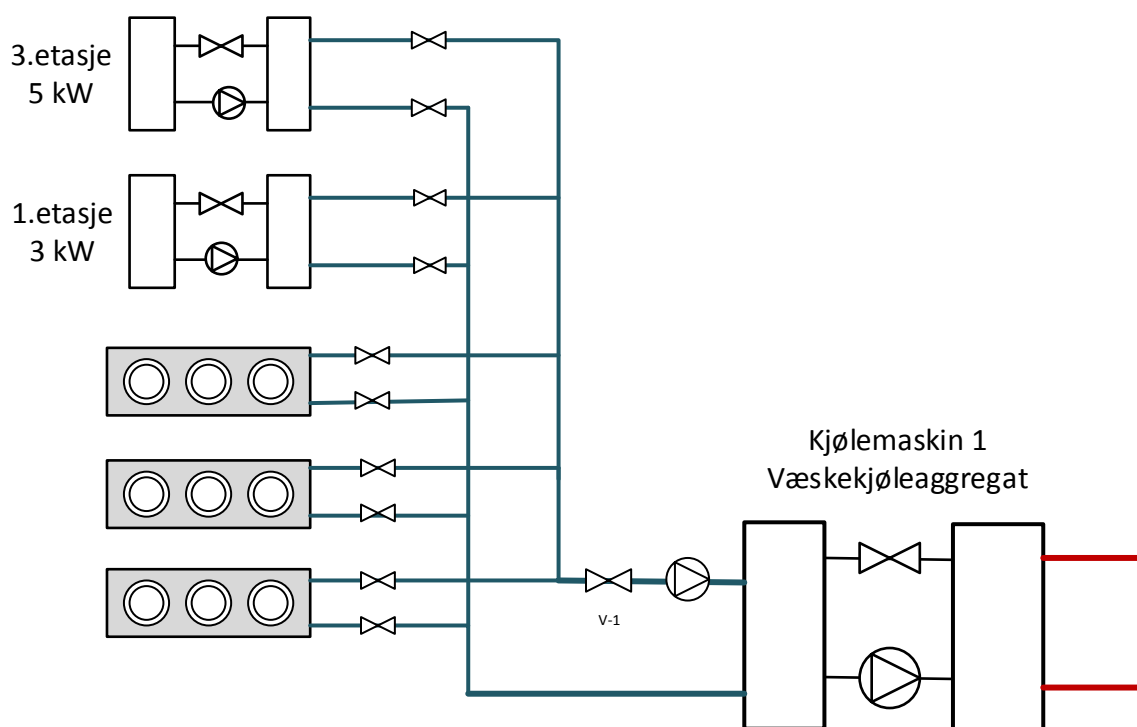
Figur 11 Systemtegning av kjølemaskin 1 for forsyningskjøkkenet

FORSYNER KJØLEROM OG KONDENSATOR TIL SEPARATE KJØLEANLEGG

Kjølemaskin 1 forsyner glykolfordampere og kjøleenheter utplassert i forsyningskjøkkenets kjølerom. Kjølerommene har ulike funksjoner. Rom for oppbevaring av råvarer, kjøtt og fisk skal holde +4 °C. Pakkerommet skal holde en temperatur på +12 °C. Ulike temperaturnivå er årsaken til at det er valgt indirekte løsning for kjølesystemet. Dette gir bedre temperatur-regulering og bedre kontroll over luftfuktigheten i hvert enkelt rom.

I tillegg er kondensator til to kjølemaskiner (1. og 3.etasje) tilknyttet isvannskretsen i kjølemaskin 1. I prosjektrapport «Utnyttelse av spillvarme i sykehus ved bruk av varmepumpe» er det antatt at disse kjølemaskinene avgir varme til fjernkjøling, og at den ikke gjenvinnes. Her er det dukket opp ny informasjon (Kjørsvik 2013).

Figur 12 viser en skisse av kjølekretsen til kjølemaskin 1. Skissen er forenklet med en varmepumpende krets og en kompressor. Øverst i figuren er kjølemaskinene i 1. og 3.etasje inkludert, der varmen fra kondensatorene fjernes via kjølekretsen. Skissen viser også tre av totalt tretten glykolfordampere. Størrelsen og temperatur varierer ut fra bruksområde. Hver fordampere reguleres i forhold til ønsket temperatur i kjølerommene. Grunnet ekstra varmetap ved et indirekte anlegg fremfor direkte fordampning i kjølerommet, er kjøleenhetene av dobbel størrelse.



Figur 12 Kjølemaskin 1 som forsyner fancoils og kondensator som mindre kjølemaskiner

For at det skal være behov for en sekundær kjølemaskin for kjølerommene i 1. etasje og 3. etasje, vist øverst i Figur 12, bør det være et krav om lavere temperatur enn det kjølemaskin 1 klarer å levere. De to små kjølemaskinene er som følgende:

- Kjølemaskinen i 3. etasje forsyner kjølerom på laboratoriet. Kjølemaskinen er på 5 kW har fordampningstemperatur -8 til -10 °C. Dette ligger noe lavere enn for isvannskretsen, slik at dette kan være en forklaring på de ekstra anleggene.
- Kjølemaskinen i 1. etasje er tilknyttet kantinedrift. Kjølemaskinen er på 3 kW har fordampningstemperatur på -7 °C. Ved Reftecs igangkjøring av anlegget var temperatur inn og ut av fordampere $4/-1$ °C. Dette er temperaturer som kan oppnås direkte fra isvannskrets uten behov for egen varmepumpende prosesser.

KJØLEMASKIN 2 TIL STERILSENTRALEN

Kjølemaskin 2 tilknyttet sterilsentralen er et tilsvarende kompakt kjøleaggregat. Kjølemaskinen har to varmepumpende kretser, men hver av kretsene har kun en kompressor. Anlegget kan driftes på 0, 50 eller 100 % avhengig av antall kompressorer i drift.

Væskeskjøleaggregatet sørger for kjøling av autoklavrom og kabinetvaskemaskin i sterilsentralen, ved hjelp av aerotempere. Anlegget leverer til fire kjøleenheter som er fordelt på to rom. Kjølekretsen har settpunkt på 9 °C og kan betegnes som et svalanlegg. Totalt kjølebehov for aerotempere er $46,8$ kW, men kjølemaskin har installert effekt på 53 kW. Også her er det konstant volumstrøm i selve kjølekretsen, og mengderegulering til hver kjøleenhet ved hjelp av ventiler og OSO isvannstank som fungerer som buffer.

5.7. UTVIDELSEN AV FORVARMINGSANLEGGET

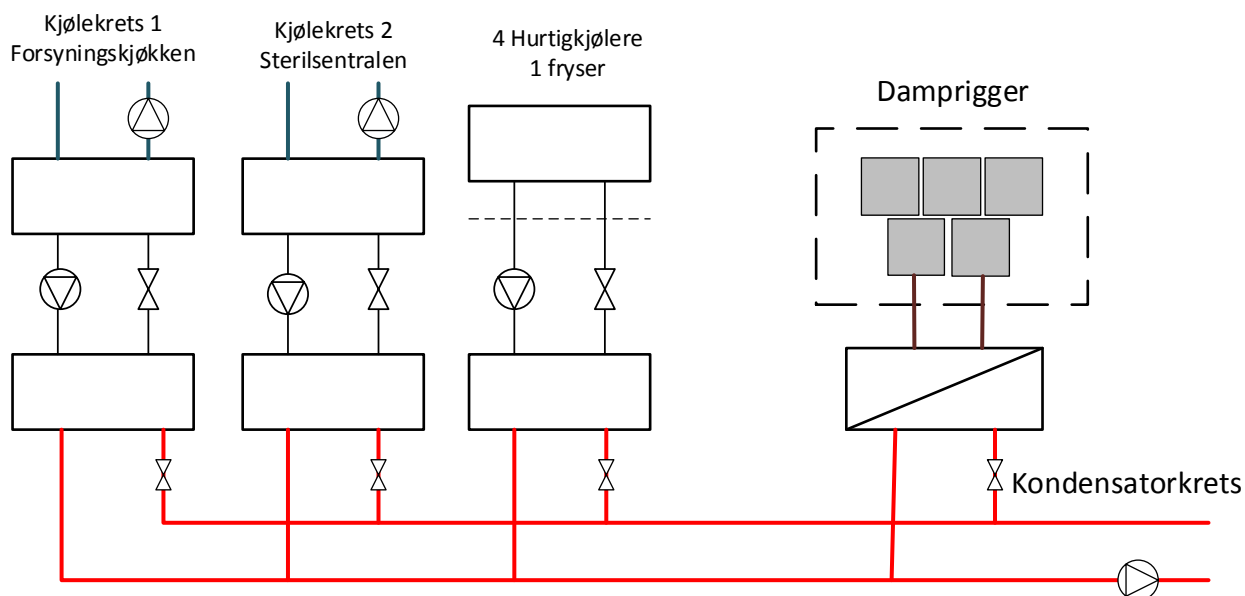
Kapitlene 5.2- 5.6 ga en innføring i dagens anlegg med kondensatorkretsen og forvarming av tappevann. Det er dette anlegget som benyttes i analysering videre i rapporten.

Våren 2013 holder det på å skje en utbygning av kondensatorkretsen i Figur 6, der det skal kobles på en ekstra spillvarmekilde. I sterilisentralen foregår det dampproduksjon som benyttes til i steriliseringsprosessen i sentralen. Som utdypet i prosjektrapport «Utnyttelse av spillvarme i sykehus ved bruk av varmepumpe», sendes varme fra konsentratet rett i sluk i form av varmt råvann.

Figur 13 viser en oversikt over kondensatorkretsen, vist i Figur 6, inkludert utvidelsen der en varmeveksler er installert for å utnytte varmeoverskudd fra dampproduksjonsanlegg i sterilisentralen. Varmeveksleren plasseres etter kjølemaskinene, slik at temperaturen i kondensatorkretsen løftes ytterligere før kretsen sendes til forvarmeveksleren, gitt i Figur 6.

Fra og med 2013 skal dampanleggene kobles på kondensatorkretsen. Det er lagt rørføring inn til naborom med kjølemaskiner, og installert varmeveksler for varmeoverføring vist til høyre i Figur 13. Leverandøren av dampriggene har oppgitt 290 l/h og 100 °C på spillvarmen. Det er et ønske om en temperaturavgivelse på 45 K, til 55 °C.

Systemskjema av kondensatorkretsen og kjølemaskiner, med den planlagte utvidelsen med tilknytting til dampproduksjonen, er gitt i vedlegg 3.



Figur 13 Kondensatorkretsen utvides med spillvarme fra dampproduksjonsanlegg

Anlegg for dampproduksjon har opprinnelig bestått av fem damprigger med 3-4 elektrokjeler. Vannet er blitt forvarmet med konsentrat og sendt til kjelene for videre oppvarming.. Dampproduksjonsanlegg er dermed blitt utvidet våren 2013, der en ekstra damprigg med fire nye elektrokjeler er installert i tilknytning til det eksisterende anlegget. Mengden spillvarme som dumpes vil øke med utvidelsen av anlegget, og det er anslått at dumpingen til sluk utgjør 50 000 – 60 000 kroner i året (Morten Uv 2013).

ØKT OVERSKUDDSVARME I KONDENSATORKRETS

Sterilsentralen utvides med en ekstra damprigg, samtidig som kondensatorkretsen kobles på for å utnytte spillvarmen fra riggene. Ettersom spillvarmekilden holder en høy temperatur vil dette løfte temperaturen i kondensatorkretsen ytterligere. Det er interessant å studere utfallet av påbygningen.

Det er ikke planlagt ekstra instrumentering i forbindelse med utvidelsen, verken tilknyttet anlegget for dampproduksjon eller i kondensatorkretsen. Endret overskuddsvarmen i kondensatorkretsen, vil dermed merkes ved temperatursensorer i kretsen. Sensorene for tur- og retur i kondensatorkretsen er merket T_1 og T_2 i Figur 6.

Ønsket med utvidelsen av kondensatorkretsen er økt utnyttelse av spillvarme. Målet at varmeopptaket til tappevann skal øke. Per i dag er maksimal forvarmingstemperatur etter varmeveksler T_{F2} vist i Figur 7 omtrent 30 °C. Dersom utvidelsen kan øke temperaturen på forvarmet vann ytterligere, vil varmeopptaket fra fjernvarmeanlegget redusere, vist øverst til venstre i Figur 5.

En fare er at forvarmeveksler ikke klarer å ta opp all varmen, slik at temperaturnivået på returvannet til kjølemaskinene T_2 overstiger 36 °C. Dette vil føre til økt varmedumping til isvannskrets og økt fjernkjølekostnader, som vist i Figur 9. Ved økt varmeavgivelse til fjernvarme vil dette kunne merkes av ventilstillingen i isvannskretsen, merket SB1 i Figur 8.

Per i dag er det ikke gjort beregninger på innvirkningen av temperaturøkningen i kondensatorkretsen, eller eventuell økt varmedumping til fjernkjøling (Sundet 2013).

Det er interessant å studere forskjellen mellom før og etter utført tiltak, for å se hvor stor betydning varmebidraget gir. Dette har ikke vært mulig å utføre dette i denne rapporten, ettersom utvidelsen av anlegget foregikk tett opp mot innlevering av rapporten. Det er gjort enkle overslag over hva som kan skje i forhold til temperaturøkning i kondensatorkrets og større varmetilførsel, for å gi en pekepinn for hvilke endringer som vil skje. Dette blir vist i modell 3 kapittel 8.3.6 og resultater gis i kapittel 11.3.6.

For at prosjektet skal være lønnsomt, er det viktig at økt forvarming av tappevann gir en besparelse som overgår økt driftsutgift til fjernkjøling samt investeringskostnader:

Besparelse økt forvarming > økt fjernkjølingsutgifter + investeringskostnad

5.8. UTFORDRINGER VED OPPBYGNING AV BEREGNINGSMODELLER

For å analysere energiflyten i kondensatorkrets og tilhørende anlegg er det laget tre ulike matematiske modeller. Metodikken i modellene blir gjennomgått i kapittel 8, og resultater av modellene gis i kapittel 10 og 11. Her er en kort innføring i modellene og utfordringer tilknyttet dem:

- Modell 1 tar for seg kondensatorkretsen gitt i Figur 6. Målet er å bestemme omfanget av overskuddsvarmen og fordelingen av denne. Ved hjelp av ulike metoder beregnes varmeavgivelsen til tappevann og til isvannskrets, utdypet i kapittel 5.4 og 5.5.
- Modell 2 tar for anlegget for tappevann. Her studeres fordeling av forvarmet vann mellom de ulike byggene Akutten- og Hjerte-Lungesenteret, Gastrocenteret og Bevegelsessenteret. Modellen tar også for seg energimengdene til ettervarming av tappevann, ved hjelp av fjernvarme.
- Modell 3 tar for seg driften av kjølemaskinene, gitt i Figur 10. I siste del er også utvidelsen med tilkobling av dampanlegg inkludert, vist i Figur 13. Målet er å studere spillvarmekildenes bidrag til kondensatorkrets.

Kondensatorkretsen, med tilhørende forvarming av tappevann og isvannskjøling, ansees av driftspersonalet som et komplisert anlegg. Total sett er det mange variable som er med å innvirke på driften, som gjør det vanskelig å utføre detaljerte kalkulasjoner. Mangel på installerte målere øker problemet (Kjørsvik 2013).

Kjølemaskinene gitt i Figur 10 er temperaturstyrte med trinnregulering. Anleggene er minimalt instrumentert, spesielt når det gjelder hurtigkjølerne og fryseanlegget, men maskinene leverer kulde etter behov og fungerer fint (Kjørsvik 2013).

Det er gode ideer bak anlegget med mål om redusert energiforbruk og effektivisering. Overskuddsvarmen utnyttes, og styring og dimensjonering fungerer som planlagt. Likevel er det minimalt med instrumentering og . Følgene er at det er vanskelig å avgjøre effektiviteten til anlegget, samt at mulighetene for optimalisering er begrenset (Kjørsvik 2013).

Valg av antall målere kan være gjort på grunnlag av budsjett, for å redusere totalkostnadene (Kjørsvik 2013). Som et eksempel er det i anleggsoversikt fra prosjekterende rådgiver registrert en strømningsmåler i kjølekrets 371.03, som tilsvarer kondensatorkretsen gitt i Figur 5 og Figur 6. Denne er ikke montert i virkelig anlegg og er trolig valgt bort.

Et annet problem med dagens anlegg er store temperaturvariasjoner i kondensatorkretsen. Temperaturene kan variere mellom 20 og 37 °C. Disse variasjonene skyldes tre faktorer:

1. Det er ujevn drift av kjølemaskiner grunnet driftstider for forsyningskjøkkenet og sterilsentralen. Kjølerommene i forsyningskjøkkenet holdes kalde døgnet rundt. På grunn av forflytning og pakking av mat på dagtid, er det økt varmelekkasje og økt kjølebehov på dagtid. Når det gjelder hurtigkjølerne er disse kun i drift når forsyningskjøkken produserer mat.
2. Det er ujevnt varmeopptaket til tappevann, utdypet i kapittel 5.4. Bruksmønsteret av tappevann har store svingninger over uken (se kapittel 3.4). Det er lite vannbehov om nettene og i helger, som fører til høye returtemperatur i kondensatorkrets og dumping til fjernkjøling, forklart i kapittel 5.5 og Figur 9.
3. Det er konstant volumstrøm i kondensatorkretsen. Når kjøleanleggene har lite eller ingen drift vil vannet fortsatt strømme som ellers. Temperaturen i kretsen vil stige eller synke avhengig av punkt 1 og 2.

Lite instrumentering gir utfordringer med tanke på oppsett av de matematiske modellene som analyserer anlegget. Det kreves alternative metoder for å utføre beregninger. Vanligvis skal det være greit å anta tilnærmede verdier for ukjente variabler, men varierende temperaturnivå og varierende drift forverrer situasjonen.

For modell 3, som tar for seg driften av kjølemaskinene, vil varierende temperaturer gjøre det vanskelig å anta spesifikke driftsforhold. Kondenseringstemperatur og effektfaktor varierer med varierende drift. Spesielt underkjøling i kondensator er temperaturavhengig, og vil være avhengig av returtemperatur T_2 til kjølemaskinene. Dette blir utdypet i metodikken for modellen, gitt i kapittel 8.2.

Før metodikken i modellene forklares i detalj trengs det en innføring i tilgjengelige måledata og datagrunnlag. Det er flere utfordringer tilknyttet databehandling, og dette forklares i kapittel 6.

Som introdusert i kapittel 5.3 er det ingen vannmålere i kondensatorkretsen. Tilsvarende problem er introdusert i kapittel 5.4 for forvarmingsanlegget, i kapittel 5.5 for isvannskretsen til fjernkjøling og i kapittel 5.6 for kjølemaskinene. Ettersom vannmengder er et vesentlig beregningsgrunnlag, er det laget alternative metoder for å bestemme vannmengder. Disse blir gjennomgått teoretisk i kapittel 7. Metodene brukes i de matematiske modellene, og er praktisk forklart i metodikken i kapittel 8.

6. UTFORDRINGER MED MÅLEDATA

SD-anlegg på St. Olavs Hospital er Siemens Desigo Insight. Anlegget gir normalt loggede verdier for to måneder og i tillegg kan to ekstra måneder hentes ut som en egen måleserie. Energioppfølgingssystemet hos St. Olavs er Siemens Energy Monitoring and Controlling Solution, kalt Siemens EMC. I EMC registreres kun de viktigste sensorene fra SD-anlegget. I gjengjeld er det mulig å hente ut måledata fra flere år tilbake.

I forhold til måledata er det dukket opp flere problemstillinger. I enkelte tilfeller er det omfanget av instrumentering som er manglende. Dette gir utfordringer ettersom det krever flere antagelser, bruk av alternative metoder og gir større usikkerhet. Enkeltmålere som er ute av drift, samt tidsintervaller og nøyaktighet i måledata har også gitt utfordringer.

6.1. MANGLENDE INSTRUMENTERING

Manglende instrumentering er et gjennomgående problem. Det er flere vannkretser som kondensatorkretsen, kjølekretser, sirkulasjon av forvarming og fjernkjøling, alle introdusert i kapittel 5, som mangler mengdemålere. For å finne varmeeffektene er det blitt utført alternative vannmålinger, forklart i kapittel 7 og for hver enkelt matematisk modell i kapittel 8.

Antall temperaturmålere er ikke tilstrekkelig for å gi fullstendig oversikt over energiflyten i anleggene. Som et eksempel mangler det temperaturmåler i isvannskrets for fjernkjøling, forklart i kapittel 5.5 og vist til høyre i Figur 8. Det er gjort antagelser blant annet for temperaturløft over isvannsvexler for fjernkjøling. Antagelsen er forklart i modell 1, i kapittel 8.1.

Når det gjelder kjølemaskinene er disse minimalt instrumentert. Væskekjøleaggregatene, kjølemaskin 1 og 2, forklart i kapittel 5.6 har mulighet for logging av data, men er ikke koblet opp mot nettverk. Det mangler dermed driftsdata i forhold til ytelse, effektivitet og varmeavgivelse. Her er det igjen benyttet alternative metoder for å studere driften, som bygger på leverandørdata og enkeltmålinger for hver av kjølemaskinene under drift.

6.2. MANGEL OG HULL I MÅLEDATA

I SD-anlegget er alle måledata nullstilt ved nyttårsskiftet 2012/2013, noe som normalt ikke skal skje. Vanligvis kan måledata hentes fra fire måneder tilbake i tid, men dette har ikke vært mulig grunnet nullstillingen. Tilgjengelig data starter dermed fra 1.januar 2013.

Enkelte målere har enda kortere periode for logging. Energimåler EM1 (se kapittel 5.4 og 8.2.1) tilknyttet forvarming av tappevann har vært defekt og er fikset i mars 2013. I SD-

anlegg logger denne verdier fra og med 8.mars 2013. I Siemens EMC startet registreringen fra 21.mars 2013. Volum av vann og temperaturer registreres, mens trenden for selve energiopptaket har for store enheter i MWh. Det er dermed ikke mulig å hente ut energimengder direkte i energioppfølgingssystemet EMC.

Energimåleren EM1 for forvarming av tappevann er også feilmerket i EMC og på system-skjema. Merkingen indikerer at den måler energimengde levert til nabobygg, men ut fra plassering skal det logge totalt forvarmet tappevann.

«Change of value» er også blitt et problem, grunnet måten kommunikasjonsprotokollen er implementert i SD-anlegget og hva standarden tillater. Det kan ikke logges binære verdier. Pumpene om har av/på-drift, mens ventiler enten står i åpen eller lukket posisjon. Dette gjør at det mangler måledata for pumper og ventiler.

I EMC stoppet registrering av data opp fra og med 23.april 2013. Årsaken var en sperret tilgang til internett/EMC (skiftet proxyserver) uten at dette var varslet. Problemet ble først oppdaget i mai og korrigert 16.mai. Dette har gitt et hull i dataene (Giske 2013).

6.3. OMTRENTLIG MÅLETIDSPUNKT OG FORSKYVNING

Det dukket opp problemstillinger vedrørende behandling av måledata. Dette skyldes inkonsekvent logging av dataene. Det er satt opp trender som logger automatisk, uten at disse følges opp systematisk. Hvert målepunkt er satt opp individuelt og det er brukt ulike tidsintervaller, slik at tidsintervallene varierte. Måletidspunktet ansees som omtrentlig. Tidspunktet for loggingen av hvert enkelt målepunkt er avhengig av hvor mye PLS'ene har å gjøre på det aktuelle tidspunktet. Dette ga problem i form av sekunder og minutters avvik, som videre førte til at måletidspunktene over tid «drev av» og ble forskjøvet i forhold til hverandre. Fra en dag til en annet ga SD-anlegget ulike tidsforskyvninger for én aktuell sensor (Giske 2013).

Årsaken til problemene med forskyvning av målepunkter og ulike tidsintervall, var at trendvisningen hadde begrensning på antall punkter. Begrensningen for SD-anlegget lå på 10 000 – 15 000 punkt. Programmet har en kurve med eksakte verdier, med det er for mange punkter til at det kan visualisere. Det utføres dermed en utglating av verdiene i form av snittberegning (Giske 2013). Problemet ble løst ved å hente ut dataene i kortere intervaller og med færre trender per visning. Slik ble det hentet ut eksakt data, og med kun ett felles tidsintervall på 15 minutter.

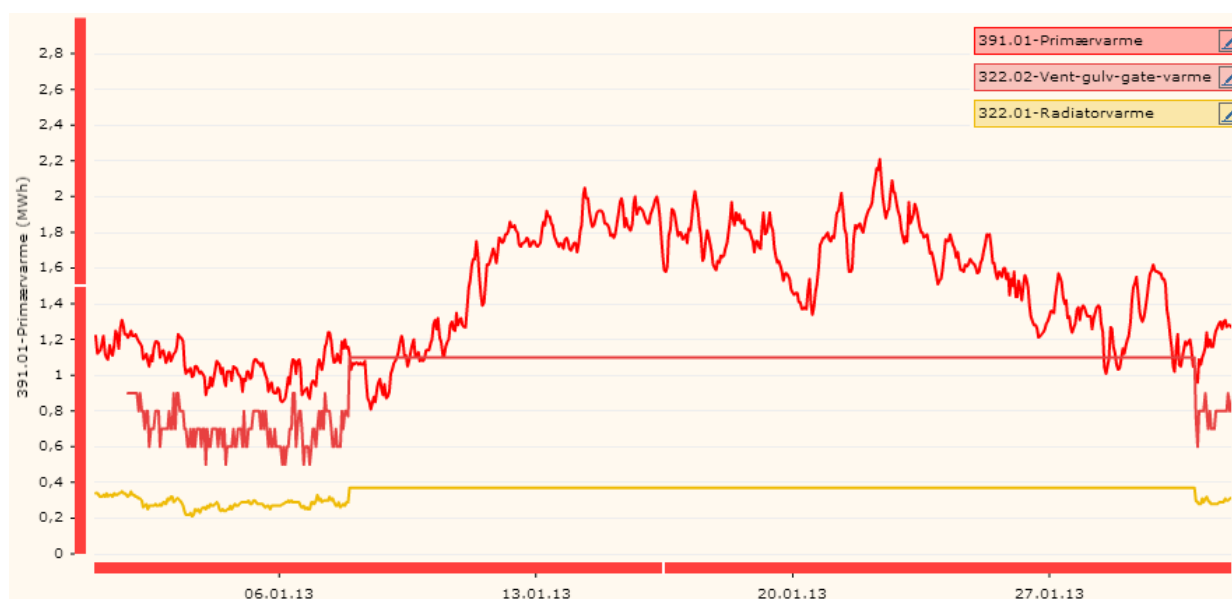
Alle loggede verdier er merket med en kvalitetstag, som indikerer sikkerheten til målingen. I enkelte tilfeller er disse markert «God, klokkeslett endret», som innebærer at SD-anlegget har forskjøvet intervallene noe. Dette skal være snakk om små endringer, som dermed ikke vil påvirke videre kalkulasjoner (Giske 2013).

6.4. FEILREGISTRERING OG AVVIK I MÅLINGER

Det er viktig å se på troverdigheten til energidata. I forhold perioden målingene er utført over, er det viktig å være kritisk til om størrelsesordenen på resultatene er fornuftige.

I prosjektrapport «Utnyttelse av spillvarme i sykehus ved bruk av varmepumpe» er ulike feilmålinger diskutert. Som et eksempel var enkelte målinger i 2011 avvikende der verdier for fjernvarme og fjernkjøling trolig er registrert feil i november og desember. Faktorer som tyder på dette er helt likt energiforbruk hver dag og hver uke i denne perioden. Liknende problem oppstår i energidata fra 2013.

Figur 14 viser energiopptaket av fjernvarme i januar 2013. Den røde grafen gir primærvarme som tilsvarer totalt varmeopptak til AHL, vist nederst til venstre i Figur 5. Primærvarmen avgir fakturerbar energi og følges opp av Statskraft. Radiatorvarme og ventilasjon, gulv- og gatevarme måles på sekundærsiden, internt for Akutten og Hjerte-lunge-senteret. Figur 14 viser avvik for de to undermålerne fra 8.januar til 31.januar 2013. Det er også registrert mindre avvik i mars 2013.



Figur 14 Fjernvarmeforbruk fordelt på kretser, EMC januar 2013

FEIL I ENERGIMÅLERE FOR FJERNVARME OG FJERNKJØLING

Kapittel 10.4.1 i prosjektrapport «Utnyttelse av spillvarme i sykehus ved bruk av varmepumpe» tar for seg problem i forhold til energibalanse for fjernkjøling. Det vises at undermålere i sekundærkretsene til AHL er betydelig større enn målinger gjort i primærkretsen til bygget. Figur 15 viser en skisse over plassering av energimålerne for fjernkjøleforsyning, og matematisk kan avviket uttrykkes som:

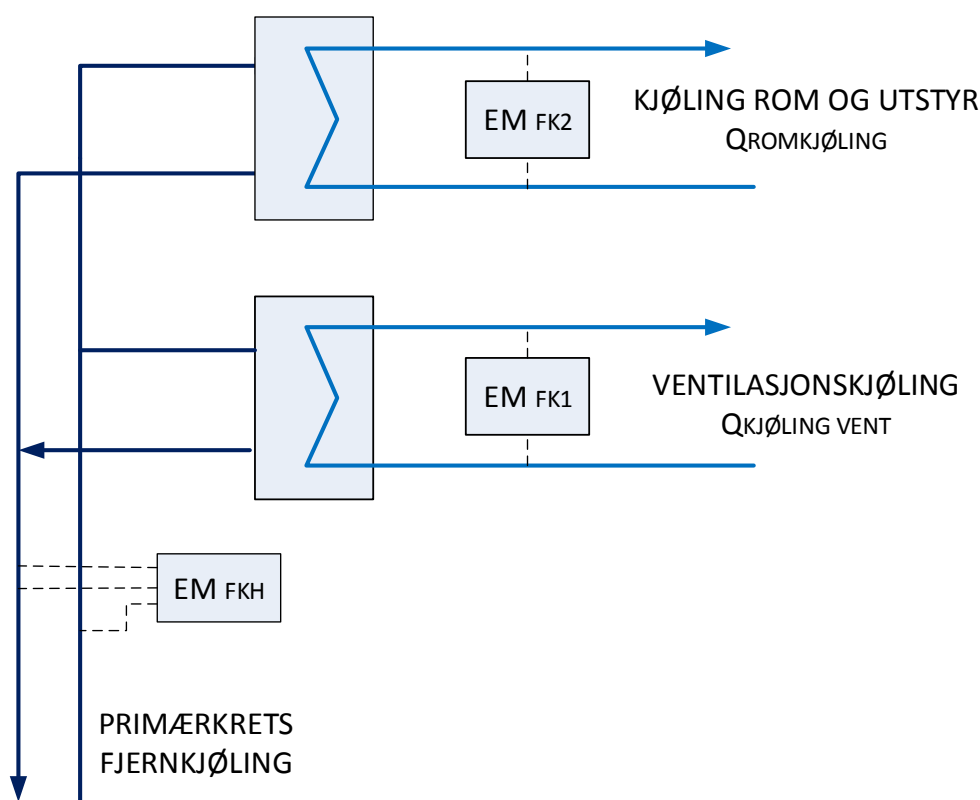
$$Q_{\text{ventilasjonskjøling}} + Q_{\text{romkjøling}} \gg Q_{\text{fjernkjøling total}} \quad (6.1)$$

$$EM_{FK1} + EM_{FK2} \gg EM_{FK_H} \quad (6.2)$$

Tilsvarende problem oppstår for fjernvarmen, vist til høyre i Figur 5, der undermålere i ventilasjonskrets og romvarmingskrets til tider overgår hovedmåler for primærvarmeavgivelsen. Dermed blir effekt til ettervarming av tappevann negativ.

$$Q_{\text{varmtvann}} = Q_{\text{fjernvarme}} - (Q_{\text{romoppvarming}} + Q_{\text{ventilasjon}}) \rightarrow \text{negativ} \quad (6.3)$$

Dette er samme problemstilling som dukket opp i «Analysis of energy use in University» utdypet i kapittel 4. Summen av universitetets undermålere avviker fra målinger for hovedmåler. Noen ganger skyldtes det forsinkelser, andre ganger var det ingen sammenheng.



Figur 15 Energimålere for fjernkjøling, i primærkrets og i sekundærkretser hos AHL

7. ALTERNATIV BEREKNING AV VANNMENGDER

Selv om en ideelt skulle hatt alt av måleinstrumenter som logger døgnet rundt, er ikke dette realiteten for mange anlegg. Av økonomiske og praktiske årsaker er det ofte redusert instrumentering. Det er enda færre målere som registreres over tid. Analyser av effekter og energiforbruk bygger på volumstrømmene i kretsene. Av den grunn er det behov for alternative metoder for å estimere vannmengdene i spillvarmesystemet. Gode metoder for å finne vannmengder er dermed viktig med tanke på troverdighet og usikkerhet i beregninger.

7.1. MÅLEBLENDE FOR Å ANSLÅ GJENNOMSTRØMNING

Bruk av måleblende til å beregne volumstrøm i kretsene, er en av metodene som benyttes som datagrunnlag i de matematiske modellene. AHL har innreguleringsventil med innebygde måleblender for måling av gjennomstrømning. Dette gjør det mulig å måle vannmengde under drift.



Det er installert innreguleringsventiler i de fleste vannkretsene som er skal analyseres. Følgende målepunkter er aktuelle for vannmåling ved hjelp av måleblende i ventil:

- Kondensatorkrets, GV1 før pumpe i Figur 10.
- Avgreininger i kondensatorkrets til hver kjølemaskin, vist i returrør i Figur 10 og Figur 13.
- Kjølekretser til kjølemaskiner, vist i Figur 13.
- Isvannskrets fjernkjøling, ved reguleringsventil SB1 i Figur 8.
- Ettervarming tappevann, vist før ettervarmeveksler tappevann i Figur 5.

Figur 16 viser utførelsen av en vannmåling over måleblende i en innreguleringsventil. Målingen utføres i en avgreining i kondensatorkretsen inn til en hurtigkjøler.

Figur 16 Vannmåling over innreguleringsventil

En måleblende bygger på Bernoulli-prinsippet og bruker struping for å måle gjennomstrømning. Det oppnås et trykkfall over blenden som registreres av et måleinstrument. Differansetrykket over blenden blir større når gjennomstrømningen øker.

Energikonserveringen for strømning i rør gir at totaltrykk er konstant lik statistisk trykk og dynamisk trykk. Dette gir følgende trykkbalanse i måleblende (Wheeler and Ganji 2010):

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 + \rho g h_1 = p_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \rho g h_2 \quad (7.1)$$

Bernoullis-ligning kan forenkles på følgende grunnlag:

- Væsken er ikke-kompressibel slik at $\rho_1 = \rho_2 = \rho$
- Strømningen er horisontal $h_1 = h_2 = 0$
- Ettersom væsken er ikke-kompressibel, må volumstrømmen før og etter måleblenden være med samme $\dot{V} = A_1 v_1 = A_2 v_2$

Strømningen blir en funksjon av trykkfallet i blenden. Gjennomstrømningen er proporsjonal med kvadratroten av dette trykkfallet. Ligning (7.1) kan skrives om til følgende ligning (Wheeler and Ganji 2010):

$$\dot{V} = \frac{A_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta P}{\rho}} \quad (7.2)$$

hvor

\dot{V}	Volumstrømmen i røret [m^3/s]
A_1	Tverrsnittareal av rør [m^2]
A_2	Tverrsnittareal av rør [m^2]
Δp	Differansetrykk målt over blenden [bar]
ρ	Tetthet for ikke-kompressibel væske [kg/m^3]

Ved beregning av gjennomstrømningen benyttes ligning (7.2). Dersom innreguleringsventilens egenskaper og størrelse er gitt, kan gjennomstrømningen finnes ved hjelp av to forenklete metoder. De to metodene bygger på praktiske målinger, som vist i Figur 16.

- I. Første metode bygger på at måleutstyret beregner og gir ut gjennomstrømningen direkte. Det kreves at man vet temperaturnivå, medium og ventilens egenskaper i kretsen og dette må registreres før måling. Volumstrømmen gis ut fra vannmålinger for mediet i kretsen, som:

$$\dot{V} = f(\text{Målt volmstrøm, medium}) \quad (7.3)$$

- II. Det kan benyttes diagrammer for den spesifikke ventilen og måleutstyr, som viser sammenhengen mellom differansetrykket og gjennomstrømningen. De fleste ventilene ved det aktuelle systemet i AHL, har Danfoss innreguleringsventiler. Ved å måle trykkdifferansen over ventilen, beregnes volumstrømmen som:

$$\dot{V} = f(\text{Målt } \Delta p_{\text{ventil}}) \quad (7.4)$$

KORREKSJONSAKTOR

For kjølemaskinenes indirekte kjølekretser er det glykolblanding for å unngå problemer med frost. Kjølekretsen til kjølemaskin 1, vist i Figur 12, er en ethylenglykol- blanding. Tilsvarende medium er benyttet i kjølekretsen for kjølemaskin 2.

Ved bruk av andre medier enn vann bør det legges inn en korreksjonsfaktor, grunnet endret densitet. Målt volumstrøm må korrigeres for å gi korrekt volumstrøm. Ligning (7.5) endrer volumstrømmen med utgangspunkt i andel glykol og densiteten til mediene (Danfoss 2007).

$$\dot{V}_{korr} = \frac{\dot{V}_{vann}}{\sqrt{\text{Andel vann} \cdot \rho_{vann} + \text{Andel glykol} \cdot \rho_{glykol}}} \quad (7.5)$$

Tabell 8 gir korreksjonsfaktoren for ulike prosentandeler av ethylenglykol. Faktoren kan benyttes for alle reguleringsventiler fra Danfoss. Dersom medietype og prosentandel er kjent ved måling er det mulig å stille inn måleinstrument, slik at instrumentet gir ut korrekt volumstrøm direkte (Danfoss 2007).

Tabell 8 Korreksjonsfaktor for vannmåling i reguleringsventiler

Ethylenglykol [%]	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Korreksjonsfaktor	1.0	0.983	0.968	0.953	0.939	0.925	0.912	0.899	0.887	0.876	0.864

Tabell 8 gir en korreksjonsfaktor på 0,953 for 30 % ethylenglykol. Denne benyttes i beregninger for vannmålinger, der resultatene er oppsummert i kapittel 10. Korreksjonsfaktoren er aktuell for modell 3 ved analyse av kjølemaskinene.

7.2. VANNMENGDE VED BRUK AV PUMPEKARAKTERISTIKK

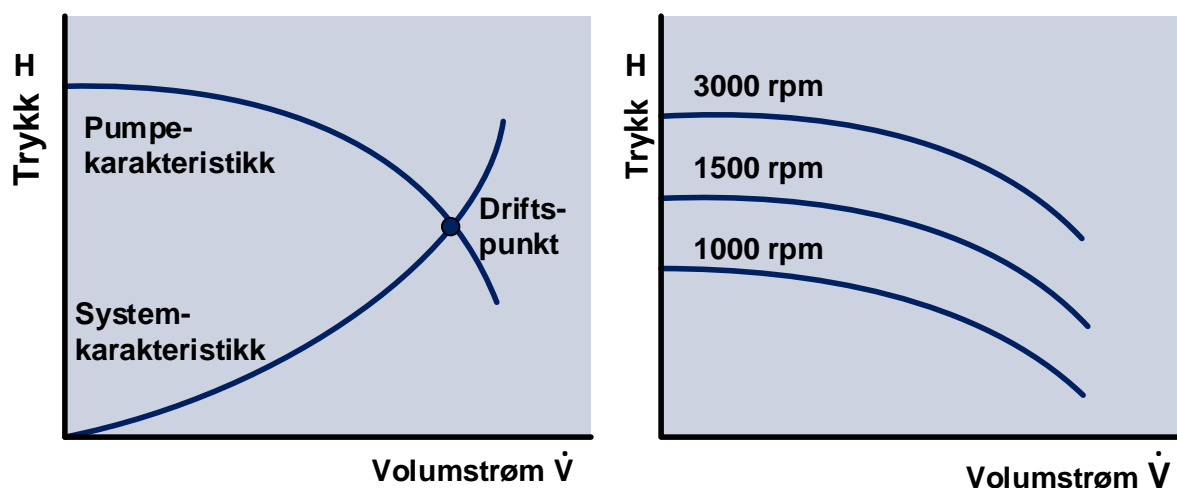
En annen alternativ metode for å beregne vannmengden i kretsene, er å benytte pumpene som utgangspunkt. Sett bort fra isvannskretsen for fjernkjøling gitt i Figur 8, er det pumper i alle kretsene som skal analyseres:

- Kondensatorkrets i hovedrør, vist i Figur 6.
- Forvarming tappevann, vist i Figur 7.
- Ettervarming tappevann, vist i Figur 5
- Kjølekretser til kjølemaskin 1 og kjølemaskin 2, vist i Figur 12 og Figur 13.

I teknisk data for pumpene er det oppgitt maksimale og nominelle volumstrømmer. Disse verdiene vil ikke stemme med virkelig drift av pumpen. Pumpene vil vanligvis driftes på 80-90 % av maksimal for å unngå stor slitasje. Det kreves andre måter å finne vannmengdene ut fra pumpearbeid.

PUMPEKARAKTERISTIKK OG DRIFT AV PUMPER

Pumpen genererer en trykkdifferanse i systemet, avhengig av strømmingen gjennom pumpen. Figur 17a viser en illustrasjon av en pumpekarakteristikk og systemkarakteristikk. Pumpekarakteristikken er gitt ut fra størrelsen og utformingen på pumpen, og viser pumpens volumstrøm ved endring i differansetrykk. Systemkarakteristikken gir forholdet mellom det totale trykkfallet i systemet og volumstrømmen (Nilsson 2003).



Figur 17 a) Pumpe- og systemkarakteristikk b) Pumpekarakteristikk for ulike trinnregulering

I lukkede systemer sirkulerer en væske i krets og pumper trenger kun å overkomme summen av friksjon gjennom alle rør og komponenter. Summen av alle friksjonstapene gir systemkarakteristikken, betegnet som:

$$H = k \cdot \dot{V}^2 \quad (7.6)$$

Nødvendig trykk i det lukkede systemet er parabolisk. Trykktapet går mot null når volumstrømmen minker (Skovgaard and Nielsen 2004).

Figur 17b viser pumpekarakteristikken ved forskjellige turtall. Enkelte av kretsene som analyseres i denne rapporten har Grundfospumper med trinnregulering. Disse har tre ulike trinn, som gir tre ulike pumpekarakteristikker. Pumpene reguleres manuelt og står fast på et trinn. Figur 17 er hentet fra (ITT Water & Wastewater 2010) og redigert.

KONSTANT VOLUMSTRØM I KRETSENE

Pumpene tilknyttet kondensatorkrets og forvarmingsanlegg på Akutten og Hjerne-Lungesenteret er uten frekvensomformere og går med konstant turtall. Enkelte av pumpene har trinnregulering, men disse står fast på et trinn og gir dermed et fast turtall.

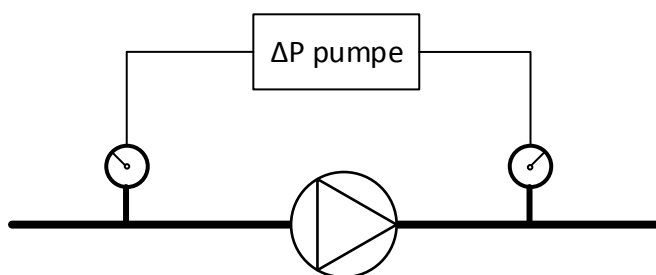
For forklart i kapittel 7.1 har kretsene manuelle innreguleringsventiler, som er forhåndsinnstilte og står i faste posisjoner. Det skjer lite endringer i kretsene, og kan antas at systemkarakteristikken er tilnærmet konstant. Ut fra Figur 17a vil dette gi et tilnærmet konstant driftspunkt, og tilnærmet konstant volumstrøm.

Fordelen med konstant strømming er stabil trykkdifferanse og jevn distribusjon. En ulempe med konstant turtall på pumpene er at strømmingen i kretsene ikke kan reguleres og at distribusjonen aldri vil være nøyaktig lik behovet (Nilsson 2003).

LØFTEHØYDEN TIL PUMPEN

Trykket som pumpen jobber mot kan leses av på manometer før og etter pumpen, og indikerer løftehøyden, hvor høyt pumpen kan løfte vannet i et rør. I motsetning til trykket er løftehøyden uavhengig av type væske. Figur 18 viser manometer installert før og etter en pumpe. Tilsvarende manometer er installert i tilknytting til pumpene i kondensatorkrets og kjølekretser til kjølemaskin 1 og 2. For ettervarming av tappevann, vist oppe til venstre i Figur 5, er det også manometer før og etter pumpen, men her er installert vertikalt.

For pumpen installert i forvarmekretsen av tappevann, vist til høyre i Figur 7, mangler det manometer. Vannmengden kan ikke beregnes med utgangspunkt i pumpekarakteristikken.



Figur 18 Trykkdifferanse over pumpen indikerer løftehøyden

Grundfos Pumpehåndbok beskriver hvordan løftehøyden kan bestemmes. Dersom det er geodetisk forskjell til stede, vil høydeforskjellen påvirke differansetrykket og må kompenseres for. Også ulik rørdiameter ved de to målepunktene må kompenseres for (Skovgaard and Nielsen 2004). Løftehøyden til en pumpe beregnes som:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho_x \cdot g} + (h_2 - h_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} \quad (7.7)$$

hvor

H	Pumpens løftehøyde [m]
Δp	Trykkøkning over pumpen [Pa]
ρ_x	Tetthet for gitt medium og temperatur [kg/m ³]
g	Gravitasjonskoeffisient [m/s ²]
h	Geodetisk høyde [m]
v	Væskehastigheten [m/s]

Væskehastigheten beregnes som:

$$v = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D^2} \quad (7.8)$$

hvor

\dot{V}	Volumstrøm [m ³ /s]
D	Diameter rør [m]

Ved å kombinere ligning (7.7) og (7.8) vil løftehøyden være avhengig av trykkmålinger, forskjell i høyde, volumstrøm gjennom pumpen og rørdiameter.

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho_x \cdot g} + (h_2 - h_1) + \frac{8 \cdot \dot{V}^2}{g \cdot \pi^2} \cdot \left(\frac{1}{D_2^2} - \frac{1}{D_1^2} \right) \quad (7.9)$$

Dersom det er lik geodetisk høyde, eller det benyttes differansetrykkmåler, er det ikke nødvendig å kompensere for høydeforskjellen. Ved bruk av «in-line» pumper montert i rørledning, er inngang og utgang er plassert på samme nivå og rørdiameter ofte lik. Ligning (7.9) for løftehøyde kan forenkles til:

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} \quad (7.10)$$

Pumpene tilknyttet kjølemaskiner og forvarmingsanlegg i AHL er ulike størrelser av Grundfos TP og UPS. Pumpekarakteristikk er tilgjengelig hos produsentene, og gir løftehøyden som funksjon av volumstrømmen. Ved å søke opp modellnummer på den installerte pumpen, finnes riktig karakteristikk for gitt materiale, strømforsyning og motortype.

Ved hjelp av pumpekarakteristikken og beregnet løftehøyde ved drift gitt av ligning (7.10) og Figur 18 Trykkdifferanse over pumpen indikerer løftehøyden, finnes driftspunktet og volumstrømmen gjennom pumpen for det aktuelle tidspunktet. Volumstrømmen beregnes som:

$$\dot{V}_{pumpe} = f(\Delta p_{pumpe}, \rho_{v\ddot{a}ske}) = f(H_{pumpe}) \quad (7.11)$$

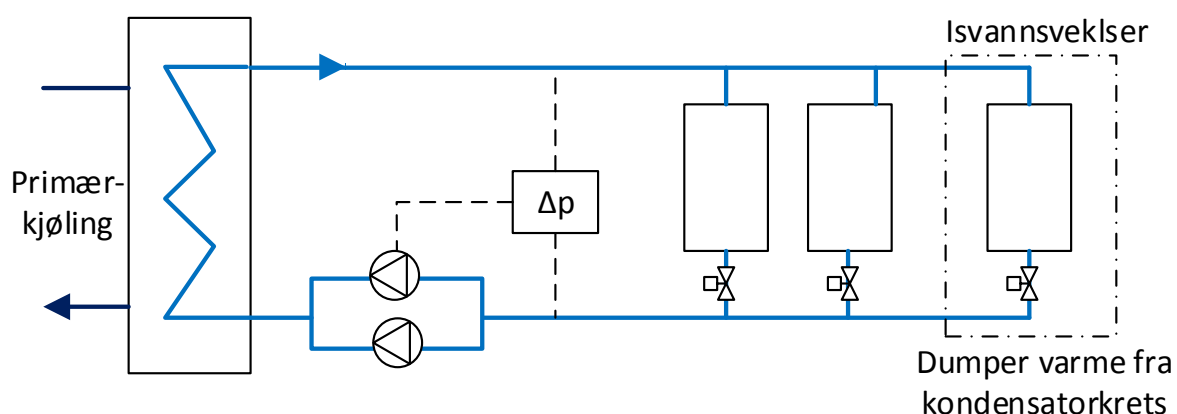
hvor:

\dot{V}_{pumpe} Volumstrøm, pumpekarakteristikk [m^3/s]

7.3. VANNMENGDE SOM FUNKSJON AV VENTILSTILLING

Isvannskretsen for fjernkjøling som fjerner varme fra kondensatorkretsen, vist i Figur 8, har ikke en egen pumpe. Dette er en avgreining av romkjølingskretsen, vist øverst i Figur 15. Strømningen i kretsen reguleres ved hjelp av struping, utført av motorstyrte reguleringsventiler. Dette betyr at varmeopptaket reguleres ved å endre volumstrømmen. For de andre kretsene som analyseres i rapporten er det konstant strømning med stabile trykkdifferanser og jevn distribusjon. Dette gjelder ikke for isvannskretsen.

Figur 19 viser kjølekretsen for kjøling av rom og utstyr, som isvannsvexler for fjernkjøling er koblet til. Figuren tilsvare kjølekretsen vist øverst i Figur 15.



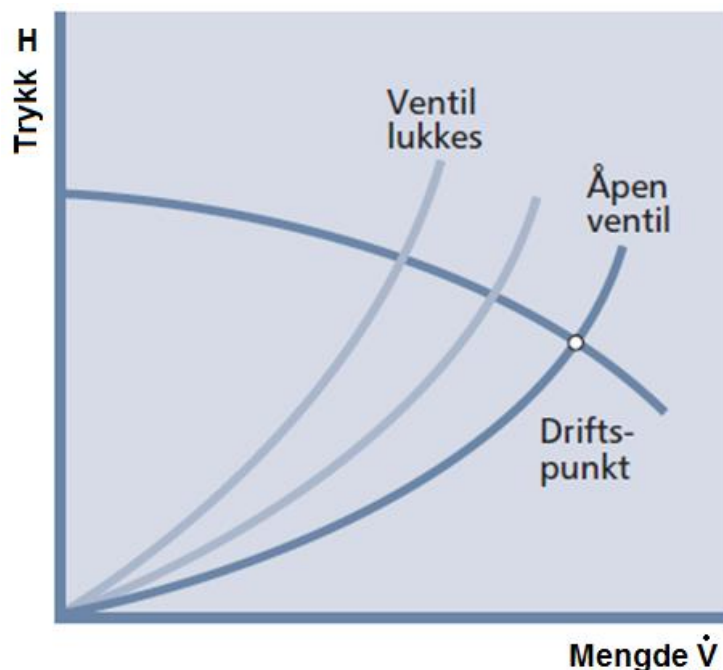
Figur 19 Kjøling av rom og utstyr inkludert isvannsvexler for kondensatorkrets

Ifølge Siemens funksjonsbeskrivelse av tekniske anlegg i Akutten- og Hjerter-Lunge-senteret er kjølekretsen for rom og utstyr, illustrert i Figur 19, mengderegulert med konstant trykk. Trykkdifferansegivere måler differansetrykket mellom tur og retur i rørnett og styrer (via regulator) frekvensomformere til å holde konstant differansetrykk. Ved høy avlest utetemperatur er innstilt differansetrykk høyere enn ved lav utetemperatur, slik at kjølebafler, fancoils og utstyr kan ha høyere trykkdifferanse om sommeren (Siemens 2012).

Figur 19 illustrerer motorstyrte reguleringsventiler til de ulike enhetene i distribusjonskretsen. Dette gjelder også for isvannsvexleren tilknyttet kondensatorkretsen, til høyre i Figur 19 og mer detaljert vist i Figur 8. Ettersom vannmengden i isvannskretsen for fjernkjøling brukes i videre beregninger, trengs det en innføring i hva som skjer i et mengderegulert system der ventilenes åpning reguleres.

VENTILSTILLING OG VOLUMSTRØM I DISTRIBUTJONSNETT

Ved struping vil en reguleringsventil lukkes, slik at karakteristikken i systemet forandres. Driftspunktet endres langs pumpekararakteristikken som vist i Figur 20 (ITT Water & Wastewater 2010).



Figur 20 Systemkarakteristikk som endres med ventilens stilling

I SD-anlegget til AHL registreres pådraget til reguleringsventilene og angir ventilstillingen under drift. Den varierende volumstrømmen kan beregnes ved å studere sammenhengen mellom ventilstillingen og volumstrømmen i kretsen. Dette utføres i spillvarmeanalysen, og er forklart under matematisk modell 1 i kapittel 8.1.

Reguleringsventiler er i praksis ulineære elementer. Væskestrømmen gjennom en reguleringsventil beskrives ofte ved følgende ligning (Haugen 2004):

$$\dot{V}_v = K_v \rho U_v \sqrt{\frac{\Delta p_v}{\rho}} \quad (7.12)$$

hvor:

\dot{V}_v	Volumstrøm [m^3/h]
K_v	Ventilens kapasitetsindeks
U_v	Pådragssignalet til ventilen [0-1]
Δp_v	Trykkfallet over ventilen [bar]

Selv om pådraget til ventilen U_v er lineært, så vil gjennomstrømningen ifølge ligning (7.12) variere med kvadratroten av differensialtrykket over ventilen.

Ventilkararakteristikken gir beskrivelse av den gjennomstrømmende vannmengden gjennom ventilen over hele ventilens arbeidsområde med et konstant trykkfall. Formen på ventilkararakteristikken er blant annet avhengig av den minste regulerbare mengden, når ventilstillingen går mot null (Nilsson 2003).

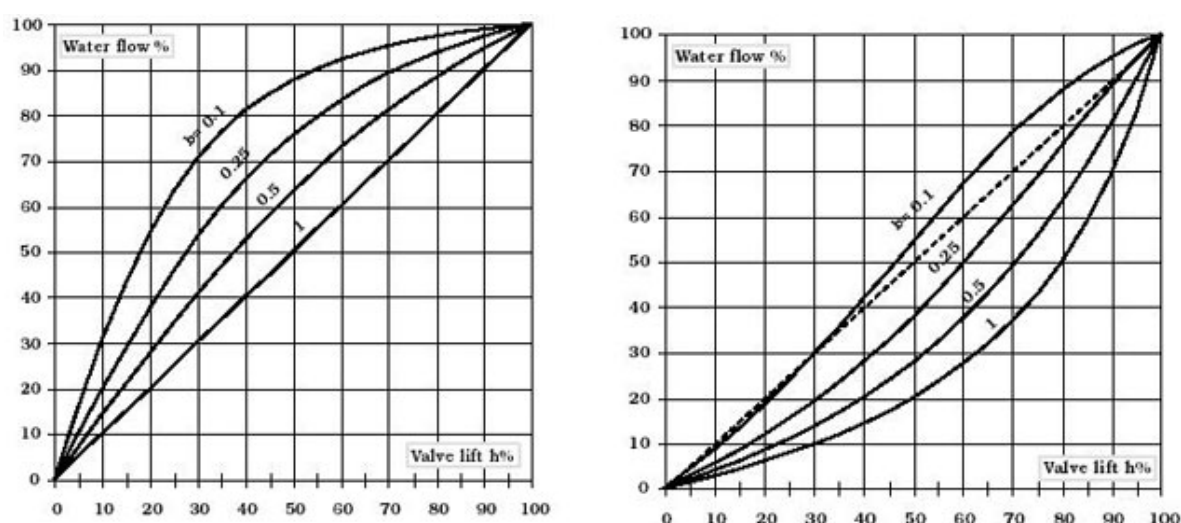
Et annet viktig forhold er at når ventilen er installert i et anlegg vil den få en installert karakteristikk, som er samlet karakteristikk for både ventilen og systemet. Dette er aktuelt i forhold til bestemmelse av volumstrømmen i isvannskretsen for fjernkjøling, vist i Figur 8. Reguleringsventilen står installert i en større isvannkrets, der med både er turtallsregulering av pumpe og andre reguleringsventiler tilknyttet andre kjøleenheter. Se Figur 19.

Etter hvert som en større andel av totalt trykkfall ligger over reguleringsventilen, øker dens evne til å påvirke systemet. Omfanget av endring vil være avhengig av ventilautoriteten. Ventilautoriteten defineres som trykkforholdet over reguleringsventilen når den er fullt åpen og fullt lukket. I praktisk sammenheng benyttes fullt åpen ventil under driftsforhold, og kan uttrykkes som (Nilsson 2003):

$$\beta_{\text{praktisk}} = \frac{\Delta p_{\text{fullt åpen ventil (designforhold)}}}{\Delta p_{\text{helt lukket ventil}}} \quad (7.13)$$

Høy autoritet gir ventilen god kontroll over anlegget. Dersom det meste av trykkfallet er over ventilen, vil den installerte karakteristikken bli lik ventilens egen karakteristikk (Nilsson 2003).

Figur 21 viser ventilkararakteristikken (sann verdi) til en ventil med ulike ventilautoriteter. Maksimal verdi for ventilautoritet er 1, der trykkfallet over ventilen er uavhengig av ventilens åpning. En autoritet på 1 vil innebære at resten av systemet må ha et trykkfall på null, som kun er teoretisk.



Figur 21 Reell verdi-ventilkarakteristikk avhengig av ventilens autoritet i systemet

Under drift vil ventilautoriteten holde seg konstant i et system med konstant volumstrøm. Dersom det er varierende volumstrøm vil autoriteten endres, ettersom trykktapet i distribusjonskretsen varierer. Ettersom reguleringsventiler i AHL endres etter lastbehov på ulike varmeenheter, vil endring i autoritet vil dette skje jevnlig under drift.

Jo høyere ventilautoritet jo mindre påvirkning blir det på andre varmeenheter i distribusjonssystemet. For å redusere påvirkningen mellom ulike enheter, kan det også benyttes pumper med turtallsregulering, der hastigheten på pumpen kontrolleres, slik at differansetrykk i distribusjonsnettet opprettholdes (Nilsson 2003). Dette er tilfelle i kjølekretsen til AHL for rom og utstyr, vist i Figur 19.

8. MATEMATISKE MODELLER FOR INSTALLASJONER

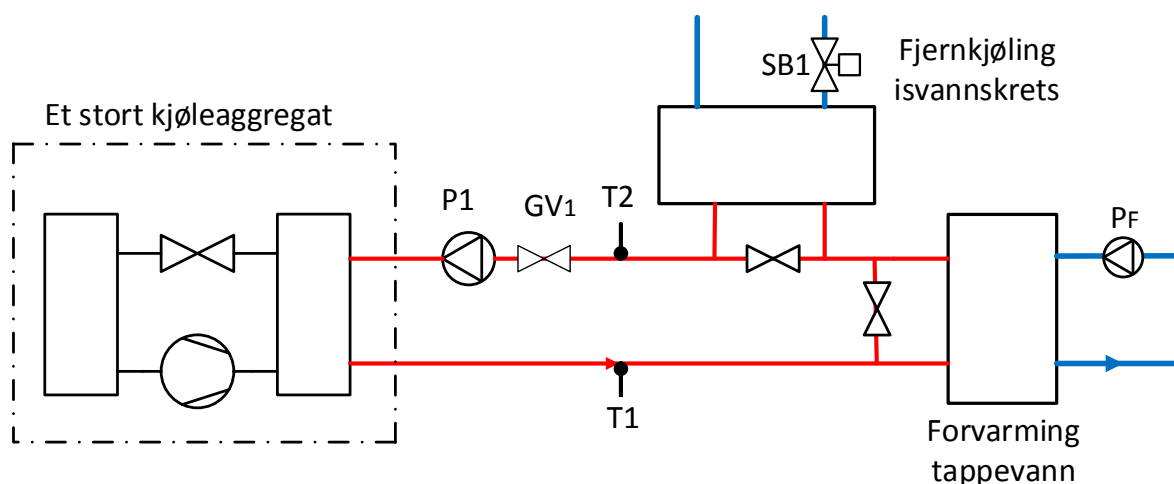
Kapittel 8 tar for seg tre matematiske modeller for tekniske installasjoner i AHL. Modellene er bygget på grunnlag av tekniske spesifikasjoner av energiforsyningssystemene og tilgjengelig måledata. Målet er å beregne energiflyt og varmeoverskudd ved sykehusbygget.

Modellene blir gjennomgått i detalj, med forklarende skisser og ligninger. Fremgangsmåten oppsummeres i siste del ved hjelp av en oversikt over informasjonsflyten i modellen. Resultatene fra modellene gis i kapittel 11 i tilsvarende rekkefølge.

Første modell tar for seg overskuddsvarmen i kondensatorkretsen, som bygger på målinger av vannmengde og temperaturer i kretsen. Ut fra estimert varmeeffekt i kondensatorkretsen, beregnes varmemengde avgitt til tappevann og til isvannskrets, som vist i Figur 6. Den andre modellen tar for seg tappevannssystemet, der energimengden til forvarmet vann beregnes ved hjelp en egen energimåler vist i Figur 28. Fordelingen av forvarmet vann til ulike bygg og fjernvarmemengde til ettervarming av tappevann er analysert. En oversikt over anleggene gis i Figur 29 og Figur 30 senere i rapporten. Siste modell bygger på spillvarmekildene, og tar for seg varmegenerering i kjølemaskinene. Her benyttes driftsdata målt under drift og ytelsesdata fra produsenter.

8.1. MODELL 1 VARMEEFFEKT FRA VANNMÅLING OG TEMPERATURLOGG

I modell 1 er kondensatorkretsen og utnyttelsen av overskuddsvarmen i fokus. Det antas det at det kun er ett stort kjøleanlegg som generer varme. Driften til hver enkel kjølemaskin er dermed uvesentlig, og hovedfokuset legges til varmen som måles i kondensatorkretsen. Figur 22 viser en skisse av modellen. Kondensatoreffekten beregnes ved hjelp av data fra vannmålinger i kretsen og temperaturesensor i tur og retur fra SD-anlegg. Av den grunn har modellen fått navnet «Varmeeffekt fra vannmåling og temperaturlogg».



Figur 22 Modell 1 Varmeeffekt fra vannmåling og temperaturlogg

Figur 22 viser kondensatorkretsen med gitte målepunkter. Hensikten med modellen er å studere størrelsesordenen på spillvarmen i kondensatorkretsen og utnyttelsen av varmen. Det er ønskelig å finne andelen som leveres til de to varmevekslerne i kretsen. I Figur 22 er varmeavgivelse til forvarming av tappevann vist til høyre og varme som dumpes til fjernkjøling vist øverst i returen. Modellen gir ut tre resultater:

- Effekt i kondensatorkretsen – \dot{Q} kondensator
- Effekt levert til forvarming av tappevann – \dot{Q} forvarming
- Effekt dumpet til fjernkjøling via isvannskrets – \dot{Q} fjernkjøling

Input til modellen er manuelle vannmålinger basert både på pumpekarakteristikk og ventiler, avleste verdier for trykk og temperatur, samt måldata fra SD-anlegget. Tabell 9 gir en oversikt over inputverdier brukt i modellen, fordelt på de ulike systemene:

Tabell 9 Inputverdier i modell 1 varmeeffekt fra vannmåling og temperaturlogg

Krets	Variabel	Målegrunnlag	Kilde	Merket	Enhet
Kondensator	Vannmengde	Pumpearbeid	Avlest P1	\dot{V} pumpe	m ³ /s
		Vannmåling ventil	Målt GV1	\dot{V} måling	m ³ /s
	Temperatur	Sensor Figur 22	SD-anlegg	T_1 og T_2	°C
Forvarming	Vannmengde	Beregnet	-	\dot{V} forvarming	m ³ /s
	Temperatur	Sensor Figur 7	SD-anlegg	T_{F1} og T_{F2}	°C
Isvann	Vannmengde	Vannmåling ventil	Målt	\dot{V} fjernkjøling	m ³ /s
		Ventilstilling Figur 22	SD-anlegg	SB1	%
	Temperatur	Antatt verdi	Avlest	ΔT_{fk}	K

En viktig forutsetning for modellen er antagelsen av konstant volumstrøm i kondensatorkretsen. Som forklart i kapittel 5.3 og 5.8 finnes det ingen strømningsmålere i kretsen. Ettersom kretsen er uten regulering og turtall på sirkulasjonspumper P1 er konstant, ansees dette som en fornuftig antagelse.

En annen antagelse er at det er liten driftsendringer i isvannskretsen for fjernkjøling. Isvannskretsen er vist øverst i Figur 22, men er tilknyttet hele systemet for romkjøling vist øverst i Figur 15. Dette er en stor krets med varierende volumstrøm (turtallsregulert pumpe) og reguleringsventiler tilknyttet flere kjøleanlegg. Det er gjort målinger på dagtid under drift.

Varmeeffekten i kondensatorkretsen kan beregnes ut fra temperaturdata av T_1 og T_2 som er logget i SD-anlegget. Densitet og spesifikk varmekapasitet gis ut fra gjennomsnittlig temperatur. Det antas konstant volumstrøm, beregnet ved hjelp av pumpearbeidet og målt vannmengde i kapittel 8.1.1. Varmeeffekten kan beregnes som:

$$\dot{Q}_{kondensator} = \dot{V}_{kondensatorkrets} \cdot \rho_{vann} \cdot c_{p\ vann} \cdot (T_2 - T_1) \quad (8.1)$$

$\dot{V}_{kondensatorkrets}$	Volumstrøm ut fra vannmålinger [m^3/s]
T_1	Temperatur tur fra kjølemaskiner [$^{\circ}C$]
T_2	Temperatur retur til kjølemaskiner [$^{\circ}C$]

8.1.1. VANNMENGDEN I KONDENSATORKRETSEN

Pumpene i kondensatorkretsen P1 er parallellkoblet og driftes i sekvens. Pumpene har ikke turtallsregulering og går derfor med jevn drift. Innreguleringsventiler i kretsen er GV1 og ventiler tilknyttet hver kjølemaskin vist i Figur 10. Alle ventilene er forhåndsinnstilt manuelt, slik at det ikke skjer større endringer under drift. Det antas tilnærmet konstant volumstrøm.

Volumstrøm finnes ved hjelp av metodene beskrevet i kapittel 7.1 og 7.2. Ligning (8.2) tar utgangspunkt i måleblender i reguleringsventil og ligning (8.3) tar for seg pumpekarakteristikken. Metodene baseres på avleste verdier ved drift, ettersom det ikke finnes instrumentering tilknyttet energioppfølgingssystem og SD-anlegg.

VOLUMSTRØM VED HJELP AV MÅLINGER

Ved bruk av tilrettelagt måleinstrument estimeres vannmengden i kretsen under drift. Ved normal drift utføres det målinger i reguleringsventiler med integrerte måleblender, vist som GV1 i Figur 22. Volumstrømmen beregnes som:

$$\dot{V}_{måling} = f(\text{målt kondensatorkrets}) \quad (8.2)$$

$\dot{V}_{måling}$	Volumstrøm i kondensatorkrets [m^3/s]
--------------------	---

Endringer i trykk og temperatur kan ha innvirkning på volumstrømmen i kretsen. For å gi en bedre estimering av volumstrømmen kan det være aktuelt å trekke inn statisk trykk og temperaturer målt i SD-anlegget. I denne modellen er disse endringene valgt å neglisjeres.

VOLUMSTRØM VED HJELP AV PUMPEARBEID

Det er installert manometer før og etter pumpene i kondensatorkretsen. Trykket leses av manuelt og trykkendringen indikerer løftehøyden som pumpen arbeider med, som forklart i kapittel 7.2. Volumstrømmen kan beregnes som:

$$\dot{V}_{pumpe} = f(H(\Delta p)) \quad (8.3)$$

\dot{V}_{pumpe} Volumstrøm kondensator ut fra pumpearbeid [m^3/s]
 H: Nominell pumpeverdi ved drift [bar]

Også for pumpearbeidet og beregning av løftehøyden kan det være aktuelt å studere endringer i det statiske driftstrykket. Eventuelle påvirkninger som dette vil gi volumstrøm, er blitt neglisjert.

Dersom de to metodene gir tilsvarende like verdier, kan den konstante volumstrømmen antas med større sikkerhet. Det antas at vannmålinger i kretsen har mindre usikkerhet enn avlest trykkløft. Ved videre effektberegning tas det utgangspunkt i volumstrømmen estimert ved hjelp av vannmåling, slik at den andre metoden fungerer som en kontroll.

8.1.2. BESTEMME EFFEKT- OG ENERGIMENGDE I KONDENSATORKRETS

Varmeeffekten i kondensatorkretsen beregnes ved bruk av ligning (8.1). Volumstrømmen benyttet er da volumstrømmen estimert ved vannmåling.

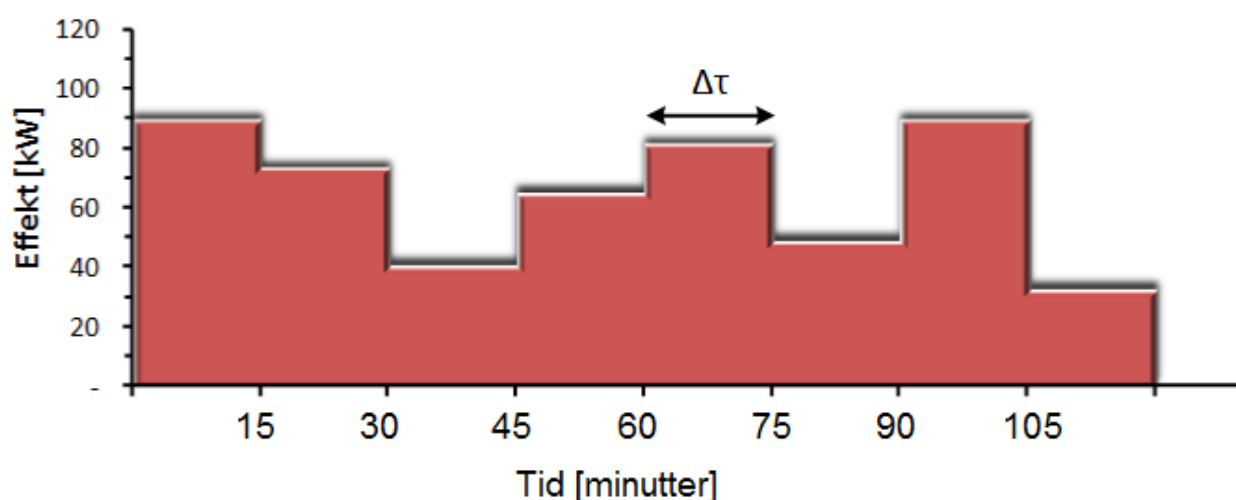
$$\dot{V}_{kondensatorkrets} = \dot{V}_{måling} \quad (8.4)$$

Målet er å studere overskuddsvarmen og bidraget dette gir i forhold til sykehusbygningens energiforbruk og energiforsyning. Da må effektmålingene omformes til energi og summeres opp i ønsket tidsperioder. Data i SD-anlegget logges fire ganger i timen, som tilsvarer intervaller på 15 minutt. Det antas det konstant effekt over perioden på 15 minutter, som gir tidskonstanten:

$$\Delta\tau = 15 \text{ minutt} = \frac{15}{60} h = \frac{1}{4} h \quad (8.5)$$

Tidskonstanten med 15 minutter intervall er illustrert i Figur 23, og blir en funksjon på trappeform. Ved å summere effektene over tidsintervallet overføres verdiene til energimengder i kWh. Energimengden i kondensatorkretsen beregnes som:

$$Q_{kondensator} = \int \dot{Q}_{kondensator} d\tau = \sum \dot{Q}_{kondensator} \cdot \Delta\tau \quad (8.6)$$



Figur 23 Effekt i kondensatorkretsen antas konstant for 15 minutter

Figur 23 viser de første effektmålingene januar 2013. Effektene er beregnet ved bruk av ligning (8.1), med utgangspunkt i volumstrøm fra vannmålinger og temperaturer logget for de første timene i januar. Figuren viser hvordan målt effekt antas konstant for hver av intervallperiodene.

Størrelsesordenen på overskuddsvarmen kan analyseres for ønsket tidsperiode (time, døgn, uke eller måned), ved å summere opp beregnet energimengde. Overskuddsvarmen fra kjøleanleggene som genererer varmen varierer med driften av sykehuset og er lite klimaavhengig. Måledata fra de tre første månedene i 2013 kan brukes til å anslå forventet total energimengde over året.

Neste steg i modellen er å bestemme hvor overskuddsvarmen i kondensatorkretsen leveres. Målsetningen til St. Olavs Hospital er at mest mulig av varmen skal avgis til forvarmings-systemet. Kapittel 3.4 tok for seg alternativsvurdering fra Team St. Olavs for forvarmingsanlegget ved St. Olavs Hospital. Ved valgt løsning ble det antatt at 80-90 % av disponibel kondensatorvarme skulle nyttiggjøres. Virkelig utnyttelsesgraden ved anlegget er per i dag ukjent.

8.1.3. VARMEFORDDELING VED EFFEKTBALANSE FORVARMING

Kapittel 8.1.3 og 8.1.4 tar for seg to ulike metoder for å beregne varmfordelingen. Første metode kalt «Effektbalanse forvarming» tar utgangspunkt i at reguleringsventilen i isvannskretsen, SB1, er lukket og at all varme går til forvarming av tappevann. Ut fra dette beregnes vannmengden i forvarmingskretsen, vist til høyre i Figur 22.

Uavhengig av ventilstilling SB1 beregnes effektopptaket til forvarming med utgangspunkt i beregnet vannmengden og temperatursensorer. Resterende overskuddsvarme i kondensatorkretsen, antas avgitt til isvannskretsen for fjernkjøling.

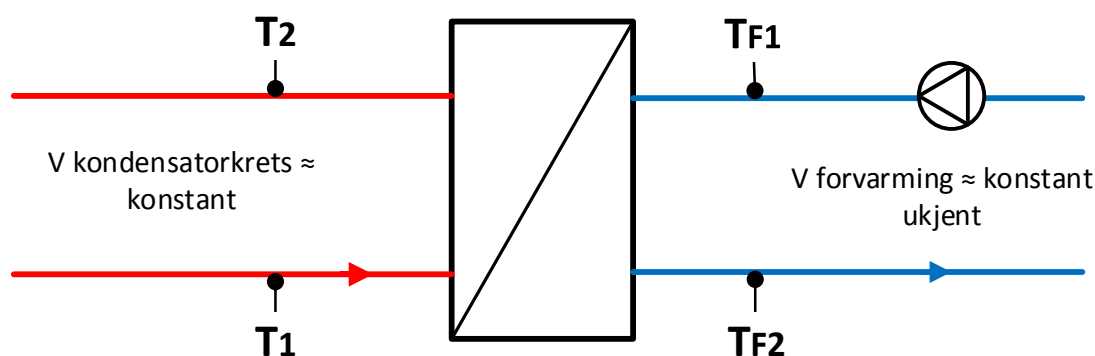
LUKKET REGULERINGSVENTIL – VARMEOPPTAK TIL FORVARMING

Ved lukket reguleringsventil for fjernkjøling, SB1 i Figur 22, antas det at all overskuddsvarme i kondensatorkretsen går til forvarming av tappevann. Tap i rørnett og varmeveksler neglisjeres. Dette vil gi oss følgende forhold:

$$\dot{Q}_{\text{forvarming}} = \dot{Q}_{\text{kondensator}} \quad (8.7)$$

Figur 24 viser varmeveksler for forvarming av tappevann, som tilsvarer varmeveksler nederst til høyre i Figur 22. Temperaturene i tur T_1 og retur T_2 i kondensatorkretsen er gitt i SD-anlegget. Ettersom det kun skjer varmeopptak til forvarmingsveksler, tilsvarer returen T_2 temperaturen etter veksleren. Isvannsveksler øverst i Figur 22 ses bort fra. Dette er illustrert i Figur 24 hvor temperatursensor T2 er markert etter forvarmeveksleren.

Også på sekundærsiden av veksleren måles temperaturløftet, T_{F1} og T_{F2} , til tappevannet. Temperaturene logges i SD-anlegg med 15 minutters intervaller. Som forklart i kapittel 5.4 mangler det vannmåler i forvarmingskretsen, vist til høyre i Figur 24. Det er ingen innreguleringsventil i kretsen og heller ikke manometer tilknyttet pumpen. Ingen av metodene i kapittel 7 for bestemmelse av vannmengde kan benyttes.



Figur 24 Lukket reguleringsventil og varmeopptak til forvarming tappevann

Pumpene i forvarmingskretsen har fast turtall og jevn drift, som gjør at gjennomstrømningen har små variasjoner. Ved å anta konstant volumstrøm i kondensatorkretsen, venstre i Figur 24, kan vannmengden av tappevann i forvarmingskretsen beregnes. Det er kun en ukjent variabel og volumstrømmen regnes som:

$$\dot{V}_{forvarming} = \frac{\dot{Q}_{kondensator}}{c_{p\text{ vann}} \cdot \rho_{\text{vann}} \cdot \Delta T_{forv}} \quad (8.8)$$

hvor

$$\begin{array}{ll} \dot{V}_{forvarming} & \text{Volumstrøm forvarmingskrets [m}^3\text{/h]} \\ \Delta T_{forv} & \text{Temperaturdifferanse forvarmingskrets, SD-anlegg [}^\circ\text{C]} \end{array}$$

Ved tilnærmet like temperaturer på primær- og sekundærside, antas det at tetthet og spesifikk varmekapasitet er lik og ligning (7.8) kan forenkles til:

$$\dot{V}_{forvarming} = \frac{\dot{V}_{kondensator} \cdot \Delta T_{kond}}{\Delta T_{forv}} \quad (8.9)$$

Volumstrømmen over forveksleren beregnes som gjennomsnittet av alle målinger, gitt av reguleringsventil i isvannskrets for fjernkjøling, SB1 i Figur 22, er lukket. Ved å anta konstant volumstrøm i forvarmingskretsen og at varmeavgivelsen er uavhengig av ventilstilling for fjernkjøling, kan effektopptaket (for hele måleperioden) beregnes som:

$$\dot{Q}_{forvarming} = \dot{V}_{forv} \cdot \rho_{\text{vann}} \cdot c_{p\text{ vann}} \cdot \Delta T_{forv} \quad (8.10)$$

Varmeeffekten i kondensatorkretsen er beregnet som vist i kapittel 8.1.1 og 8.1.2 ved hjelp av ligning (8.1), og effektopptak til forvarming tappevann beregnes ved ligning (8.10). Ved å ta utgangspunkt i disse varmeeffektene, antas det at resterende overskuddsvarme i kondensatorkretsen dumpes til fjernkjøling. Effektopptaket til isvannskretsen for fjernkjøling, gitt øverst i Figur 22, beregnes som:

$$\dot{Q}_{fjernkjøling_balanse} = \dot{Q}_{kondensator} - \dot{Q}_{forvarming} \quad (8.11)$$

8.1.4. VARMEFORDELING UT FRA VENTILSTILLING ISVANNSKRETS

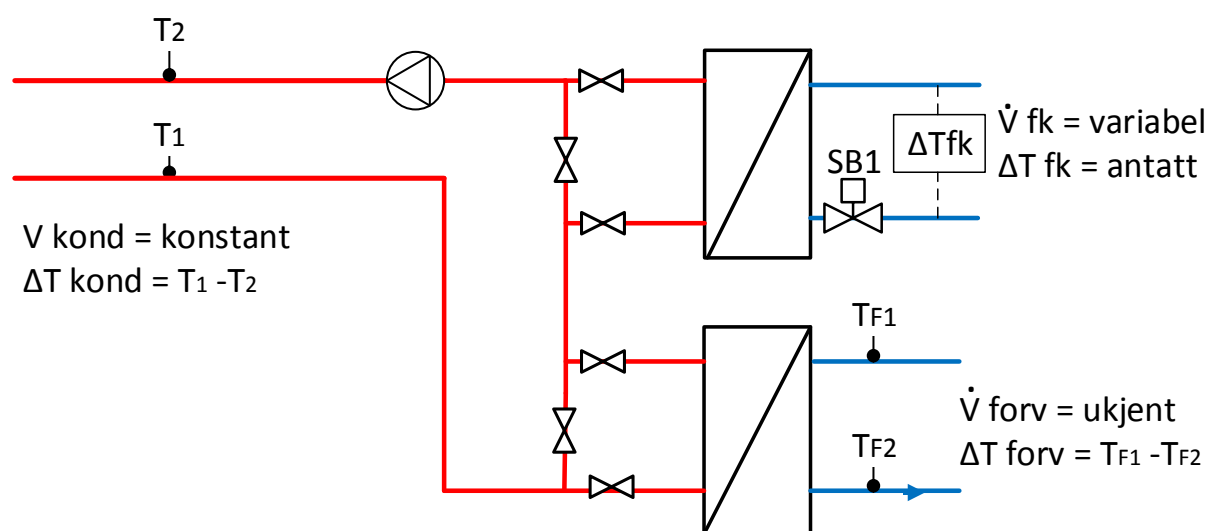
Andre metode kalt «Ventilstilling isvannskrets» tar utgangspunkt at reguleringsventil SB1 i isvannskresen. Ut fra vannmålinger i isvannskretsen lages det en funksjon av vannmengde gitt av ventilstillingen SB1, basert på teorien i kapittel 7.3.

Varmeeffekten avgitt til fjernkjøling beregnes på grunnlag av ventilstillingen. Grunnet mangel på temperatursensorer i kretsen, må temperaturøkningen over isvannsveksler antas. Det er valgt å ta utgangspunkt i to ulike temperaturer, som skal stemme med virkelig drift.

VENTILSTILLING OG ANTATT TEMPERATURDIFFERANSE

Figur 25 viser kondensatorkretsen med varmeavgivelse både til forvarmet tappevann og til isvannskrets for fjernkjøling, som tilsvarer systemene til høyre i Figur 22. Ved åpen ventilstilling kan det være varmeopptak til begge kretsene samtidig.

I metoden «Ventilstilling isvannskrets» er volumstrømmen i forvarmingskretsen ukjent. Kun temperaturendringen over veksleren kan indikere om det er varmeopptak til forvarming. Metoden bygger på ventilstilling SB1 og beregnet variabel volumstrøm i isvannskretsen, vist øverst til høyre i Figur 25.



Figur 25 Åpen reguleringsventil og varmeopptak til forvarming og fjernkjøling

ÅPEN REGULERINGSVENTIL - VARME LEVERES TIL FJERNKJØLING

Ved åpen reguleringsventil ($SB1 > 0$) vil en gitt andel av overskuddsvarmen dumpes til fjernkjøling. Dette gir følgende forhold:

$$\dot{Q}_{kondensator} = \dot{Q}_{forvarming} + \dot{Q}_{fjernkjøling} \quad (8.12)$$

Varmeeffekten i kondensatorkretsen er fra tidligere beregninger, i kapittel 8.1.2, mens varmefordelingen mellom tappevann og fjernkjøling er ukjent.

Vannmengden i isvannskretsen for fjernkjøling kan bestemmes ut fra reguleringsventilens stilling, SB1, som logges i SD-anlegget. Basert på manuelle vannmålinger i kretsen, settes det opp en funksjon for volumstrøm gitt av ventilstillingen. Det antas små driftsendringer i kretsen, selv om kretsen har varierende vannmengde. Sammenhengen kan beskrives som:

$$\dot{V}_{fjernkjøling} = f(\text{Ventilstilling}, \text{vannmåling}) \quad (8.13)$$

Resultatet av vannmålingene er gitt i kapittel 10.3. Volumstrømmen i isvannskretsen som funksjon av ventilstilling vises i Figur 44 og Figur 45.

For isvannskretsen er det temperaturmålere i hovedsentralen, som tilsvarer romkjølingskrets i Figur 15. Temperaturene kan ikke knyttes opp mot dumping av kondensatorvarme ettersom de også påvirkes av andre romkjølingsanlegg. Derfor må temperaturløftet i kretsen antas. Som en indikator brukes avleste verdier på termometer under drift.

Måleperioden som det tas utgangspunkt i går over 3 måneder. Det kan dermed skje endringer i driften over tid. Det er derfor valgt å ta utgangspunkt i to ulike temperaturløft, 8 K og 10 K, som skal være reelle i forhold til virkelig drift.

Effektøptaket til fjernkjøling beregnes med utgangspunkt i volumstrøm gitt av ligning (8.13) og antatte temperaturdifferanse, som:

$$\dot{Q}_{fjernkjøling_ventil} = \dot{V}_{fjernkjøling} \cdot \rho_{vann} \cdot c_{p\ vann} \cdot \Delta T_{fk} \quad (8.14)$$

$\dot{V}_{fjernkjøling}$ Volumstrøm som funksjon av ventilstilling [m^3/s]

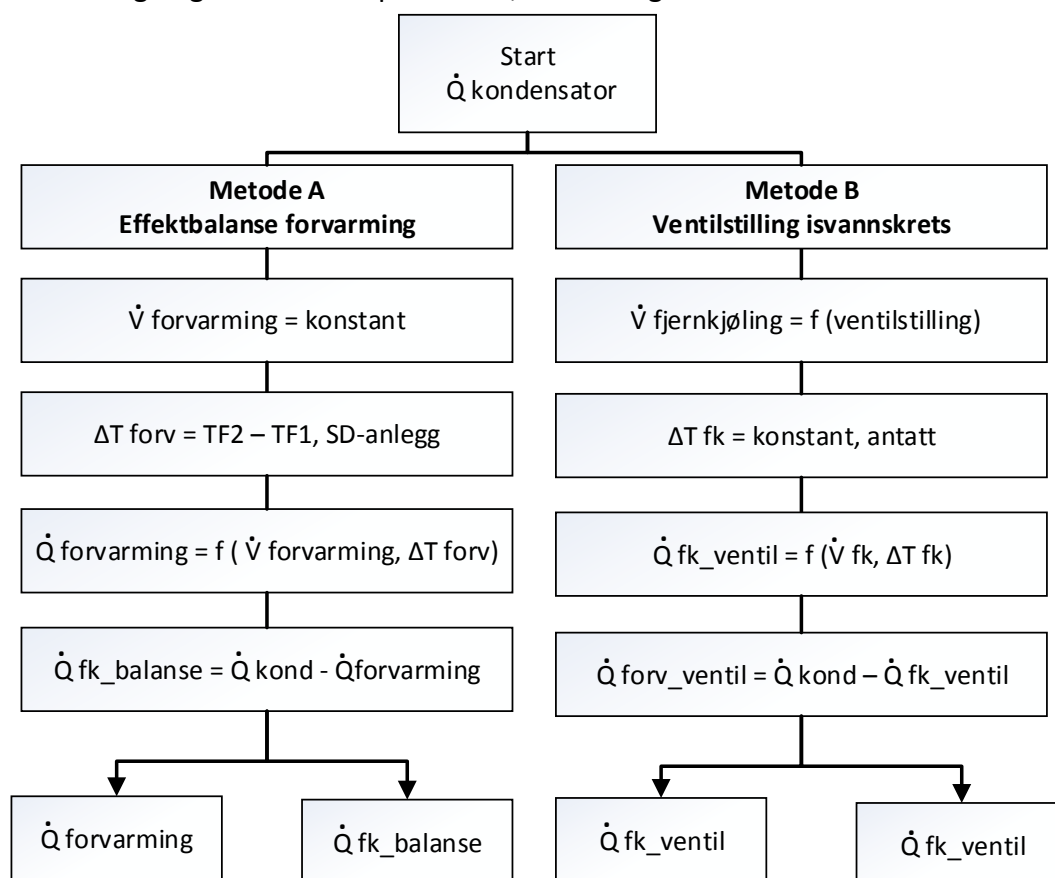
ΔT_{fk} Antatt temperaturløft i isvannskrets, på 8 og 10 K [K]

Tilsvarende som i metode for effektbalanse antas det at resterende overskuddsvarme i kondensatorkretsen går til den andre kretsen. Effektøptaket til forvarming av tappevann beregnes på nytt som:

$$\dot{Q}_{forvarming_ventil} = \dot{Q}_{kondensator} - \dot{Q}_{fjernkjøling_ventil} \quad (8.15)$$

8.1.5. SAMMENLIGNING OG FEILKILDER I MODELLENE

Figur 26 viser informasjonsflyten til de to metodene gjennomgått i kapittel 8.1.3 og 8.1.4. Ved start er kun overskuddsvarmen i kondensatorkretsen gitt. For å forenkle figurer og sammenligning i resultat i kapittel 11.1, er det valgt å forkorte metodene til metode A og B.



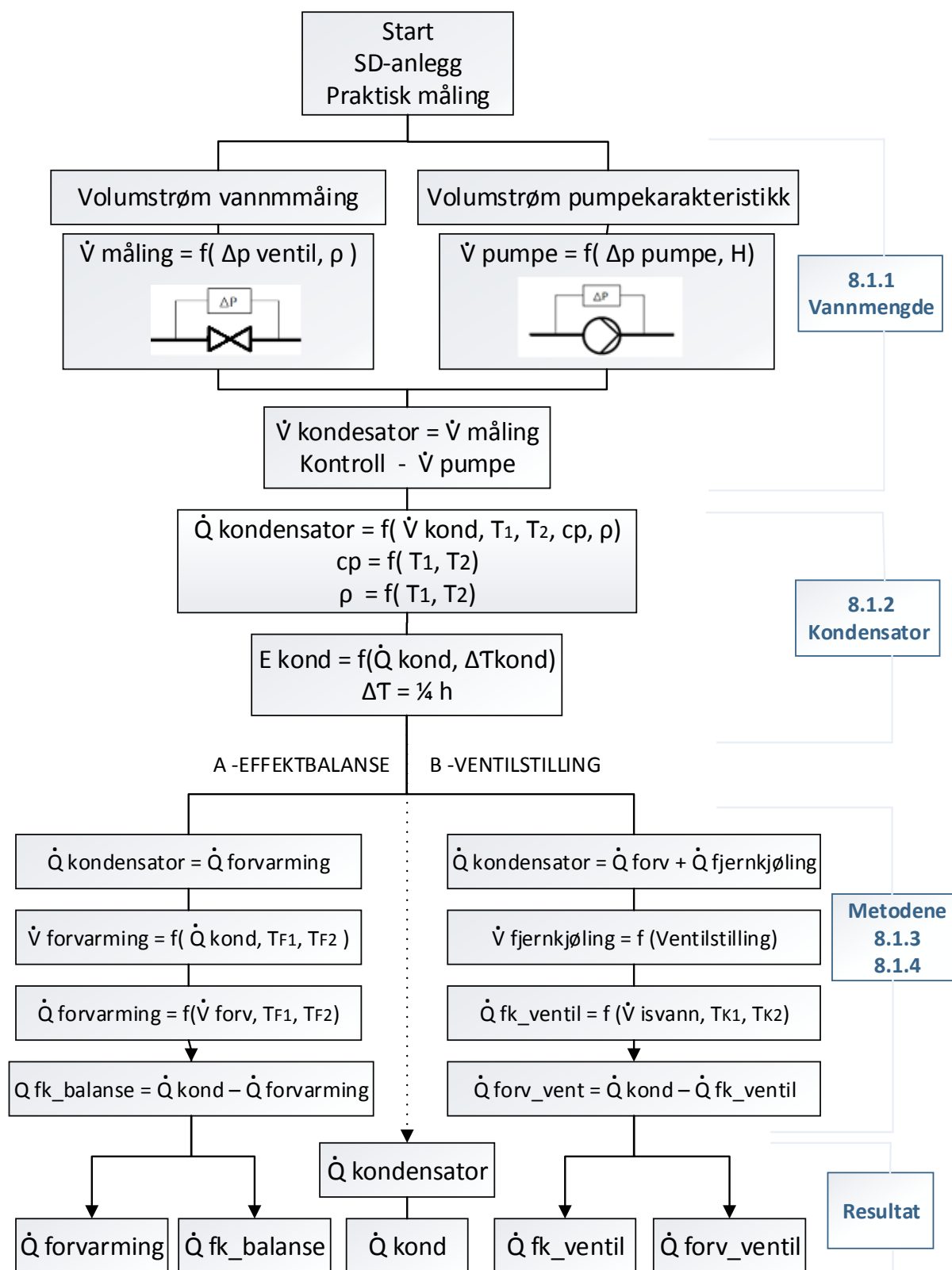
Figur 26 Informasjonsflyt for beregning av effekt til forvarming og fjernkjøling

I modellen er det mange variable som er med å innvirke på resultatene. Metodene bygger på flere antagelser og ulike måledata, som påvirker troverdigheten til resultatene. Ved valg av tilnærmede verdier øker usikkerheten i beregningene. Også måledata som hentes fra SD-anlegg vil trolig avvike fra virkelig drift i form av usikkerhet i sensorer og systematiske målefeil. Jo flere variable metodene bygger på, jo større blir usikkerheten.

For begge metodene er det mange variabler som er med å innvirke på resultatene. På grunn av ulike fremgangsmåter vil utfallet for de ulike metodene variere. Ved sammenligning av resultatene er ønskelig å studere:

- Variasjoner i effektopptak
- Effekt- og energiopptak for ulike driftssituasjoner
- Avvik i effekt og energi for de ulike metodene
- Sammenligning av totalt energiopptak per måned og kvartal.

Figur 27 illustrerer informasjonsflyten i hele modell 1 for varmeeffekt. Ved start er det kun måledata fra SD-anlegg tilgjengelig. Utenom dette beregnes effektfordelingen basert på målinger av vannmengder, avleste trykk og temperaturer samt antatte verdier.



Figur 27 Informasjonsflyt modell 1 Varmeeffekt fra vannmåling og temperaturlogg

AVVIKSBEREGNING FOR VARMEFORDELINGEN

For å se på usikkerheten i modell 1 beregnes ulikhetene mellom metodene ved hjelp av avviksberegninger. Det er til sammen resultater fra tre metoder som skal settes opp mot hverandre; effektbalansen, ventilm metode 8 K og ventilm metode 10 K. Det tas utgangspunkt i førstnevnte effektbalanse, der de to andre sammenlignes opp mot denne.

Standardavviket er et mål for spredning av verdier i et datasett, og forteller hvor langt de enkelte punktene gjennomsnittlig ligger fra gjennomsnittsverdien. Standardavviket beregnes som:

$$\text{Standardavvik} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(y - \bar{y}_i)^2}{n-1}} \quad (8.16)$$

Ofte er det interessant å sammenligne forskjeller mellom to grupper og ta stilling til om forskjellene er signifikante. Det kan da benyttes parvis sammenligning, også kalt parplanen. Metoden er på individuell basis med n par med data (x_i, y_i) . Det settes opp en best tilpasset lineær linje for verdiene, basert på minste kvadrats metode (lineær regresjon):

$$Y = ax + b \quad (8.17)$$

For hver verdi av x_i , er en feil i form av avvik fra den lineære linjen:

$$D_i = Y_i - y_i \quad (8.18)$$

D_i defineres for $i=1,2,\dots,n$ og analysen baseres på avvikene. (Wheeler and Ganji 2010) utdyper sammenligning av eksperimentelle data. Det tas utgangspunkt i effektbalansemetoden som fungerer som en referanse Y. Ut fra referansen beregnes standardfeil av estimatet (standard error of estimate), gitt som:

$$S_{xy} = \sqrt{\frac{\sum (y_i - Y_i)^2}{n-2}} = \sqrt{\frac{\sum D_i^2}{n-2}} \quad (8.19)$$

For å beregne tilstrekkelighet av den lineære regresjonen er determinantkoeffisienten R^2 :

$$R^2 = 1 - \frac{\sum (Y_i - y_i)^2}{\sum (y_i - \bar{y})^2} \quad (8.20)$$

8.2. MODELL 2 VARMEEFFEKT BASERT PÅ MÅLERE FORBRUKSVANN

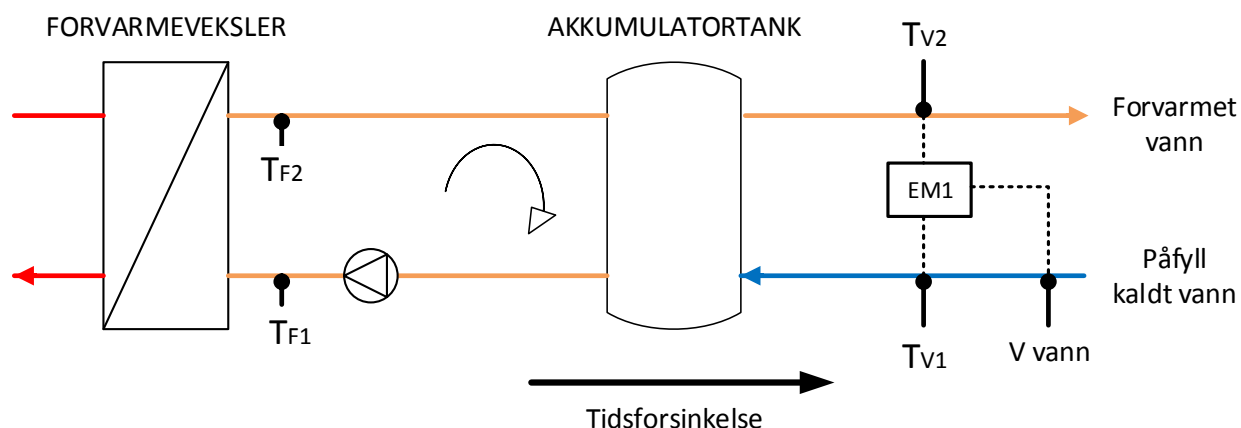
Modell 2 er kalt «Varmeeffekt basert på målere forbruksvann» tar for seg forvarming av tappevann og ettervarming av tappevann. Modellen skilles seg ut ved at det fokuseres på åpne kretser. Det er vannsirkulering i forvarmings- og ettervarmingskrets, men vannet sendes videre og går til slutt i sluk. Modell 2 bygger på måledata både fra Siemens EMC og SD-anlegget. I forskjell fra modell 1 bygger modellen på egne måledata fra tappevann, og ikke på verdier fra kondensatorkretsen.

Modell 2 tar først for seg overskuddsvarme levert til forvarming av tappevann. Verdiene er basert på en energimåler utplassert i forvarmingsanlegget, til høyre vist i Figur 28. Varmemengdene sammenlignes opp mot resultater i modell 1. Videre er av interesse å analysere forbruket av det forvarmet vannet. Per i dag føres det ingen oversikt over hvilke bygninger som utnytter overskuddsvarmen.

Til slutt gjennomgås ettervarming av tappevann for Akutten- og Hjerte-Lunge-senteret. Dette beregnes ved hjelp av ulike metoder, forklart i kapittel 8.2.2. Systemskjema i vedlegg 1 gir oversikt hele varmeforsyningen ved AHL. Øverst til venstre i vedlegg 1 vises hele anlegget for forvarming og ettervarming tappevann.

8.2.1. ENERGI MÅLER FORVARMING

Systemet for forvarming av tappevann er forklart i kapittel 3.4 og 5.4. Figur 28 viser en skisse av anlegget med plassering av målere. Energimåleren EM1 er plassert til høyre for akkumulatortankene og registrerer energitilførselen fra påfylling av kaldt tappevann til avtapping av forvarmet vann.



Figur 28 Plassering av energimåler for forvarming av tappevann

Energimåleren EM1 registrerer total energi til forvarming varmtvann, levert både til AHL, Gastro- og Bevegelsessenteret. De åtte akkumuleringstankene kan lagre 8000 l forvarmet vann. Grunnet akkumuleringen vil det være en tidsforsinkelse, en forskyvning i registrering for energimåler EM1 i forhold til varmeopptak fra kondensatorkrets registrert av T_{F1} og T_{F2} . Tidsforsinkelsen er markert med en pil i Figur 28. Akkumuleringen kan ha innvirkning på energimålinger på timer/dager, men vil ikke gi avvik over lange perioder som på månedsbasis.

For å studere energimengdene levert til forvarming basert på energimåler EM1, er to mulige løsninger. Det tas utgangspunkt i måleserier fra to datakilder, som har noe varierende verdier og ulike tidsperioder. Grunnet problem med målere, utdypet i kapittel 6, er det kun data over en måned per måleserie:

1. SD-anlegg

I SD-anlegg måles volumstrøm forvarmet vann og temperaturer på tur- og retursiden. Måleren registrerer fra og med 8.mars klokken 12 og har intervaller på 15 minutt. Fra SD-anlegget er det tilgjengelig måledata fra perioden: 9.mars – 8.april 2013

2. SiemensEMC

Fra 21.mars klokken 15.30 registreres volum og temperaturer Siemens EMC. I EMC kan det hentes ut data etter ønske, der minste intervall er hvert 15 minutt. I EMC er det tilgjengelig måledata fra perioden: 22.mars-22.april 2013

SAMMENLIGNER ENERGIMENGDER MED MODELL 1

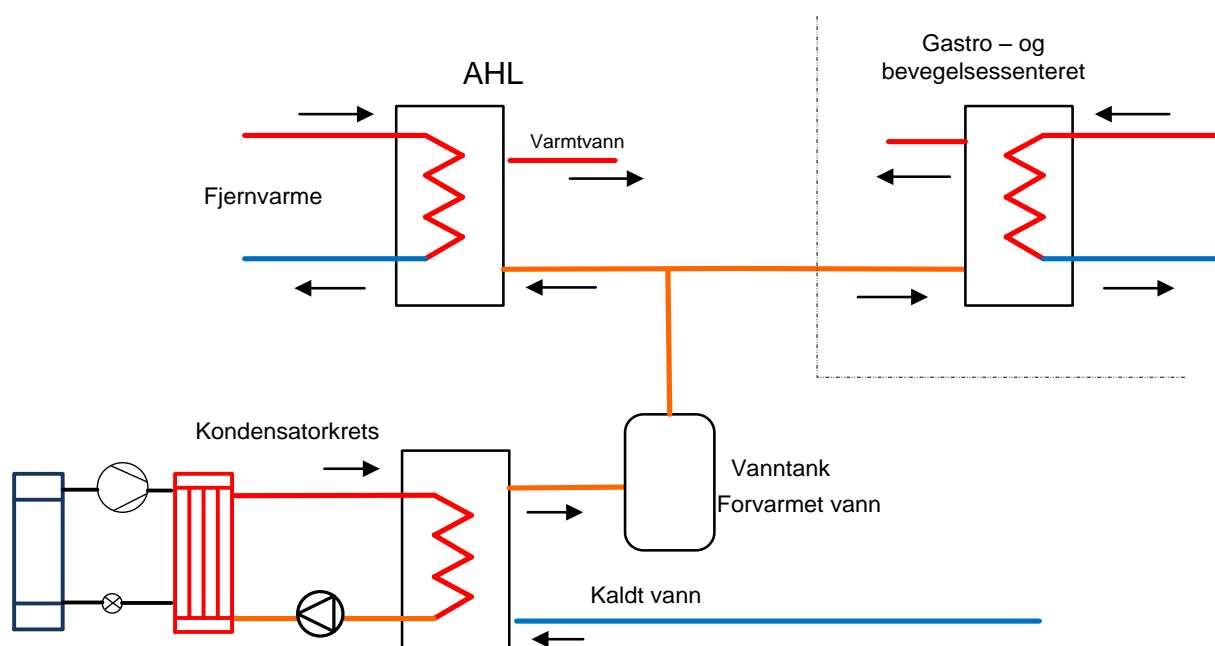
Modellen tar utgangspunkt i data fra SD-anlegg og Siemens EMC. Det er varierende kvalitet på måleseriene, der det har vært problem med logging og registrering av mengder. Modell 2 kan likevel benyttes som et mål for å indikere om antagelser i modell 1 «Varmeeffekt basert på vannmålinger og temperaturlogg» stemmer.

For å sammenlikne de to datakildene benyttes det en måleperiode der data fra SD-anlegg og EMC overlapper hverandre. Dette tilsvarer 17 dager med oppstart fra natt til 22. mars.

8.2.2. FORDELING TIL DE ULIKE BYGNINGENE

Figur 29 viser en illustrasjon av anlegget for forvarming tappevann og videre levering til Akutten og Hjerte-Lunge-senteret og nabobyggene Gastro- og bevegelses-senteret. Hvert av byggene ettervarmer tappevann med fjernvarme som varmekilde.

Anlegget i Figur 29 tilsvarer øverste halvdel av Figur 5, der kjølemaskin er vist helt til høyre i figuren og ettervarming via fjernvarme er vist til venstre. Nederste del av Figur 29 tilsvarer kjølemaskin og kondensatorkretsen vist i skissen over modell 1 i Figur 22. Isvannsvexler for dumping til fjernkjøling er ikke inkludert i Figur 29.



Figur 29 Forvarmet vann levert til ulike bygg for ettervarming fjernvarme

Forvarmet tappevann sees på som et positivt bidrag til sykehusbyggene. Det er ingen fakturering av forvarmet tappevann levert til hvert bygg, og det er dermed ingen detaljerte vann- eller energimålere som registrerer fordelingen som går til Gastro-senteret eller Bevegessenteret. I EMC er det målere som registrerer volum forvarmet vann. Det er usikkert om målerne er korrekte og måler hele vannopptaket. Et alternativ er dermed å studere total kaldtvannforbruk for de ulike byggene og gjøre et anslag ut fra dette.

Forvarmet vann levert til AHL beregnes som:

$$V_{AHL} = V_{total} - (V_{Gastro} + V_{Bev}) \quad (8.21)$$

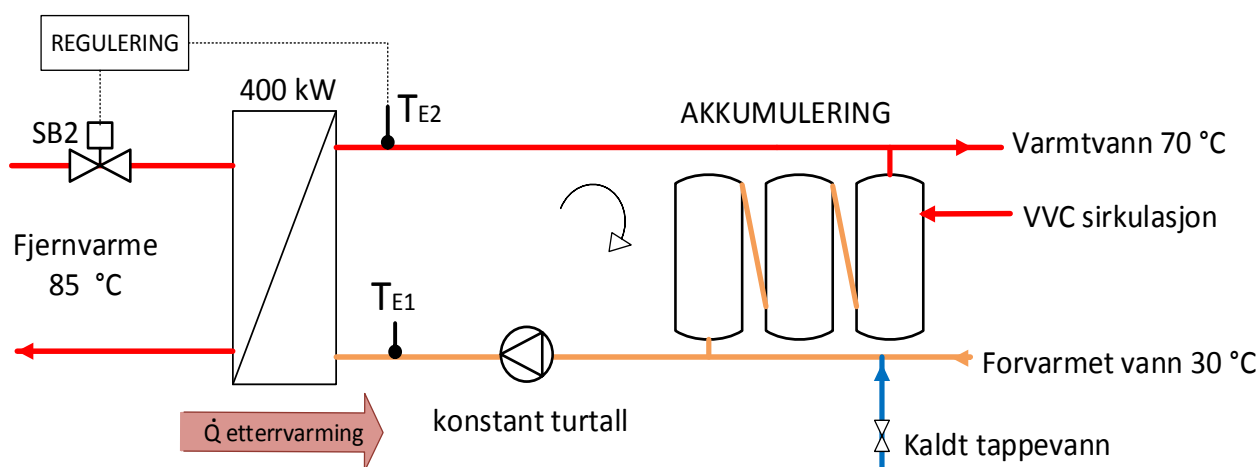
V_{total}	Volum vann registrert i energimåler forvarming [m^3]
V_{Gastro}	Volum vann levert til Gastro-senteret (to målere) [m^3]
V_{Bev}	Volum vann levert til bevegessenteret [m^3]

8.2.3. ETTERVARMING TAPPEVANN

Det er ingen energimåler knyttet opp mot ettervarming av tappevann hos AHL, vist øverst til venstre i Figur 5. Det kreves dermed alternative metoder for å beregne effekt- og energiforbruk. Videre gis det to metoder for varmeopptaket, både ved bruk av energioppfølgingsystem og SD-anlegget.

Figur 30 viser systemet for ettervarming av tappevann for Akutten og Hjerne-Lunge-senteret. Dette tilsvarer varmeveksleren vist øverst til venstre i Figur 29. Tappevannet sirkulerer med konstant turtall forbi varmeveksleren. Settpunkttemperatur på vannet ut fra veksleren er 80 °C, og en motorstyrt reguleringsventil på primærsiden av veksler regulerer varmeavgivelsen. Fem tanker på 1000 l akkumulerer varmtvann. Det er viktig at tappevannet oppnår tilstrekkelig temperaturer for å sikre mot legionella.

Vannet som sendes inn på ettervarmeveksler er en blanding av forvarmet vann og vann fra den kaldeste varmtvannstanken. Temperaturen kan dermed være så høy som 60 °C inn på tanken. Varmt vann på 70 °C tappes av tankene og sendes til blandeventil. Varmtvannet som ikke benyttes i bygget til en til enhver tid sirkulerer tilbake til tankene, vist som VVC i Figur 30.



Figur 30 Ettervarming av tappevann, fjernvarme og akkumulering

ETTERVARMING VANN BASERT PÅ ENERGIBALANSE FJERNVARME

Det er to metoder for å beregne varmeopptaket fra fjernvarme. Den første metoden bygger på energioppfølgningssystemet Siemens EMC. Varmeopptaket til tappevann registreres ikke direkte, men totalt varmeleveranse på primærside (hovedmåler) og opptak til ventilasjon og romoppvarming (undermålere) logges. De tre varmevekslerne er vist til venstre i Figur 5.

Som nevnt i kapittel 6.4 om feilregistrering og avvik i målinger, er det feilmålinger for fjernvarme i EMC for enkelte perioder. I store deler av januar var det registrert konstante verdier for sekundærkretsene som tyder på avvik. Dette ble vist i Figur 14. For en mindre periode i mars er det avvik i form av nullmålinger før «uendelig» høye verdier, som er viktige å være observant på.

Ved hjelp av en energibalanse med utgangspunkt i måledata fra EMC, beregnes energi til ettervarming tappevann i AHL som:

$$Q_{\text{ettervarming fjernvarme}} = Q_{\text{primær}} - (Q_{\text{radiator}} + Q_{\text{ventilasjon}}) \quad (8.22)$$

hvor

$Q_{\text{ettervarming fjernvarme}}$	Fjernvarme til ettervarming tappevann AHL [kWh]
$Q_{\text{primær}}$	Fjernvarme hovedmåler, levert totalt til AHL [kWh]
Q_{radiator}	Fjernvarme undermåler radiatorkrets AHL [kWh]
$Q_{\text{ventilasjon}}$	Fjernvarme undermåler ventilasjon AHL [kWh]

For å unngå negative verdier for energioptak til tappevann er det lagt inn effektbegrensing, slik at varmeeffekt er null ved negative verdier. Effektberegninger er som følgende:

$$Q_{\text{primær}} - (Q_{\text{rom}} + Q_{\text{vent}}) < 0 \rightarrow Q_{\text{ettervarming fjernvarme}} = 0 \quad (8.23)$$

ETTERVARMING VANN BASERT PÅ TEMPERATURLOGG SD-ANLEGG

Andre metode bygger på loggede verdier fra SD-anlegg. Ved hjelp av temperaturløft over varmeveksler T_{E1} og T_{E2} i Figur 30 og volumstrøm, beregnes varmeopptak fra fjernvarme.

Volumstrømmen gjennom fjernvarmeveksleren beregnes på tilsvarende måte som i modell 1. Det antas tilnærmet konstant volumstrøm i kretsen. Pumpene har ikke turtallsregulering og går derfor med jevn drift. Pumpene står vertikalt, slik at geodetisk forskjell må inkluderes.

1. Pumpearbeid. Trykket leses av et manometer manuelt. Dersom manometer ikke er differansetrykkmåler, må høydeforskjellen Δh_p mellom trykkmålerne registreres.

$$\dot{V}_{ettervarme_pumpe} = f(H(\Delta p), \Delta h_p) \quad (8.24)$$

2. Vannmålinger. Også for varmt tappevann er det en forhåndsinnstilt reguleringsventil. Her kan vannmålinger utføres manuelt ved hjelp av måleinstrument.

$$\dot{V}_{ettervarme_måling} = f(\dot{V}_{m\ddot{a}lt\ ettervarmekrets}) \quad (8.25)$$

Også for ettervarming av tappevann antas det at vannmålinger er mer korrekte enn avleste verdier for pumpearbeid. Volumstrøm basert på pumpekarakteristikk brukes som en kontrollberegning. Ved utgangspunkt i temperaturmålinger T_{E1} og T_{E2} fra SD-anlegget og målt vannmengde, finnes varmeeffekten til ettervarming av tappevann som:

$$\dot{Q}_{ettervarming_m\ddot{a}lt} = \dot{V}_{ettervarme_måling} \cdot \rho_{vann} \cdot c_{p\ vann} \cdot \Delta T_{EV} \quad (8.27)$$

I SD-anlegget måles ventilstillingen til reguleringsventilen i primærkretsen for forvarmet tappevann, SB2 i Figur 30. Det er ikke gjort praktiske vannmålinger tilknyttet ventilen. I kapittel 7.3 er vannmengde som funksjon av ventilstillingen utdypet. Volumstrømmen over ventilen er avhengig av trykkfallet over ventilen og ventilens autoritet i nettet, som er ukjente variabler. Det mangler også temperaturmålere i primærnettet for å gi en fullstendig oversikt over varmeavgivelsen.

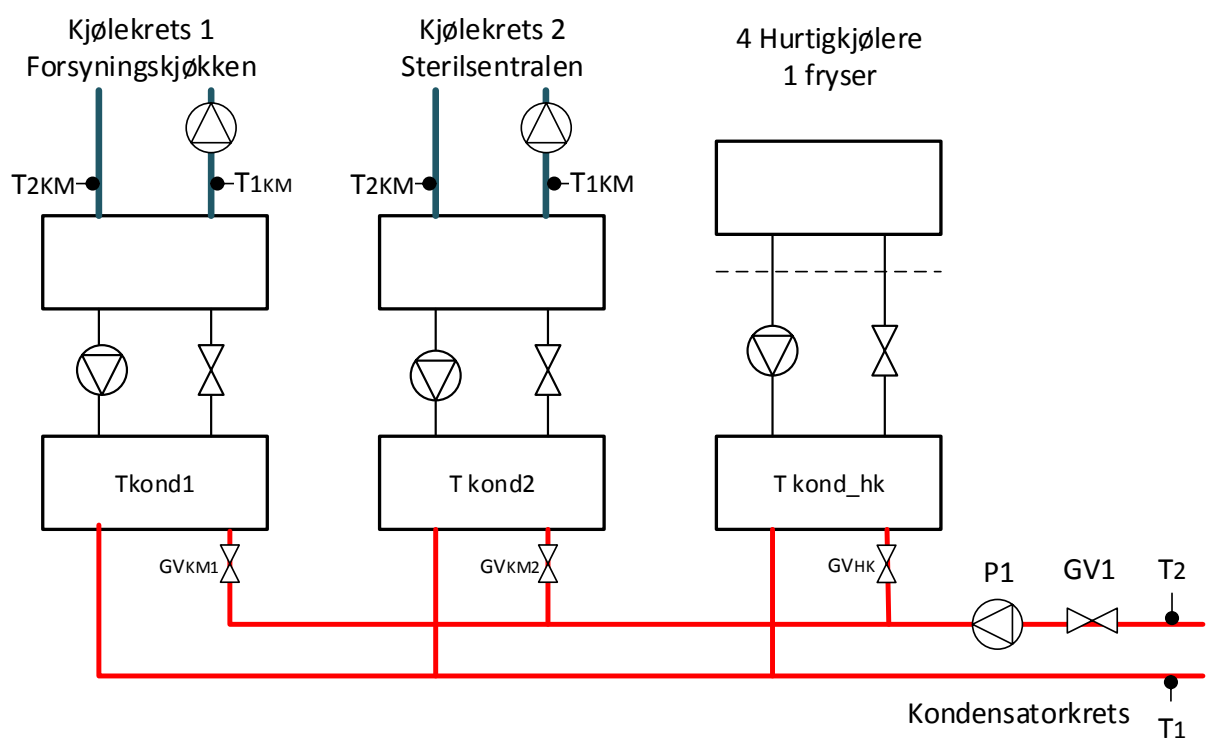
Ventilstillingen kan benyttes som en indikator for levert effekt i forhold til dimensjonering. Varmeveksleren er installert med en effekt på 400 kW. Ved å anta lineær sammenheng mellom effektopptak og ventilstilling, kan dette være en prediksjon.

8.3. MODELL 3 VARMEEFFEKT BASERT PÅ SPILLVARMEKILDER

I modell 3 «Varmeeffekt basert på spillvarmekilder» er hovedfokuset lagt til kjølemaskinene og driften av dem. Ved hjelp av alternative beregning skal varmebidraget fra kjølemaskinene analyseres. Det anvendes ytelsesdata for kjølemaskinene for å estimere kondensatorvarme.

Figur 31 viser en skisse over anlegget til modell 3 «Varmeeffekt basert på spillvarmekilder» med kondensatorkretsen og kjølemaskiner. Dette tilsvarer kjøleanleggene vist i Figur 10. Alle hurtigkjølerne er identiske. Som forenkling antas det tre ulike kjølemaskiner, der hurtigkjølerne og fryserne er slått samme til ett samlet anlegg. De tre kjølemaskinene utgjør:

- Kjølemaskin 1 - 352.01 Forsyningskjøkken
- Kjølemaskin 2 - 352.02 Sterilsentralen
- Fire hurtigkjølere og en frysekjøler



Figur 31 Anlegg til modell 3 Varmebidraget fra kjølemaskinene

Hensikten er å studere varmebidraget til kondensatorkretsen på et annet grunnlag, med fokus på spillvarmekilden. Kondenseringstemperaturer for kjølemaskinene vist som Tkond i Figur 31, er valgt med tanke på utnyttelse av spillvarme. Dette er ikke nødvendigvis optimalt i forhold til driftsforhold og effektiviteten til anleggene. Elektrisitetsforbruk og effektfaktor til kjølemaskiner settes opp mot varmebidrag og temperatur i kondensatorkretsen. Ideelt sett burde finnes brytepunkt for optimal temperatur i forhold til effektivitet av kjølemaskiner og turtemperatur T1 i kondensatorkretsen. Dette blir ikke utført i denne rapporten.

I kapittel 5.6 ble kjølemaskinene introdusert med tilgjengelige målere. Grunnet lite instrumentering tilknyttet kjølemaskinene er det laget antagelser og alternative beregninger for å finne generert varmebidrag. Målinger under drift kombinert med data fra produsenter gir ytelseskurver som kan benyttes til å studere effekter og temperaturnivå.

Det finnes flere viktige begreper ved energiberegninger av varmepumpende systemer. Valg av metode er avhengig av anleggstype og hvordan en ønsker å fremstille energiforbruket. Det gis her en innføring i kjølemaskin og viktige formler som benyttes senere i modell 3.

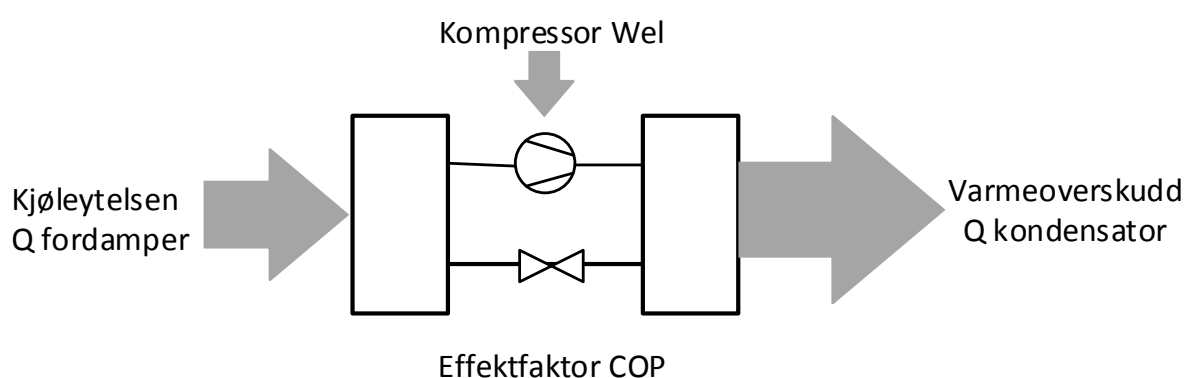
EFFEKTFAKTOR COP

Effektfaktor for et varmepumpeaggregat angir energieffektiviteten ved en gitt driftstilstand. Effektfaktor beregnes som forholdet mellom avgitt termisk effekt fra aggregatet og tilført elektrisk effekt fra kompressor, samt pumper og vifter. Det skilles mellom effektfaktor for varmepumpe ved varmedrift og effektfaktor for kjølemaskin ved kjøledrift.

Figur 32 viser en kjølemaskin med hovedkomponenter og energiflyt. Dersom vi antar at det er lite tap i den varmepumpende prosessen, eller at tapet går over i varmeform i kondensator, kan følgende uttrykk stilles opp (Stene 2001):

$$\dot{Q}_{kondensator} = W_{el} + \dot{Q}_{fordamper} \quad (8.27)$$

$$COP_{kjølemaskin} = \frac{\dot{Q}_{fordamper}}{W_{el}} = \frac{\dot{Q}_{fordamper}}{\dot{Q}_{kondensator} - \dot{Q}_{fordamper}} \quad (8.28)$$



Figur 32 Enkel skisse av kjølemaskinen og dens parametere

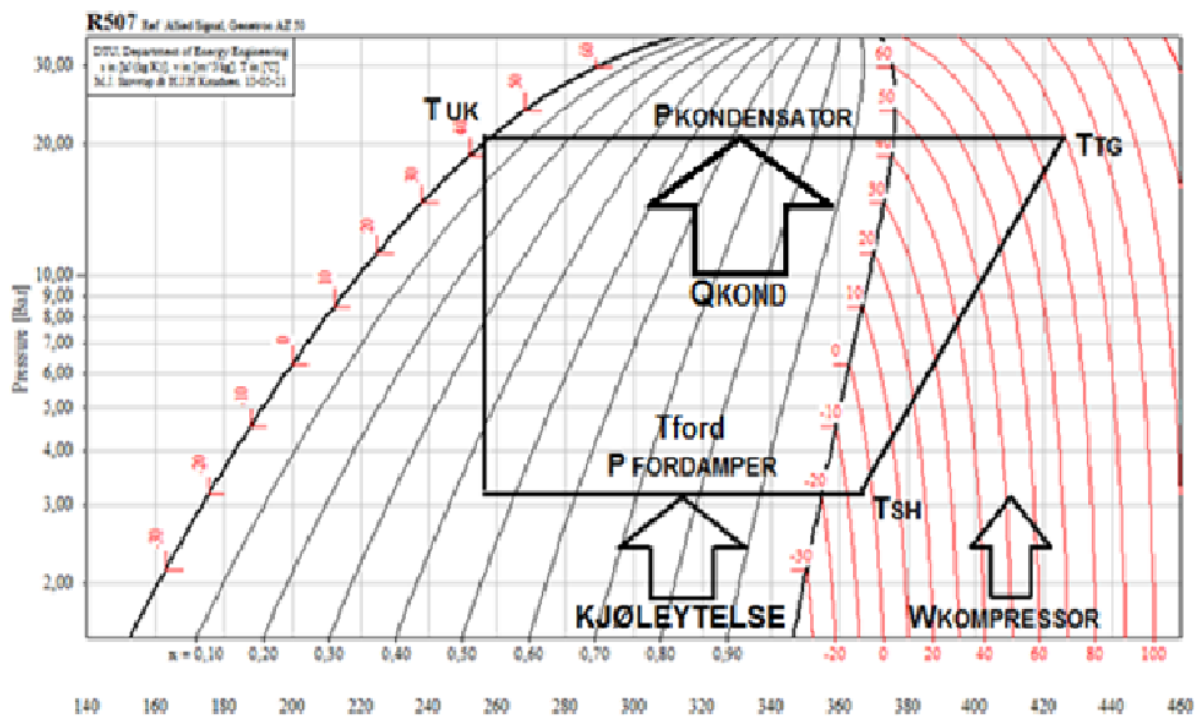
Effektfaktor benytter kun momentanverdier, det vil si verdier for et gitt driftspunkt. Effektforbruket gjenspeiler ikke det virkelige forbruket over tid, og kan dermed gi misvisende verdier for effektivitet. Effektfaktor kan likevel brukes til å sammenligne anleggene, og analysere planlagt energieffektivitet for dimensjonerte ytelser av anleggene.

TRYKKFORHOLD

Trykkforholdet viser forholdet mellom trykket i kondensator og trykket i fordamper. Temperaturnivået for kuldemediet er direkte knyttet til trykket i komponentene, slik at økt trykknivå gir økt temperaturløft og dårligere driftsegenskaper. Trykkforholdet beregnes som:

$$\text{Trykkforhold} = \frac{P_{\text{kondensator}}}{P_{\text{fordamper}}} \quad [-] \quad (8.29)$$

Figur 33 viser et trykk-entalpi-diagram med en varmepumpende prosess. Kjøleytelsen i fordamper \dot{Q}_{ford} og kompressoreffekt $W_{\text{kompressor}}$ utgjør til sammen varmeavgivelsen i kondensator \dot{Q}_{kond} . Temperatur i fordamper T_{ford} og kondensator T_{kond} indikerer temperatur- og trykkforholdet kjølemaskinen jobber med.



Figur 33 Trykk-entalpi-diagram (logP-h) med inntegret kjøleprosess

Figur 33 viser områdene for overheting i siste del av fordamper, merket om T_{SH} for superheat. Sugegastemperaturen T_{SUCTION} er i tilsvarende område ved innløpet til kompressor. Etter kompressor er trykkgastemperaturen T_{TG} og etter kondensator er underkjøling T_{UK} .

Effektfaktor avtar med redusert fordampningstemperatur. Dersom temperatur reduseres, på varmekilde for varmepumpe eller kjølekrets for kjølemaskiner, reduseres effektiviteten til anlegget. Effektfaktor vil også avta med økt kondenseringstemperatur, som tilsvarer høyere temperaturkrav i varmedistribusjonssystemet (varmekrets, overskuddsvarme, dumping).

8.3.1. YTELSESKURVER OG DRIFTSDATA FRA PRODUSENTER

Produsent av kompressorene i kjølemaskinene har egne datablad med tabeller for kuldeytelse, effekt til kompressor, massestrøm kuldemedium og effektfaktor COP. Ettersom anleggene er lite instrumentert er dette gode datagrunnlag som er gitt for de aktuelle kjølemaskinene. Verdiene er oppgitt for ulike kondensering- og fordampningstemperaturer og kan settes opp som:

$$\dot{Q}_{fordamper} = f(T_{fordamper}, T_{kondensator}) \quad (8.30)$$

$$W_{kompressor} = f(T_{fordamper}, T_{kondensator}) \quad (8.31)$$

$$COP_{kjølemaskin} = f(T_{fordamper}, T_{kondensator}) \quad (8.32)$$

For å vise sammenhenger mellom temperaturendringer og ytelser for kjøleanleggene, bør ytelsene settes opp oversiktlig. Dette gir bedre forståelse for hva som skjer for varierende temperaturer i fordamper og kondensator.

YTELSESKURVER FOR KJØLEMASKINENE

Kjølemaskin 1 og kjølemaskin 2 er kompakte væskekjøleaggregat med scrollkompressorer og loddede platevekslere i en enhet. Driftsdata hentes ut fra tekniske spesifikasjoner for installert kompressorer for de to kjølemaskinene. Kjølemaskinene har Danfoss Performer-kompressorer, men har ulik størrelse og antall gitt i Tabell 10.

Tabell 10 Informasjon om kompressor i kjølemaskinene

	Type	Antall kompressor	Reguleringstrinn	Maksimal stopp per time
Kjølemaskin 1	SZ185S4CC	4	5	12
Kjølemaskin 2	SZ125S4CC	2	3	12

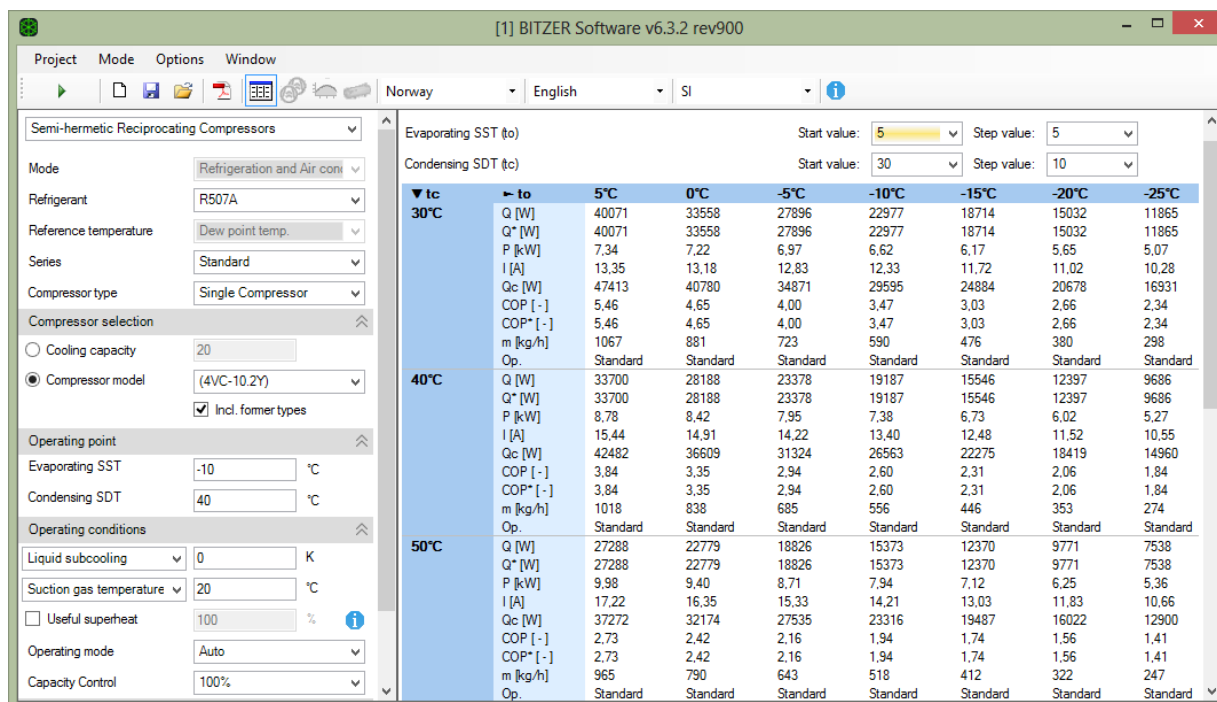
Danfoss oppgir ytelser for kompressorene med to sertifiseringsstandarder, Asercom og ARI. Asercoms vilkår er underkjøling 0 K og overheting 10 K. ARI opererer med underkjøling på 8,3 K og overheting på 11,1 K. Usikkerheten på ytelsesdataene gitt til +/- 5 % for begge standardene (Danfoss, Danfoss 2010).

Det skjer en underkjøling i prosessen i kjølemaskinene og av den grunn er det valgt å ta utgangspunkt i ARI-standardens modell 3. Det antas da underkjøling på 8,3 K.

Tabell 10 gir informasjon om antall kompressorer og reguleringstrinn. Ytelsesdata fra produsent gjelder for én kompressor, slik at antall kompressorer i drift må tas høyde for.

YTELSESKURVER FOR HURTIGKJØLERE

Figur 34 viser et utkast av Bitzer software som er produsent av hurtigkjølerne og fryseren. Bitzer software fungerer som et hjelpemiddel for å hente ut verdier, og gir ut driftsdata for gitt kompressortype og kuldemedium. Programmet gir ut ytelsesdata ved input av ønskede parametere, som trykk, underkjøling, trykkgasstemperatur, frekvens og spenningsnivå.



Figur 34 Utklipp av Bitzer software for med inputdata og ytelsesdata

Hver morgen startes hurtigkjølere for rask avkjøling av ferdigprodusert mat. Under en aktiv driftsperioden på 90 minutt er det foretatt målinger av relevante variable ved anleggene. Metodikk og resultater for driftsmålingene er gitt i kapittel 8.3.4 og 8.3.5.

Inputvariable i programmet er basert på gjennomsnittet av målingene. Gjennomsnittlig er fordampningstemperatur T_{ford} målt til -20.6 °C og kondenseringstemperatur T_{kond} er målt til 42.3 °C. Temperaturene er lest direkte av termometer på kjøleanleggene.

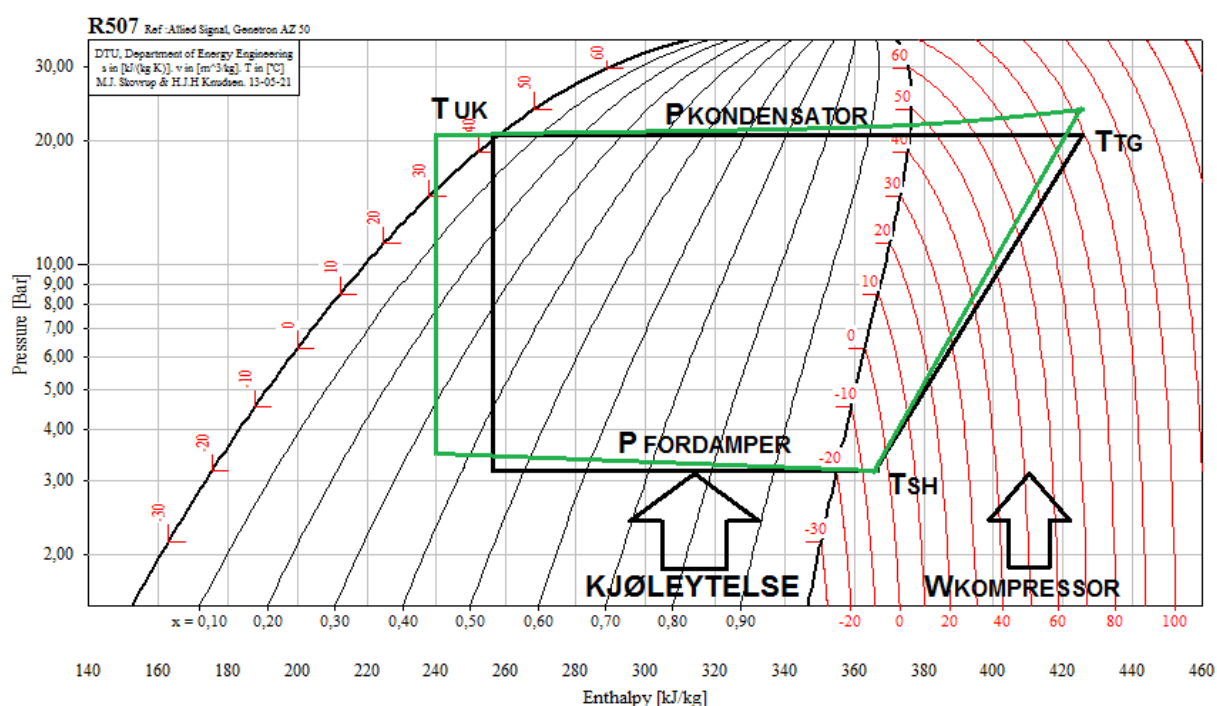
Under måling ble også to termoleddninger for benyttet å registrere temperaturer. Disse var plassert før og etter kompressor for å bestemme overheting ut av fordampner (sugetrykket) og trykkgasstemperaturen før kondensator. Sugegasstemperaturen er gjennomsnittlig målt til 9 °C. På slutten var temperaturen nede i $5,3$ °C, som tilsvarer en overheting på 25 K. Ettersom termoelementene er plassert på utside av røret avtas det en treghet i målingene. Temperaturen sank jevnt over måleperioden, slik at siste måling trolig er mest korrekt.

Trykkgasstemperaturen er maksimalt målt til $95,3$ °C, med et gjennomsnitt på $90,7$ °C.

Det antas underkjøling på 0 K, som er forhåndsinnstilt i programmet. Ved virkelig drift vil det trolig være noe underkjøling etter kondensator, men dette er ikke målt aktivt.

Figur 35 viser et forenklet trykk-entalpi-diagram med prosess i hurtigkjøleren, markert med svarte prosesslinjer. Prosessen er basert på gjennomsnittsverdier fra måleperioden, som også er benyttet for å finne driftsdata.

De grønne linjene i Figur 35 viser tilsvarende prosess med underkjøling, overhetingstap og trykktap i vekslere. Ved underkjøling vil T_{UK} forflytte seg til venstre i diagrammet, som gir større kjøleytelse med økt varmeopptak i fordampere, bedre effektfaktor og økt overskuddsvarmen fra kondensator. De grønne prosesslinjene vil trolig være mer lik virkelig drift av anlegget, men er neglisjert i forenklingen.

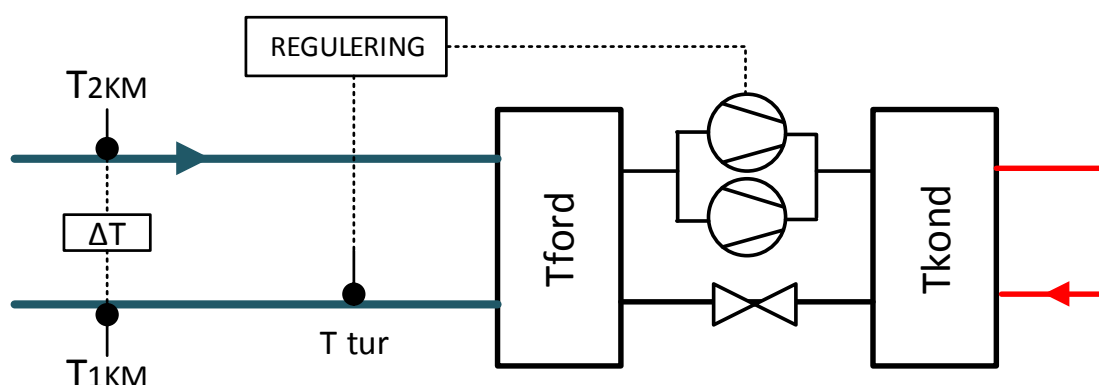


Figur 35 Trykk-entalpi-diagram med prosess av hurtigkjøler inkludert tap og underkjøling

8.3.2. DRIFTSKURVER MED SETTPUNKTTEMPERATUR FORDAMPER

Kjølekapasiteten er vesentlig for driften av kjølerommene, som skal holde stabile temperaturer. For de indirekte kjølekretsene er det settpunkttemperatur på turvannet til kjølerommene, 9 °C til sterilsentralen og -2 °C til forsyningskjøkkenet. Antall kompressorer i drift reguleres ut fra registrert turtemperatur T_{1KM} .

Figur 36 viser en kjølemaskin der turtemperaturen i kjølekretsen, regulerer driften av kompressorene. I tillegg måles temperaturene både i tur og retur i kjølekretsen i SD-anlegg.



Figur 36 Regulering og temperaturregistrering i kjølekretsene

Fordampningstemperatur varierer med endring i driften til kjølemaskinene. Ved flere kompressorer i drift synker fordampningstemperatur. Krav til temperatur på vann til kjølerommene begrenser variasjonen for fordampner og avlest temperatur under drift er gitt i Tabell 11.

Tabell 11 Avleste og valgt temperaturer for fordampner i kjøleanleggene

Anlegg	Avlest temperatur fordampner	Valgt settemperatur fordampner
Kjølemaskin 1	- 6 °C til -12 °C	-10 °C
Kjølemaskin 2	2.2 °C til 3.1 °C	2.5 °C
Hurtigkjølere	-19.5 °C til - 23.5 °C	-20.6 °C
Fryseanlegg	- 28 °C	-28 °C

Det tas utgangspunkt i avleste fordampningstemperaturer, T_{ford} . Dersom det ikke skjer systemendringer eller utbygninger av kjølerommene i sterilsentralen eller på forsyningskjøkken, så vil settpunkt fordampertemperaturene holdes konstante. På denne måten kan en studere ytelseskurver av effektfaktor for hvert anlegg, som funksjon av kondenseringstemperaturen. Dette vil gi et oversiktsbilde over kjølemaskinenes ytelser ved gitte temperaturer, som er en viktig del av modell 3 «varmeeffekt fra spillvarmekilder».

8.3.3. VANNMENGDER TILKNYTTET KJØLEMASKINENE

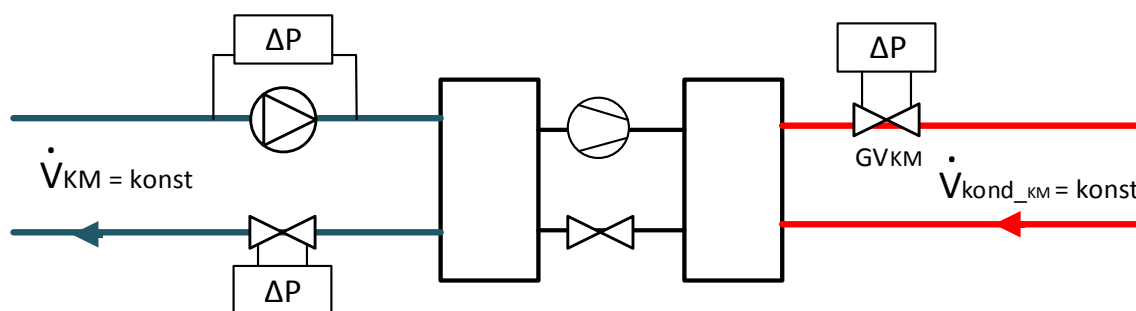
Det mangler vannmålere både i kondensatorkrets, vist nede i Figur 31, og for kjølemaskinenes kjølekretser, vist oppe i Figur 31. For å beregnes energimengder i basert på temperaturlogger, som i kapittel 8.1, er det nødvendig å bestemme vannmengdene.

Volumstrømmen i kondensatorkrets inn til hver av kjølemaskinene er tilnærmet konstant. Også her er det forhåndsinnstilte reguleringsventiler, vist som GV_{KM} i Figur 31, som gir liten endringer i driften av kondensatorkretsen. Ved hjelp av vannmålinger tilknyttet hver av kjølemaskinene, kan volumstrøm beregnes som:

$$\dot{V}_{kond_km} = f(\text{målt kondensatorkrets}) \quad (8.33)$$

\dot{V}_{kond_km} Volumstrøm i kondensatorkretsen inn til hver kondensator [l/s]

Figur 37 viser en skisse av en kjølemaskin med tilhørende målepunkter. Til høyre vises kondensatorkrets med innreguleringsventil, GV_{KM} . Trykkdifferansen over ventilen gir volumstrøm inn til kondensator. Til venstre vises kjølekretsen, der volumstrøm bestemmes både ved bruk av ventil og ved pumpearbeid.



Figur 37 Vannmengder tilknyttet kjølemaskinene

Kjølekretsene sirkuleres ved hjelp av pumper. På samme måte som for kondensatorkretsen kan volumstrøm beregnes ved hjelp av løftehøyde (trykk) og pumpekarakteristikk, som i kapittel 8.1. Her er det viktig å ta hensyn til glykolandelen i kretsene.

$$\dot{V}_{kjølekrets_pumpe} = f(H(\Delta p)) \quad (8.34)$$

I tillegg bestemmes volumstrøm via vannmålinger over reguleringsventiler:

$$\dot{V}_{kjølekrets_måling} = f(\text{målt i kjølekretser kjølemaskin 1 og 2}) \quad (8.35)$$

Hurtigkjølerne og hurtigfryser, vist i Figur 10, er direkte kjøleanlegg med fordampere utplassert i kjølerom. Kuldemediet fordampes direkte i kjølerommene, uten en kjølekrets. Det er dermed ikke aktuelt å hente ut vannmengder for sekundærsiden.

8.3.4. AVLESNINGER UNDER DRIFT – HURTIGKJØLERNE

Hurtigkjølerne til høyre i Figur 31 har en oppstartperiode på morgenen, når forsyningskjøkkenet startes opp og varer settes i kjølerommene. Ved å gjøre målinger i denne oppstartsperioden for et anlegg, utvikles det en driftsprofil. Verdier leses av temperatur- og trykkgiver integrert i aggregatene. I tillegg måles trykkgass- og sugegass-temperatur ved hjelp av termometer og motstandselement. Variablene og prosessen ble vist i Figur 35, og kan summeres opp som:

- $T_{\text{fordamper}} = f(P_{\text{fordamper}})$
- $T_{\text{kondensator}} = f(P_{\text{kondensator}})$
- Overheting , sugetrykk inn på kompressor T_{SH}
- Trykkgasstemperatur ut av kompressor T_{TG}
- Vanntemperatur kondensatorkrets $T_{1_{HK}}$



Figur 38 Hurtigkjøler utstyrt for måling av temperaturer og vannmengde

Figur 38 viser en hurtigkjøler utstyrt for måling av temperaturer og vannmengde. Til høyre i bildet utføres det vannmåling i kondensatorkrets tilknyttet hurtigkjøleren. Målingene utføres over innreguleringsventilen. Under ventilen er det manuelle termometer for avlesning av tur- og returtemperatur i kretsen.

På toppen av kompressoren ligger termometer for måling av temperaturer. En måleledning føres ned mot innløpet til kompressor hvor deksel er fjernet. Andre ledning er teipet på røret etter kompressor.

Videre er målet å finne varmeeffekten fra kjølemaskinens kondensator. Dette kan utføres på to måter, vist i ligning (8.36) og ligning (8.37). Ligning (8.36) baseres på vannmålinger og vanntemperaturer lest under drift. Kondensatoreffekten beregnes som:

$$\dot{Q}_{kondensator_hk} = \dot{V}_{kond_hk} \cdot \rho_{vann} \cdot c_{p\ vann} \cdot \Delta T_{drift} \quad (8.36)$$

Ligning (8.37) er basert på entalpiendringen i prosessen, som er integrert i Coolpack. Ved bruk av CoolPack kan kjøleytelse, kompressorarbeid og kondensatorvarme analyseres. Coolpack beregner kun momentane verdier. Ettersom variablene endres under måleperioden er det valgt å dele beregningen opp i to deler.

Inputverdier i programmet basers på avleste verdier og driftsprofilen, som er oppsummert i trykk-entalpi-diagrammet i Figur 35. Det er ikke gjort målinger av underkjøling, slik at den er satt til 0 K. Isentropisk virkningsgrad er satt til 0,7 som er forhåndsinnstilt i programmet. Også trykktap i vekslerne er forhåndsinnstilt til 0,5 K.

Massestrømmen av kuldemediet i kretsen er hentet ut fra ytelsesdata fra Blitzer software, for de aktuelle fordampnings- og kondenseringstemperaturene. Varmeeffekten til kondensator beregnes som:

$$\dot{Q}_{kondensator_hk_coolpack} = \Delta h_{Coolpack} \cdot \dot{m}_{kuldemedie} \quad (8.37)$$

Varmeeffektene i ligning (7.36) og (7.37) summeres opp over driftsperioden på 85 minutter som:

$$Q_{hurtigkjøler} = \sum \dot{Q}_{kondensator} \cdot \Delta \tau \quad (8.38)$$

Det er ingen instrumentering som angir driftstidene. Hurtigkjølerne er derimot forutsigbare grunnet avhengigheten til driftspersonellet på forsyningskjøkkenet. De er hovedsakelig i drift på dagtid i hverdager, men står i standby døgnet rundt. Utenom aktiv kjøledrift av anleggene, slår de inn og ut for å opprettholde trykknivået. Hurtigkjølerne bør ikke startes og stoppes mer enn 8 ganger i timen, og det er lagt inn en minimal kjøretid på 3 minutt. Eventuelle varmebidrag andre deler av døgnet er neglisjert. Det antas at alle kjølemaskinene driftes en gang om dagen, mandag til fredag.

Frysekjøleren kjøler ett større fryserom. Anlegget har lengre driftstid enn hurtigkjølerne, ettersom fryserommet konstant holdes kaldt. Til gjengjeld har det mindre kapasitet med en kjøleeffekt på kun 5 kW. Dette er en fjerdedel av kjøleytelsen til en av hurtigkjølerne. Det er ikke gjort videre målinger på dette anlegget, og det antas at fryser har lik drift og energiavgivelse som en hurtigkjøler.

8.3.5. TEMPERATURLOGGING KJØLEKRETS – KJØLEMASKINENE

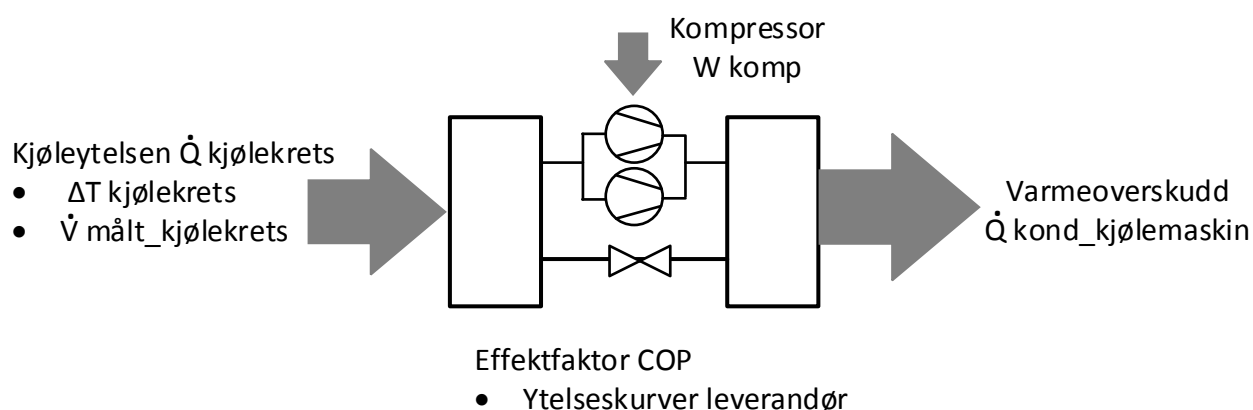
Kjølemaskin 1 og kjølemaskin 2 i vist til venstre i Figur 31, vil gi et betydelig større varmebidrag enn hurtigkjølerne. Som forklart i kapittel 5.6 er også disse anleggene dårlig instrumentert og har få målepunkter som logges. Det kreves dermed gode antagelser for kjølemaskinene. Metoden for å bestemme varmeeffekt fra kjølemaskinene baseres på temperaturer, målte vannmengder og beregnet effektfaktor COP. I tillegg utføres det en kontrollberegning i Coolpack.

VARMEEFFEKT TEMPERATURLOGGING KJØLEKRETSE

Både for kjølemaskin 1 og 2 logges temperaturer i kjølekretsene i SD-anlegget. Figur 36 i kapittel 8.3.2 viser målepunkter for tur- og returtemperatur i kjølekretsene. Kjøleeffekten i isvannskretsene kan beregnes med utgangspunkt i tre punkter:

- Vannmengde i kjølekretsene fra vannmåling og basert på pumpekaraktistikk. Målepunkter er vist til venstre i Figur 37.
- Turtemperatur fra fordamper T_{1KM} , Figur 36, målt i SD-anlegg for 1.kvartal 2013
- Returtemperatur til fordamper T_{2KM} , Figur 36, målt i SD-anlegg for 1.kvartal 2013

Figur 39 viser en skisse av en kjølemaskin med parametere brukt i beregning. Til venstre vises kjølekretsen tilknyttet fordamper, med tilknyttet temperaturer og målt vannmengder. Ved hjelp av effektfaktor hentet fra leverandørdata, beregnes tilført kompressoreffekt W_{komp} , og gir varmeeffekt levert til kondensatorkretsen vist til høyre i Figur 39.



Figur 39 Kjølemaskin 1, effektberegning med utgangspunkt i en varmepumpende krets

Dersom tur- og returtemperatur er lik, er det antatt null kjøleeffekt fra fordamper. Dersom turtemperatur T_{1KM} er lavere enn returtemperaturen T_{2KM} antas det at kjølemaskinen driftes og gir kjøleeffekten $\dot{Q}_{kjøling}$. Antagelsene om temperaturene kan stilles opp som:

$$T_{1KM} = T_{2KM} \leftrightarrow \dot{Q}_{fordamper_kjøling} = 0 \quad (8.39)$$

$$T_{1KM} < T_{2KM} \leftrightarrow \dot{Q}_{kjøling} > 0 \quad (8.40)$$

Det antas at temperaturreduksjon over fordamper tilsier at anleggene er i drift, vist i ligning (7.40). Målt volumstrømmer og logget temperaturnivå gir kuldeytelse som:

$$\dot{Q}_{kjølemaskin} = \dot{V}_{kjølekrets_måling} \cdot \rho_{glykol} \cdot c_{p\ glykol} \cdot \Delta T_{kjølekrets} \quad (8.41)$$

Ut fra turtemperatur i kjølekrets T_{1KM} og turtemperatur kondensatorkrets T_1 , begge vist i Figur 31, gis effektfaktor i ytelsesdata fra produsent. Dette er tilsvarende ytelsesdata som er gitt i kapittel 8.3.1. Se resultater i kapittel 11.3.1 og der effektfaktor er vist i Figur 74. Effektfaktor interpoleres ut for hver effektberegning, per 15 minutt. Resultat av beregnet effektfaktorer er vist i Figur 81 i resultater, og kan interpoleres som:

$$COP_{kjølemaskin} = f(T_{kond}, T_{ford}) \quad (8.42)$$

Det vil være temperaturløstap over varmevekslerne, som tilsvarer fordamper og kondensator til kjølemaskinene vist på hver side av Figur 39. Dette må tas hensyn til i beregning av effektfaktor. Det antas at fordampertemperatur T_{ford} er 5 K under målt verdi for T_{1KM} i kjølekretsen, som:

$$T_{ford} = T_{1KM} - 5 \text{ K} \quad (8.43)$$

Tilsvarende avtas det at temperaturen i kjølemaskinens kondensator, T_{kond} , er 5 K over målt turtemperatur T_1 i kondensatorkrets. Antagelsen vises i ligning (8.44). Temperatur i kondensatorkretsen T_1 varierer mye, beskrevet i kapittel 5.8 og vist i resultater i fra modell 1 i Figur 64 i kapittel 11.1.9. Av den grunn er det valgt å legge inn en nedre temperaturløstap T_{kond} som vises i ligning (8.45).

$$T_{kond} = T_1 + 5 \text{ K} \quad (8.44)$$

$$T_{kond} < \min 35 \text{ }^\circ\text{C}, 40 \text{ }^\circ\text{C}, 45 \text{ }^\circ\text{C} \quad (8.45)$$

En nedre temperaturløstap på 35 °C kan stemme bra med dagens anlegg. Det er valgt flere nedre temperaturløstap, som å se differansen i resultatene.

Ved hjelp av effektfaktor COP og beregnet kjøleytelse i kjølekretsen, beregnes kompressor- og kondensatoreffekt som:

$$W_{komp} = \dot{Q}_{kjølemaskin} / COP_{kjølemaskin} \quad (8.46)$$

$$\dot{Q}_{kond_kjølemaskin} = \dot{Q}_{kjølemaskin} + W_{komp} \quad (8.47)$$

Varmeeffektene og effektfaktor beregnes for hvert 15. minutt. Tilsvarende energiberegning og intervallperiode som i modell 1 benyttes, gitt i ligning (8.5) og ligning (8.6). Som tidligere er måleperioden over 97 dager, som tilsvarer litt over 3 måneder. Energiavgivelsen til kondensatorkretsen summeres opp over driftsperioden som:

$$Q_{kjølemaskin} = \sum \dot{Q}_{kond_kjølemaskin} \cdot \Delta\tau \quad (8.48)$$

ÅRSVARMFAKTOR OG ÅRSENERGIFAKTOR *SPF*

For å beregne effektiviteten til kjøleanleggene er det en fordel å benytte energimengder over tid, fremfor effektfaktor som kun tar utgangspunkt i effekter for hvert driftspunkt.

En varmepumpes årsvarmefaktor er gitt av forholdet mellom total varmeleveranse fra varmepumpen i fyringssesongen, og totalt tilført elektrisk energi til å drive varmepumpen. Det er årsvarmefaktor som legges til grunn ved beregning av lønnsomhet av anlegget. Årsvarmefaktor beregnes som:

$$SPF_{varme} = \frac{Q_{varme}}{W_{el}} \quad \frac{kWh/\text{år}}{kWh/\text{år}} \quad (8.49)$$

Dersom det varmepumpende anlegget brukes til oppvarmings- og nedkjølingsformål, benyttes begrepet årsenergifaktor som tar hensyn både til varme- og kjøleleveranse (Stene 2001). Årsenergifaktoren beregnes som:

$$SPF_{total} = \frac{Q_{varme} + Q_{kjøling}}{W_{el}} \quad \frac{kWh/\text{år}}{kWh/\text{år}} \quad (8.50)$$

For kjølemaskinene tilknyttet kondensatorkretsen er det varmeavgivelsen fra kondensator som er interessant i forhold til forvarming tappevann. Effektiviteten til anlegget beregnes med utgangspunkt i avgitt varme, gitt i ligning (8.49).

KONTROLLBEREGNING AV PROSESSEN I COOLPACK

For å utføre et kontrolloverslag av varmeavgivelsen en av kjølemaskinene, måles viktige variable av under drift og benyttes til beregning i CoolPack. Det er ønskelig å finne typiske verdier for trykk, temperaturer, overhetning og underkjøling. Det er valgt å ta utgangspunkt i kjølemaskin 1 som er størst. Figur 40 viser kjølemaskin 1 under driftsmålinger. Trykkgass- og sugegasstemperatur måles manuelt ved hjelp av termometer med elementer. Ut fra PLSene på kjølemaskin 1 kan følgende variabler leses av:

- T fordamper = f (Trykk fordamper)
- T kondensator = f (trykk kondensator)
- N : antall kompressorer i drift
- Sugegasstemperatur $T_{\text{SUTION}} (T_3)$
- Overhetningstemperatur $T_{\text{SH}} (T_2)$

I tillegg måles følgende verdier ved hjelp av termometer og vannmålinger:

- Vannmengde i kondensatorkrets
- Vanntemperatur til kjølemaskin T_{Tretur}
- Vanntemperatur etter kjølemaskin T_{Ttur}
- Trykkgasstemperatur $T_{\text{TG}} (T_4)$
- Temperatur væskeblanding (T_6)



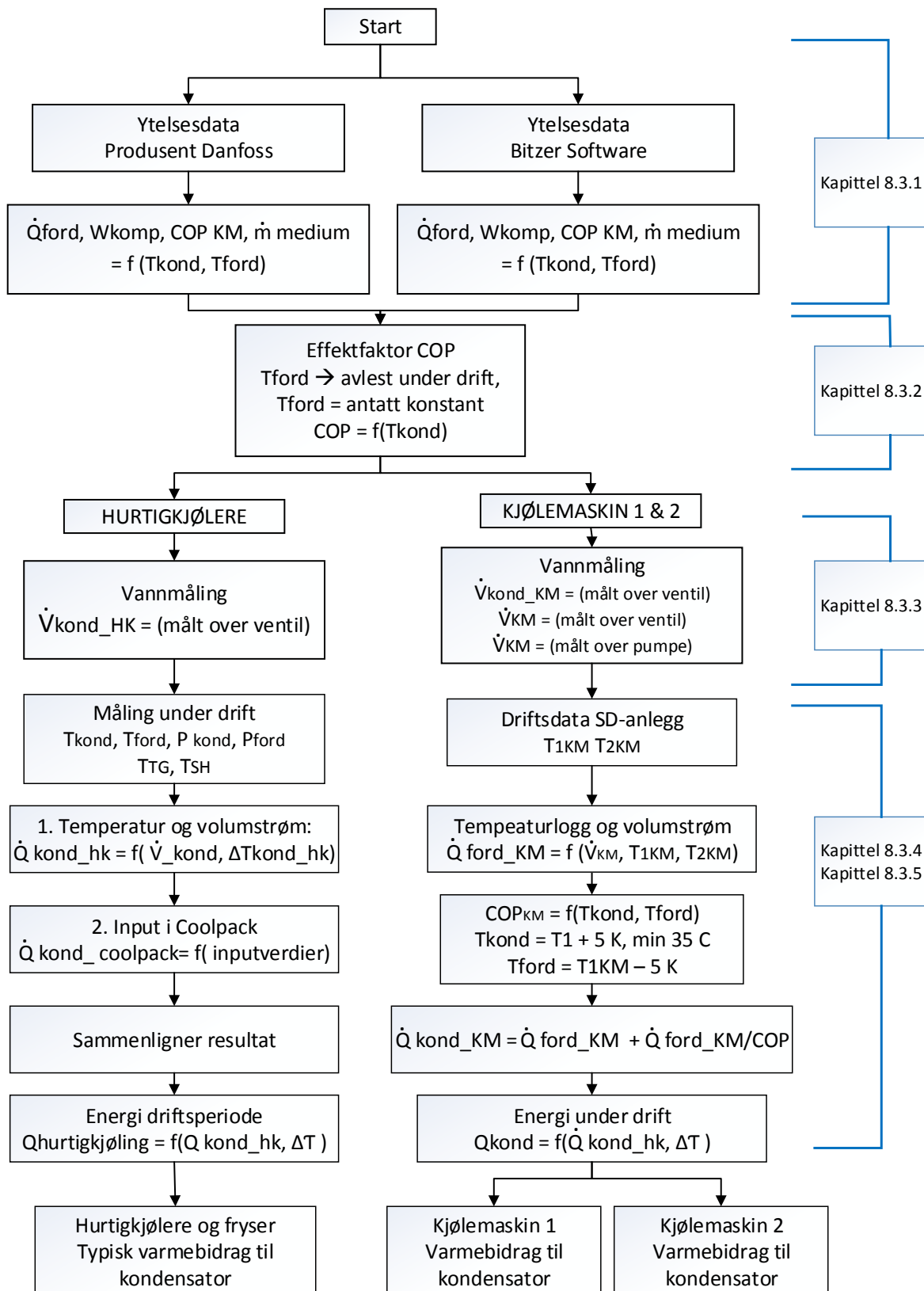
Figur 40 Kjølemaskin 1 under driftsmålinger

Variablene lest av under drift brukes til å lage et overslag i Coolpack. Inputverdier i Coolpack er fordampertemperatur T_{ford} , kondenseringstemperatur T_{kond} , kuldemedium, overhetning T_{SH} og underkjøling T_{UK} vist i Figur 33. Underkjøling er ikke målt, men er antatt til 5 K. Mediet kan ikke kjøles til lavere temperaturer enn returtemperaturen T_2 i kondensatorkretsen, som normalt holder 25 - 35 °C og illustrert i Figur 64. Valgt underkjøling er dermed noe lavere oppgitt i driftsdata fra produsent, på 8,3 K.

Trykktapet er forhåndsinnstilt til 0,5 K for vekslerne. For kompressorytelse er det antatt isentropisk virkningsgrad på 0,7. Det er gjort målinger av trykkgassen etter kompressor slik at varmetapet i kompressor er gitt ut fra trykkgasstemperaturen T_{TG} .

Også massestrømmen til kuldemediet er inputverdi i Coolpack, og brukes til å beregne kjøle- og varmeeffektene. Massestrømmen for kjølemaskin 1 er oppgitt i driftstabeller fra produsent. Massestrøm med ønsket temperaturer interpoleres ut i MATLAB (Danfoss 2013).

Figur 41 viser informasjonsflyten for modell 3, og beregninger utført for kjølemaskiner. Informasjonsflyten oppsummerer de viktigste beregningene tilknyttet kjølemaskinene i kapittel 8.3.1, 8.3.2, 8.3.3 og 8.3.4. Resultatene er gitt i kapittel 11.3.

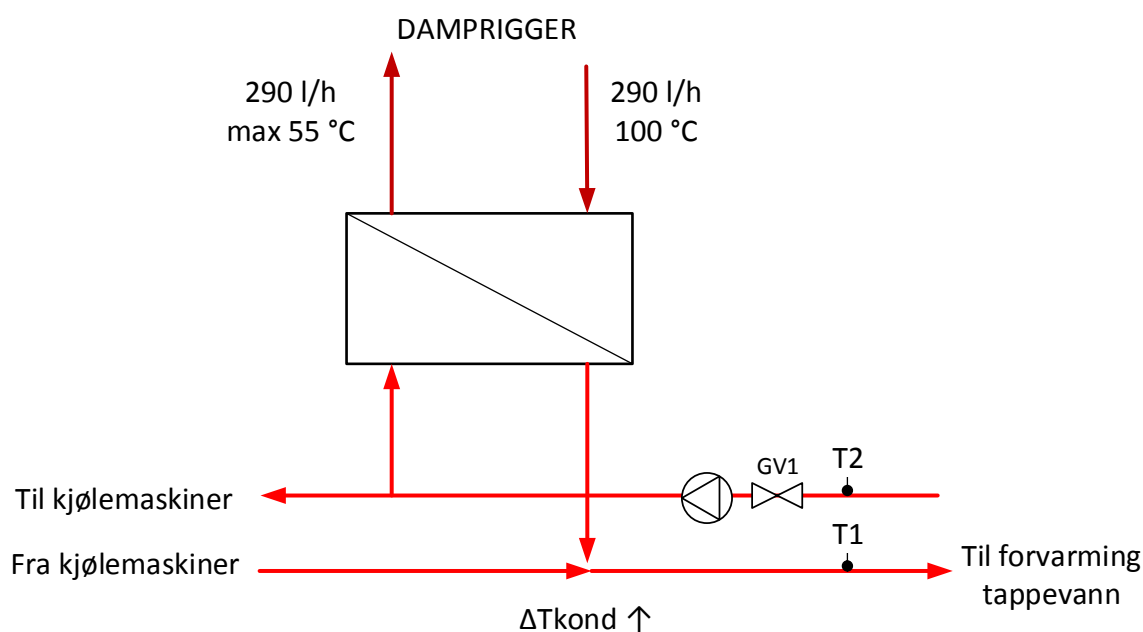


Figur 41 Informasjonsskjema for modell 3 Varmebidrag basert på spillvarmekilder

8.3.6. UTVIDELSE AV ANLEGGET OG TEMPERATURLØFT I KONDENSATORKRETS

Utvidelsen av kondensatorkretsen er beskrevet i kapittel 5.7 med skisse over planlagt utvidelse gitt i Figur 13. Vedlegg 3 gir systemskjema for kondensatorkretsen, der varmeveksler for utnyttelse av overskuddsvarme fra dampriggene er inntegnet.

Figur 42 viser varmeveksler for dampriggene, som er koblet i parallell etter kjølemaskinene. Målet er at overskuddsvarmen fra dampriggene skal øke varmenivået i kondensatorkretsen vist som ΔT_{kond} nede i Figur 42, slik at varmebidrag til forvarming tappevann øker.



Figur 42 Utvidelse av spillvarmeanlegg med tilknytning av damprigger

Som nevnt i kapittel 5.7 er det ikke gjort detaljerte beregninger for hva som vil skje med det ekstra varmebidraget. Det er heller ikke planlagt ekstra instrumentering i forbindelse med utvidelsen. For å gjøre beregninger på anlegget er det gjort enkle antagelser:

- Volumstrømmen i kondensatorkretsen forblir det samme. I virkeligheten vil nok volumstrømmen i kretsen endres ettersom rørrettet utvides og ekstra varmeveksler, ventiler og rør til tilført systemet. Det er ikke gjort vannmålinger etter utvidelsen.
- Det antas at utvidelsen gir et ekstra temperaturløft i kondensatorkretsen, gitt som ΔT_{kond} , ved at T_1 til forvarmingsveksler økes.
- Dampriggene driftes hele døgnet. Det antas at disse gir en konstant varmetilførsel, slik at temperaturen T_1 økes døgnet rundt.

Ved å benytte litt forskjellige temperaturøkninger for T_1 , kan dette også benyttes for å sjekke følsomhet for temperaturavvik i tidligere beregninger. Modell 1 bygger på mange temperatursensorer, og mindre avvik i disse kan gi større utslag på resultatene.

9. ØKONOMISK BETRAKTNING

Det er ønskelig å studere økonomien i overskuddsvarmen og spillvarmeanlegget for forvarming av tappevann. I kapittel 3.1 og 3.2 tok for seg ulike muligheter for utnyttelse av lavtemperatur overskuddsvarme. Her ble det blant annet nevnt utnyttelse til jordvarme, gulvvarme og grunnlast for fjernvarme med og uten temperaturløft via en varmepumpe.

Per i dag er det ikke aktuelt å benytte overskuddsvarme fra en bygning til tilbakesalg av termisk varme til fjernvarme. Det er høytemperaturanlegg, med betydelig høyere temperaturer enn overskuddsvarmen fra Akutten- og Hjerter-Lungesenteret.

St. Olavs Hospital har gode prisavtaler på elektrisitet, fjernvarme og fjernkjøling, gjennomgått i kapittel 5 i introduksjon for sykehuset. Ved tilbakesalg av termisk varme til fjernvarme, må prisen ligge lavere fjernvarmeprisen grunnet lavere kvalitet og temperatur på varmen. De lave prisen gjør det vanskeligere å få prosjekter til å bli lønnsomme.

En annen mulighet er salg av termisk varme til egne bygg eller andre nabobygninger. Også her må det være lavere pris enn fjernvarme. Grunnet dårligere kvalitet på varmen, med lavere temperatur og mer uregelmessigheter, vil det være umulig å konkurrere med fjernvarmeselskapet. Per i dag leveres det varme til egne bygninger, men dette sees på som et positivt bidrag og er ikke prissatt.

9.1. BESPARELSE MED SPILLVARMEANLEGGET

Det er laget tre ulike økonomiske modeller, som tar for seg mulige løsninger for spillvarmesystem hos AHL. Disse er uavhengige av de matematiske modellene av varmeeffekten presentert i kapittel 8, men bygger videre på resultatene av energimengder og utnyttelse av overskuddsvarmen. Målet for de økonomiske modellene er å oppnå en maksimal verdi, som tilsvarer den mest økonomiske løsningen.

1. Den økonomiske modellen som er i dag, der en andel av overskuddsvarmen utnyttes og en andel dumpes til fjernkjøling. Forvarmet vann leveres til flere bygninger uten at det føres oversikt eller tas betaling for dette. Fortjenesten med spillvarmeanlegget utgjør besparelsen ved reduserte fjernvarmekostnader, minus kostnaden med energi som dumpes til fjernkjøling. Den økonomiske modellen kan skrives som:

$$\text{Kostnad Energiutnyttet} - \text{Energi kastet} \\ C_{fv} \cdot Q_{kond,utnyttet} - C_{fk} \cdot Q_{fk, kastes}$$

Hvor:

C_{fv}	Energipris fjernvarme [kr/kWh fjernvarme]
C_{fk}	Energipris fjernkjøling [kr/kWh fjernkjøling]
$Q_{kond,utnyttet}$	Overskuddsvarme utnyttet [kWh/år]
$Q_{fk, kastes}$	Varme dumpet til fjernkjøling [kWh/år]

2. Andre økonomiske modell legget til grunn at all overskuddsvarme benyttes av et og samme bygg. Ingen varme dumpes til fjernkjøling. Dermed blir besparelsen ved spillvarmeanlegget reduserte fjernvarmekostnader.

Kostnad Energiutnyttet

$$C_{fv} \cdot Q_{kond,utnytted}$$

3. I tredje økonomiske modell utnytter AHL så mye som mulig av overskuddsvarmen til eget bruk. Resten av overskuddsvarmen selges til andre bygninger. Prisen på salg av termisk energi må da være noe lavere enn fjernvarmeselskapet tar, gitt av α_{salg} .

Kostnad energi utnyttet + Energi salg til andre bygg

$$C_{fv} \cdot Q_{kond,utnyttet} + C_{fv} \cdot \alpha_{salg} \cdot Q_{andre bygg}$$

hvor

C_{fv} Energipris fjernvarme [kr/kWh fjernvarme]

α_{salg} Faktor grunnen kvalitet på varme [0,9 -0,8]

$Q_{andre bygg}$ Varme solgt til andre bygninger [kWh/år]

Ettersom fjernvarmeprisen er høyere enn pris for salg av energi, vil andre modell være mest lønnsom. Dette forutsetter at AHL kan bruke all varme selv.

St. Olavs Hospital for fjernvarme levert fra Statskraft. Per mars 2013 er energiprisen for bedrifter 68, 33 øre/kWh ekskludert merverdiavgift. Prisavtalen for St. Olavs Hospital har i 2013 vært på 31 øre/kWh ekskludert 25 % mva., forklart i kapittel 5. Høsten 2012 var prisen nede i 26 øre per kWh. Prisen for fjernvarme og fjernkjøling er lik i prisavtalen.

Det er ønskelig å studere ulike prisnivå for å se effekten av eventuelle prisforandringer. Det er viktig ikke å benytte for høye prisnivå, ettersom dette kan gi overestimering og gi for høye besparelser på tiltak og prosjekt. Priser benyttet i økonomisk beregninger er vist i Tabell 12.

Tabell 12 Prisnivå for fjernvarme Statskraft og St. Olavs Hospital

	Ekskludert mva. [øre/kWh]	Inkludert mva. [øre/kWh]
Statskraft fjernvarme bedrift	68,33	85,41
St. Olavs per 2013	31	38,75
St. Olavs per 2012	26	32,50

10. RESULTATER AV VANNMÅLINGER OG PUMPEARBEID

De fleste kretsene tilknyttet kjøleanleggene og kondensatorkretsen har konstant volum. Pumpene har konstant turtall og innregulerte ventiler i faste stillinger, som gir en fordel ved beregning av vannmengder.

For å bestemme vannmengdene er det benyttet alternative metoder, beskrevet i kapittel 7. Metodene inngår i modell 1 for kondensatorkrets, tappevann og isvann, og inngår i modell 3 for kjølemaskinene. For å oppnå god oversikt over vannmengdene er resultatene samlet.

10.1. MANUELLE MÅLINGER VED BRUK AV MÅLEBLENDE

Danfoss måleinstrument PMF3000 vist i Figur 16 ble brukt for å måle differansetrykk og volumstrøm i de vannbårne systemene. Innreguleringsventilene er utstyrt med måleblender for strømningsmåling. Omdreiningskala på ventilen angir forhåndsinnstilt ventilåpning og ventilfaktor (Kv-verdi). Informasjon om ventilene er gitt i vedlegg 5.

Det ble utført målinger i kondensatorkrets tilknyttet hvert kjøleanlegg og for total mengde i kondensatorkretsen. Total vannmengde ble målt over ventil GV1 før pumpen i Figur 10. For enkeltmålinger ble disse utført over ventiler ved kjølemaskinenes kondensator, vist til venstre i Figur 31. Målingene ble utført på formiddagen 20.mars 2013, under vanlig drift.

Målenøyaktigheten til instrumentet er $\pm 5\%$. Ideelt sett bør minste differansetrykk være 3 kPa. For de minste kjøleanleggene var differansetrykket lavt, slik at det grenser til hva måleinstrumentet kan registrere. Det forventes større unøyaktighet for de minste kjøleanleggene, som tilsvarer hurtigkjølere og fryser vist nede til venstre i Figur 10.

Tabell 13 gir målte volumstrømmer i kondensatorkrets tilknyttet hver av kjølemaskinene. Tilsvarende verdier oppgitt i systemskjema og datablad vises til høyre i Tabell 13. Nederst er volumstrømmene summert opp til en total mengde, og inkludert et måleavvik på 5 %.

Tabell 13 Målte og prosjekterte vannmengder i kondensatorkrets

	Målt 20.mars Volumstrøm [l/s]	Systemskjema Volumstrøm [l/s]	Datablad Volumstrøm [l/s]
352.01 Forsyningskjøkken	10,41	7,06	6,3
352.02 Sterilsentral	6,16	2,7	4,2
Hurtigkjøler 3	1,33	2,54	
Hurtigkjøler 4	0,90	2,54	
Hurtigkjøler 5	0,98	2,54	
Hurtigkjøler 6	0,83	2,54	
Fryser	0,70	0,42	
Sum kondensatorkrets	21,30	20,34	
Inkludert måleavvik $\pm 5\%$	20,2-22,4		
Kondensatorkrets total	19,60	20,34	
Inkludert måleavvik $\pm 5\%$	18,6-20,6		

I Tabell 13 er det ikke oppgitt verdier for vannmengder til hurtigkjølere og fryser i datablad. Dette skyldes dårlig dokumentasjon.

Det er flere avvik mellom data i Tabell 13. Volumstrømmen i kondensatorkretsen er målt til 19,6 l/s. Summert volumstrøm for alle kjøleanleggene er målt 21,3 l/s, men her er det forventet større måleavvik grunnet mange små differansetrykkmålinger. Prosjektert volumstrøm er oppgitt til 20,34 l/s.

Et annet avvik er at de fire hurtigkjølerne er identiske anlegg og burde ha tilnærmet lik vannmengde. Målte verdier varierer mellom 0,83 l/s og 1,33 l/s. Avvikene skyldes trolig målefeil på grunn av lave trykkdifferanser. I tillegg vil mindre ulikheter i plassering og rørføringer gi små forskjeller i trykkfall.

Når det gjelder fordelingen mellom de ulike kjølemaskinene er det tydelig differanse mellom oppgitte verdier i systemskjema og datablad, i forhold til virkelig drift. Ulikhetene skyldes trolig to forhold:

1. Ventilene for hurtigkjølere og fryser var innregulert med få omdreininger på ventilen. For hurtigkjølerne var omdreining 2 av 8 mulige, som tilsvarer $\frac{1}{4}$ av full åpning. Til gjengjeld hadde rørføring til kjølemaskin 2 Sterilsentral full åpning. Dette stemmer bra med måldata, der kjølemaskin 2 har betydelig større volumstrøm enn hurtigkjølerne. Vedlegg 5 viser ventiltipe, omdreiningstall og forventet minimal og maksimal vannmengde for hver enkelt ventil.
2. I systemskjema er det oppgitt andre rørdiametre enn installerte, som tyder på at skjemaet ikke er oppdatert. Tabell 14 viser rørdiameter i virkelig anlegg og inntegnede verdier i systemskjema. Ut fra differanse i rørdiameter i kan en anta en større volumstrøm til kjølemaskin 2, og mindre volumstrøm til hurtigkjølerne og fryser. Dette stemmer bra med målte verdier.

Tabell 14 Ulikhet i rørdiameter mellom systemskjema og virkelig anlegg

	Kondensatorkrets	Kjølemaskin 1	Kjølemaskin 2	Hurtigkjøler	Fryser
System-skjema	DN100	DN100	DN65	DN65	DN32
Installert	DN100	DN100	DN80	DN50	DN25
Differanse i mm	-	-	+ 15	-15	-15

10.1.1. KJØLEKRETSENE TIL KJØLEMASKINENE

Tilsvarende målinger ble utført i kjølekretsene til kjølemaskin 1 forsyningskjøkken og kjølemaskin 2 sterilsentralen. En generell skisse av kjølemaskinene er vist i Figur 37, mens en mer detaljert skisse av kjølekretsen til kjølemaskin 1 er gitt i Figur 12. Vannmålinger er gjort over ventilen i hovedrør i kjølekretsen, vist før pumpen vist nede i Figur 12. Tilsvarende måling ble gjort for kjølemaskin 2. Blandingsforholdet i kretsene er 30 % ethylenglykol, slik at dette må inkluderes i målingen.

Som forklart i kapittel 5.6 er væskekjøleaggregatene de største bidrags-yterne av overskuddsvarme til kondensatorkretsen, på grunn av høy kjøleytelse og jevn drift. Grunnet manglende instrumentering av kjølemaskinene, kreves det bruk av ligning (4.1) og ligning (8.1) for å estimere kjøleytelse. Metoden er forklart i kapittel 8.3 under kjølemaskinene bidrag. For å beregne ytelsen i kjølekretsen er estimering av volum-strømmene vesentlig.

Tabell 15 gir volumstrøm oppgitt i datablad, minimale volumstrøm til fordamperne og målt volumstrøm ved drift 20.mars 2013 for kjølemaskin 1 og kjølemaskin 2. Målte verdier stemmer bra med oppgitte minimalverdier. Også her vil det være $\pm 5\%$ i avvik.

Tabell 15 Målte og prosjekterte volumstrøm i glykolholdige isvannskretser

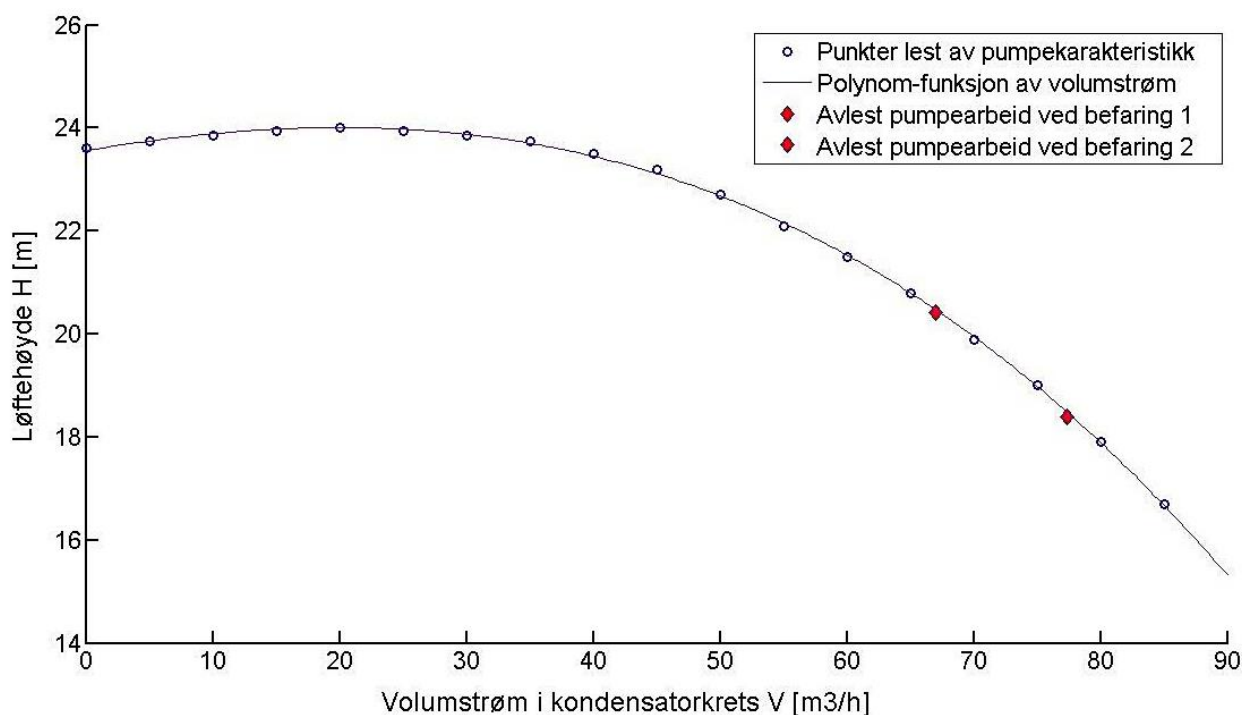
	Målt 20.mars [l/s]	Teknisk datablad [l/s]	Minimal fordamper [l/s]
Forsyningskjøkken			
Kjølemaskin 1	4,79	5,26	4,71
+/- 5 % i avvik	4,6-5,0		
Sterilsentral			
Kjølemaskin 2	2,87	2,81	2,8
+/- 5 % i avvik	2,7-3,0		

Ut fra målinger og oppgitt teknisk data skal det stemme bra at kjølemaskin 2 har en volumstrøm på 2,8 - 2,9 l/s og kjølemaskin 1 holder seg i underkanten av 5 l/s. Disse verdiene benyttes i effektberegninger i modell 3 Varmeeffekt basert på spillvarmekilder, der resultatene gjennomgås i kapittel 11.3.

10.2. VANNMENGDE FRA PUMPEKARAKTERISTIKK

Ved å lese av trykket før og etter pumpen, bestemmes pumpens løftehøyde ved hjelp av formel 7.10. Dette er forklart generelt i kapittel 7.2. I tillegg er det nevnt i forbindelse med de ulike modellene i kapittel 8.1.1 spesifikt for kondensatorkretsen, i kapittel 8.2.3 for ettervarming av tappevann og 8.3 for kjølemaskiner.

Figur 43 gir løftehøyde for sirkulasjonspumpene som funksjon av volumstrømmen i kondensatorkretsen. Datapunktene er hentet fra datablad for den aktuelle pumpen, Grundfos TP 80/240-2. Informasjon om pumpene som analyseres er gitt i vedlegg 6.



Figur 43 Pumpekaraktistikken til Grundfos-pumpene i kondensatorkrets

I MATLAB er det satt opp matriser for pumpekaraktistikkene. Volumstrøm hentes ut for gitt løftehøyde ved bruk av interpoleringsfunksjoner. Det er også mulig å sette opp en trendfunksjon tilpasset datapunktene. En tilnærmet funksjon er vist i Figur 43 og tilsvarer tredjegrads polynomet:

$$\dot{V}_{kond_pumpe} = -7.38 \cdot 10^{-6} x^3 - 0.000816 x^2 + 0.0418 x + 23.6 \quad (10.1)$$

hvor

\dot{V}_{kond_pumpe} Volumstrøm kondensatorkrets [m³/h]
 x Beregnet løftehøyde for pumpen [m]

Ligning (10.1) gir volumstrømmen i kondensatorkretsen som funksjon av løftehøyde til pumpene, som er beregnet ut fra avlest differansetrykk.

Figur 43 viser to driftssituasjoner markert som røde punkter. Ved befaring 6.mars løftet pumpene et differansetrykk på 2.0 bar, og ved befaring 20.mars ble differansen lest av til 1.8 bar. Ettersom funksjonen for volumstrøm ikke er lineær, er begge verdiene beregnet videre.

$$H = \frac{P}{\rho \cdot g} = \frac{1.8 \text{ bar} \cdot 10^5 \text{ Pa/bar}}{995,7 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 18,2 \text{ meter}$$

$$H = \frac{P}{\rho \cdot g} = \frac{2.0 \text{ bar} \cdot 10^5 \text{ Pa/bar}}{995,7 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} = 20,2 \text{ meter}$$

En løftehøyde på 18,2 m tilsvarer en volumstrøm på 66,1 m³/h. En løftehøyde på 20,2 m tilsvarer 77,3 m³/h. Gjennomsnittlig gir disse to avlesningene en volumstrøm i underkanten av 72 m³/h, som tilsvarer 19,9 l/s. Ved sammenligning opp mot verdier for kondensatorkrets vist i Tabell 13, samsvarer beregnet volumstrøm bra med målt volumstrøm på 19,6 l/s.

Tilsvarende beregninger er benyttet for andre kretser, som har trykkindikatorer i tilknytning til sirkulasjonspumpene. De installerte pumpene er tilpasset behovet i hver enkelt krets, slik at pumpekarakteristikk varierer mellom merke, størrelse og utforming av pumpene. Tabell 16 angir verdier for pumpedriften til kondensatorkrets, ettervarming av tappevann (Figur 30) og kjølekretsene til kjølemaskin forsyningskjøkken og kjølemaskin sterilsentralen (Figur 12).

Tabell 16 Volumstrøm beregnet ut fra pumpekarakteristikk

	Differanse-trykk ΔP	Løftehøyde m	Glykol-faktor	Volumstrøm l/s	Volumstrøm m ³ /h
Kondensatorkrets	1,9	19,5	1	19,9	72
Kjølemaskin 1	1,6	15,2	0,953	-	-
Kjølemaskin 2	1,15	11,1	1	2,65	9,5
Tappevann AHL	0,7	7,1+1,6	1	1,22	4,4

Tabell 1 oppgir en korreksjonsfaktor, merket glykolfaktor. Korreksjonsfaktoren må benyttes for kretser med innhold av ethylenglykol og er beskrevet i kapittel 7.2. Faktoren er aktuell for de to kjølekretsene tilknyttet kjølemaskin 1 og 2.

Pumpene i kjølekretsen tilknyttet kjølemaskin 1 er Siemens. Detaljerte datablad på Siemenspumpene mangler, slik at beregningene her er ufullstendig.

Grundfos WebCAPS Advanced product selection oppgir pumpekarakteristikker for deres pumper, der væskes egenskaper kan endres etter behov. For kjølemaskin 2 er pumpekarakteristikken innstilt for 30 % ethylenglykol og temperatur på 10 °C. Det er dermed ikke nødvendig å inkludere en korreksjonsfaktor for disse pumpene, og faktoren er satt til 1 i Tabell 16.

I Tabell 16 har løftehøyden for tappevann AHL to verdier. For ettervarming tappevann er pumpene plassert vertikalt slik at geodetisk høydeforskjell må medregnes for å gi korrekt løftehøyde. Rørdiameter er likt på begge sider av pumpene, slik at dette kan neglisjeres. Pumpekarakteristikk er hentet ut fra Grundfos datablad, for UPS 32-120 F B. Høydeforskjellen mellom trykkmålerne er 1.6 meter.

10.2.1. RESULTATER TIL VIDERE BEREGNINGER

Beregningen basert på pumpekarakteristikk bygger på manuelle avlesning fra manometer uten detaljert skala, og er dermed lite nøyaktig gjennomført. Dette gjenspeiles blant annet i ulikhetene for de to målepunktene i kondensatorkretsen, vist som røde merker i Figur 43.

Ved å sammenligne beregnede verdier i Tabell 16 med målte vannmengder oppgitt i Tabell 13 og Tabell 15, vises likevel en sammenheng. For kjølemaskin 2 i Figur 37 ble volumstrømmen målt til 2,87 l/s ved bruk av vannmåler og beregnet til 2,65 l/s basert på pumpedata. Når det gjelder hovedrørene i kondensatorkretsen, vist i Figur 22, ble den målt til 19.6 l/s og beregnet til 19,9 l/s. Når de to ulike metodene gir samsvarende resultat, tyder dette på at volumstrømmene er tilnærmet korrekte.

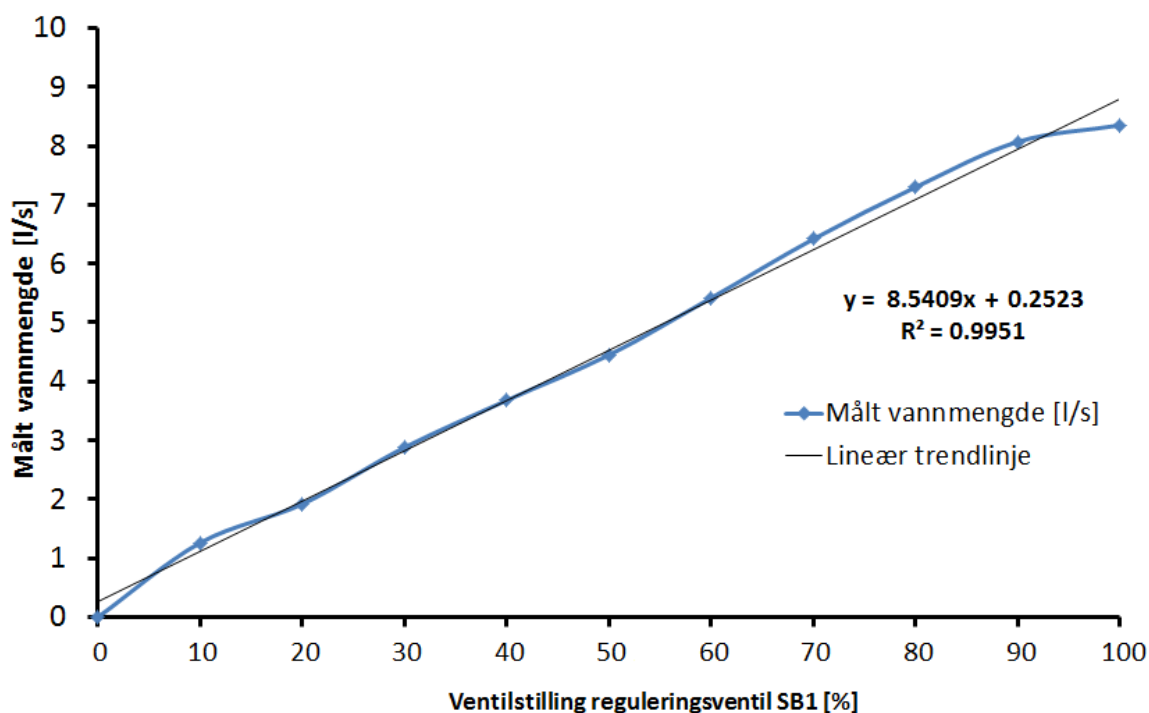
Vannmålingene utført direkte i kretsen har mindre variabler. Det antas at vannmålingene har mindre avvik enn beregninger basert på pumpekarakteristikker. I modellene for varmeeffekt er det dermed valgt å benytte resultater fra vannmålinger, oppgitt i Tabell 13 og Tabell 15.

10.3. REGULERINGSVENTIL TIL DUMPING AV KONDENSATORVARME

For kjøling av kondensatorkrets er det installert en Siemens SKC60 reguleringsventil i isvannskretsen tilknyttet fjernkjøling, vist i Figur 8. Som nevnt i kapittel 7.3 har ikke volumstrømmen klar sammenheng med ventilstillingen, grunnet avhengigheten til trykktapene i systemet. Vannmengden vil variere med driften av anlegget.

En fordel med kjølekretsen « 371.03 Kjøling av rom og utstyr» vist i Figur 19 er at den hovedsakelig forsyner datasentraler i bygget, som innebærer jevn drift året rundt. Kjøling av medisinsk-teknisk-utstyr er noe avhengig av daglig aktivitet ved sykehuset.

Figur 44 gir resultatet av vannmålingen i isvannskretsen for fjernkjøling, systemet forklart i kapittel 8.1.4. En trendlinje viser at vannmengden er tilnærmet lineær med endring i ventilstilling. Vannmålinger ble gjort manuelt ved en kombinert innregulerings- og måleventil i teknisk rom, samtidig som ventilstillingen ble endret i SD-anlegget. Det ble utført målinger for hver 10 % endring, og det ble avventet inntil volumstrømmen hadde stabilisert seg for hvert steg.



Figur 44 Målt vannmengde ved aktiv endring av reguleringsventilen i fjernkjølekretsen

Målingene i Figur 44 viser en jevn økning i volumstrøm ved økt ventilstilling. I åpne- og lukkefasen er det noe svingning som gir mindre avvik. Funksjonen for den lineære trendlinjen og R-kvadratet er gitt i formel 10.1 og 10.2. R^2 på 0,9551 sier at det lineære forholdet mellom volumstrømmen og ventilstillingen stemmer bra.

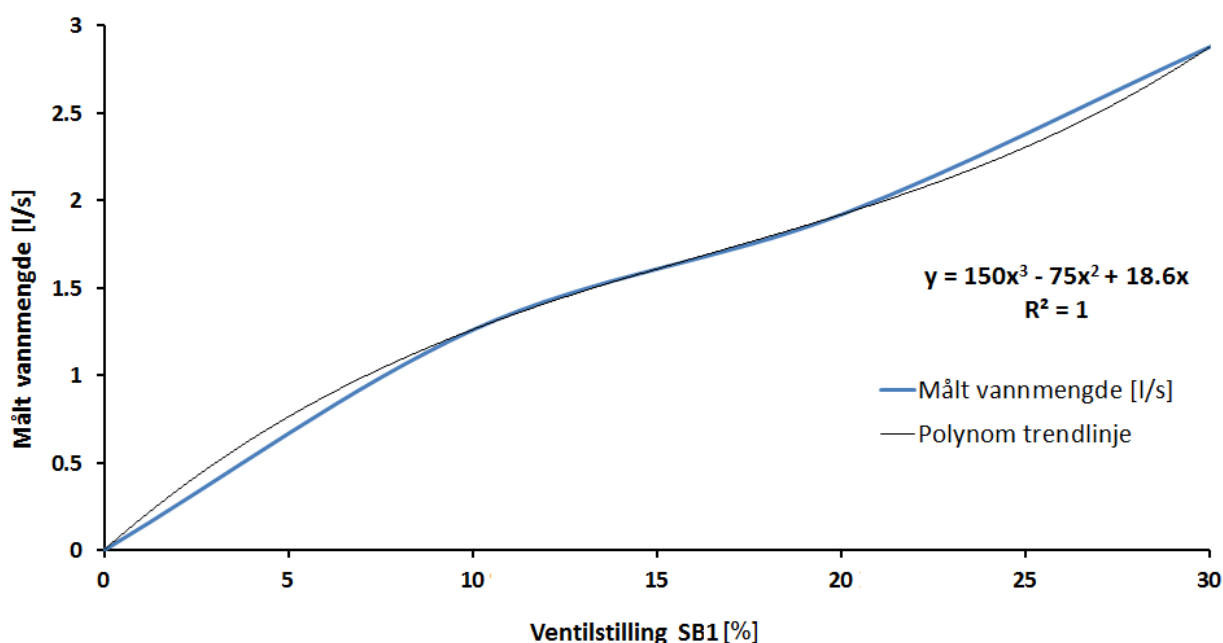
$$\dot{V}_{isvann} = 8.5409 \cdot SB1 + 0.2523 \quad (10.2)$$

hvor

\dot{V}_{isvann} Volumstrøm isvannskrets fjernkjøling [l/s]
 SB1 Ventilstilling reguleringsventil [%]

$$R^2 = 0.9951 \quad (10.3)$$

Figur 45 gir målt vannmengde som funksjon av ventilstillingen i området fra 0 til 30 % åpning og er et utdrag av målingene i Figur 44. Ved vanlig drift av anlegget reguleres ventilstillingen fra 0 % til 20 %. Dette er også det området som er kritisk i forhold til linearitet. En trendlinje av tredjegrads polynomfunksjon er satt opp, og vil fungere som en tilnærmet funksjon av vannmengden.



Figur 45 Målt vannmengde som funksjon av ventilstilling, polynom

Ligning (10.4) gir volumstrømmen i isvannskretsen som funksjon av ventilstillingen, og ligning (10.5) gir R^2 . Årsaken til den høye verdien til R^2 skyldes få målepunkter. Funksjonen treffer i alle målepunktene, men er ikke nødvendigvis ideell for områdene i mellom. Økning til fire- eller femgrads polynom ga dårligere resultat.

$$\dot{V} = 150 SB1^3 - 75 SB1^2 + 18.6 SB1 \quad (10.4)$$

$$R^2 = 1 \quad (10.5)$$

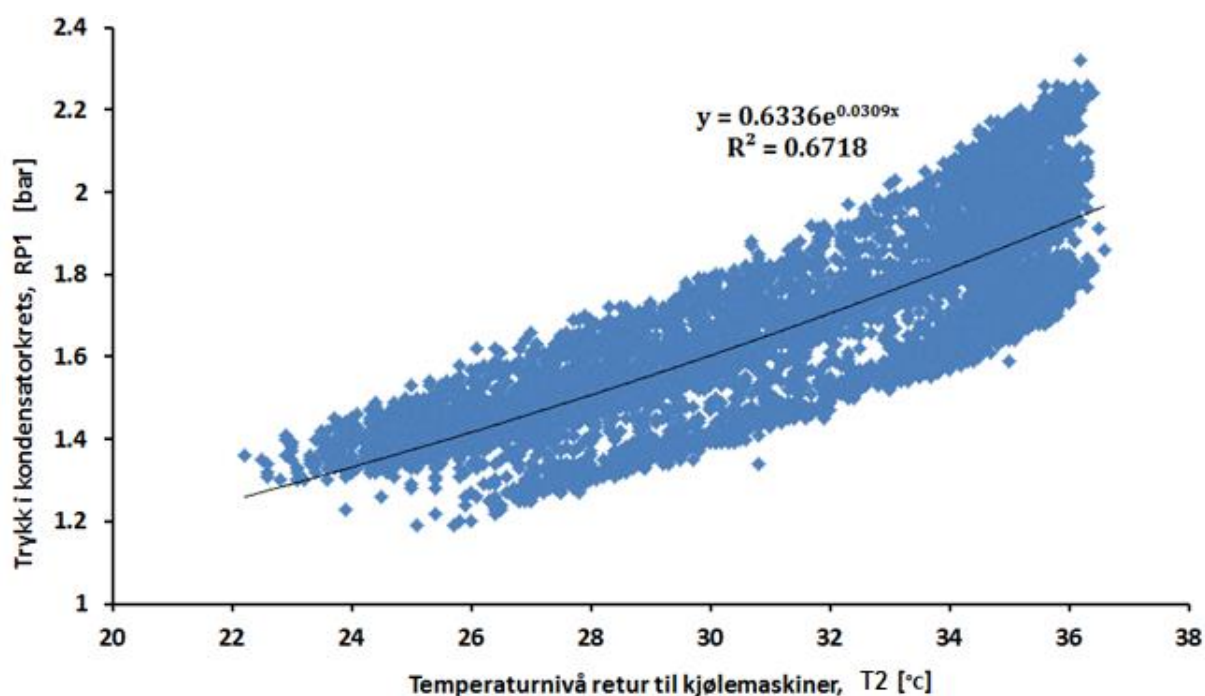
Ligning (10.4) er lagt inn i modell varmeeffekt via vannmåling og temperaturlogg (modell1) og brukes videre til å bestemme vannmengde i kjølekretsen, ut fra ventilstilling målt i SD-anlegg.

10.4. EVENTUELLE MÅLEAVVIK VOLUMSTRØMMER

Det er antatt konstant volumstrøm i kondensatorkretsen og andre sirkulasjonskretser som analyseres i spillvarmeanlegget. Ved virkelig drift vil det trolig være mindre endringer i driftssituasjonen, som skyldes ulike hendelser som temperaturendring, trykkendring og mindre lekkasjer.

Som et eksempel varierer det statiske trykket i kondensatorkretsen med temperaturen i kretsen. En statisk trykkmåler RP1 er plassert i retur i kondensatorkrets, ved T_2 i Figur 22. Måledata fra denne trykkmåleren registreres i SD-anlegget.

Figur 46 viser det statiske trykket i kondensatorkretsen som funksjon av temperatur T_2 registret i returen til kjølemaskinene. Måledata er registrert med tidsintervall på 15 minutt og måleperioden går over de tre første månedene i 2013. Dette tilsvarer omtrent 9000 utførte målinger, lagt inn i en graf.



Figur 46 Trykket i kondensatorkrets i forhold til returtemperatur

Figur 46 indikerer at økt temperatur gir økt statisk trykk. Ved maksimale temperaturer på 36 °C varierer trykket mellom 1,8 og 2,21 bar. Ved lave temperaturer på 23 - 25 °C er trykket betraktelig lavere, 1,3 – 1,4 bar. Teoretisk sett burde ikke statisk trykk påvirke kretsen, men i praksis vil det kunne påvirke trykkøkningen over pumpene. Dette kan gi avvik i målinger av vannmengder.

Ideelt sett burde det vært gjort flere måleserier av vannmengden. Spesielt for målinger i isvannskretsen vist i Figur 8 og Figur 25 burde det vært gjort flere målinger, med tettere måleskala. Målinger bør gjøres både ved åpning og lukking av ventil, for å kunne avgjøre eventuell hysteresis i systemet. Det burde også være gjort målinger ved ulike driftssituasjoner, for å se eventuelle endringer.

Begrensende faktor her har vært tid og avhengighet til driftspersonalet ved St. Olavs Hospital som kan gjøre nødvendige endringer i SD-systemet. I tillegg var måleutstyr lånt, slik at dette ikke har dette til full disposisjon. Eventuelle feilkilder til målinger er:

- Avvik i forhold til ventilposisjon og logget trend. Reguleringsventil Siemens SKC60 er registeret med signaloppløsning på < 1 % og hysteresis på 1 %.
- Vannmålingene ble gjort manuelt over innreguleringsventil. Kvaliteten på målingene er avhengig av nøyaktighet og presisjon til måleinstrument. Luftbobler i målingsrør kan oppstå ved på- og avkobling, og vil gi mindre avvik.
- I trender blir ventilstilling den rundet opp eller ned til nærmeste tiendedel. Målinger blir kun utført hvert 15.minutt, slik at endring mellom målepunkt forsvinner.

11. UTNYTTELSE AV OVERSKUDDSVARME

Kapittel 11 tar for seg resultatet for de ulike matematiske modellene for å beregne varmeeffekt og utnyttelsen av overskuddsvarme hos AHL. Beregninger og resultater følger metodikken forklart i kapittel 8. De tre modellene kan ramses opp som:

1. Varmeeffekt basert på vannmålinger og temperaturlogg
2. Varmeeffekt basert på energimåler
3. Varmeeffekt basert på spillvarmekilder

Videre gis en gjennomgang av resultater for hver av modellene. I kapittel 12 settes resultatene opp mot hverandre, der det er økt fokus økonomiske forhold rundt forvarmingsanlegget og usikkerhet i beregningene.

11.1. VARMEEFFEKT FRA VANNMÅLING OG TEMPURTURLOGG

Varmeeffekt i kondensatorkrets og varmfordeling til forvarmet tappevann og isvannskrets fjernkjøling, blir gjennomgått i modell1. Egenskapene og utnyttelsen av spillvarmekilden analyseres med utgangspunkt i valgt referansemetode. For å gi en god oversikt over varmeopptak til forvarming, er det ønskelig å studere opptak generelt og ved ulike driftssituasjoner.

I tillegg til effekt og varighet på spillvarmekilden er temperaturnivået vesentlig. Endring i temperaturen på kondensatorkretsen i forhold til varmeopptak til forvarming er en viktig faktor. Den jevne driften av kjøleanlegg og kondensatorkretsen, uten avhengighet til klima, gjør det også mulig å estimere årlig energimengder. Dette benyttes senere ved analyse av effektivitet og den økonomiske gevinsten til forvarmingsanlegget.

Følgende egenskaper vil bli oppsummert med utgangspunkt i valgt referansemetode:

- Varmefordeling til ulike driftstider
- Estimert varmeavgivelse over et år
- Temperaturnivå i forhold til varmeavgivelse

11.1.1. VANNMENGDER TILKNYTTET KONDENSATORKRETS

Effekt- og energiberegninger i modell 1 bygger på volumstrømmen i kondensatorkretsen, som vist i Figur 22 og i ligning (8.1). Valgt metode og størrelse på volumstrøm har dermed stor innvirkning på resultatene av effektberegninger.

Tabell 17 viser en oversikt av vannmengdene for kondensatorkretsen, som er beregnet i kapittel 10. I videre beregning er det tatt utgangspunkt i volumstrøm fra vannmålinger, som gjennomsnittlig er beregnet til 19.6 l/s. Som forklart i kapittel 10.2.1 antas det at vannmåling er mer korrekt enn avlest pumpearbeid.

Tabell 17 Resultat av vannmengder i kondensatorkrets, modell 1

Kondensatorkrets	Volumstrøm [l/s]	Volumstrøm [m ³ /h]
Vannmåling	19,58	70,5
Pumpearbeid	19,84	71,4
Systemskjema	20,34	73,2
Teknisk spesifikasjon varmeveksler	20,84	75,0

11.1.2. VARMEEFFEKT I KONDENSATORKRETSEN

Effekter- og energioverslag er laget i MATLAB og følger metodikken i kapittel 8.1. Det tas utgangspunkt i målt vannmengde i gitt i Tabell 17 og måledata fra SD-anlegg for tur- og returtemperatur i kretsen, gitt som T_1 og T_2 i Figur 22.

Måledata er hentet ut fra SD-anlegget fra 1.januar til 8.april 2013, som tilsvarer de 97 første dagene av året. Med fire målinger i timen, gir dette datagrunnlag på over 9300 målinger og effektberegninger for denne perioden.

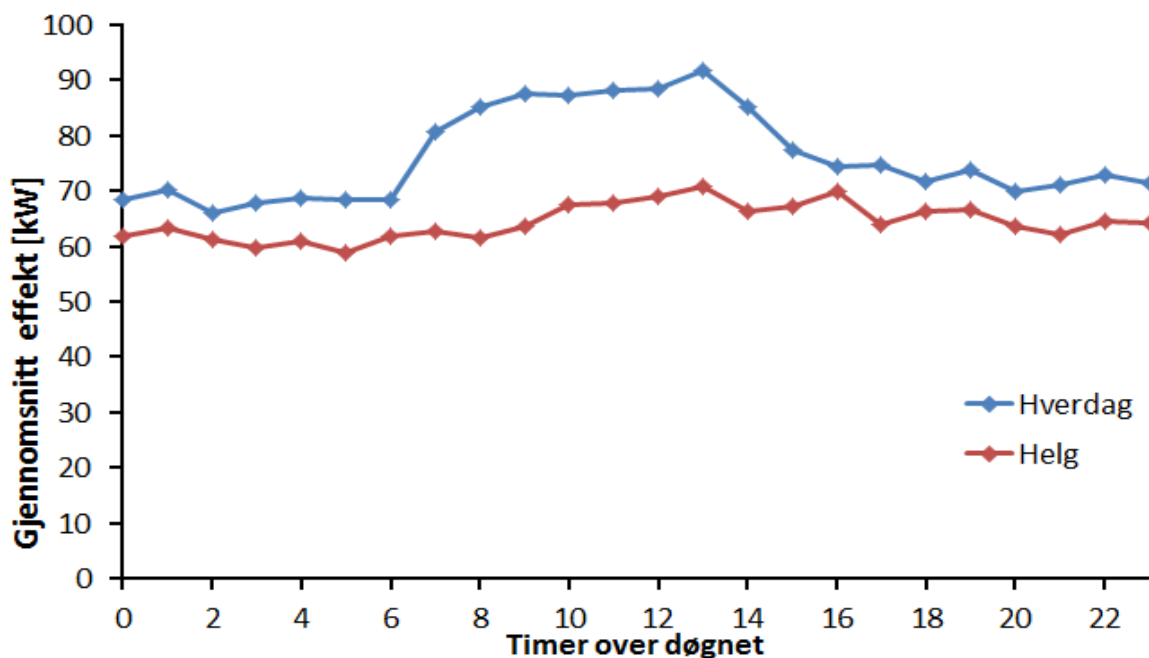
I enkelte tilfeller er effektene beregnet til negative verdier, som indikerer et varmeopptak enten fra tappevannet eller fra isvannskretsen. Dette skal ikke være mulig ved normal drift, der ventiler styres ut fra temperaturene i kretsen, og kan skyldes:

1. Resultatene kan skyldes treghet i systemet. Ved legionellasikring sendes det vann med 70 °C gjennom forvarmingsanlegget. Dette innebærer at temperaturen i forvarmingskretsen og vanttanker til høyre i Figur 7 økes til 70 °C. Dersom ventiler, vist i kondensatorkrets til venstre i Figur 7, ikke er stengt igjen på forhånd kan det skje et varmebidrag fra tappevannet. Viktigheten ved legionellasikring ved sykehus er nevnt i kapittel 3.7. Informasjon om legionellasikring ved AHL er gitt kapittel 7.7 i prosjektrapport «Utnyttelse av spillvarme ved sykehus ved hjelp av varmepumpe».
2. Det har også vært problemer med en ukjent lekkasje i kondensatorkretsen. Lekkasjen er ikke blitt lokalisert, men har en sjelden gang ført til redusert vannmengde, trykkfall og kavitasjon i pumper. Dette kan ha påvirket enkelte målinger i perioden.
3. Målefeil for temperatursensorer. En eller begge sensorene kan ha et måleavvik. Utfordringer med usikkerhet i målinger er forklart i kapittel 4.1. Problemstillingen med avvik i temperatursensorer ble introdusert i kapittel 4.4. Måleavviket kan være betydelig ved minimal temperaturdifferanser og kan gi negative utslag.

For å unngå negative verdier ble det lagt inn en funksjon i MATLAB for å fjerne problematisk data. Problematisk data ble fjernet dersom beregnet effekt i kretsen er under negativ, vil resultatet vise 0. Funksjonen kan betegnes som:

$$\dot{Q}_{kondensator} < 0 \rightarrow \dot{Q}_{kondensator} = 0 \quad (11.1)$$

Figur 47 viser gjennomsnittlig varmeeffekt i kondensatorkretsen, per klokke, fordelt på hverdager i blått og helg i rødt. Figur 47 viser at det genereres mer varme i hverdagens. Spesielt på dagtid mellom klokken 7 og 15 er det mer overskuddsvarme i kretsen. For helger er det også en liten økning på dagtid.



Figur 47 Gjennomsnittlig effekt i kondensatorkrets, for hverdag og helg

Resultater i Figur 47 viser at generert varme i kondensatorkretsen synker utover kvelden. Laveste gjennomsnittlig effekt på overskuddsvarmen er om nettene når driften av kjølemaskiner har roet seg og kjølerommene holder lave temperaturer.

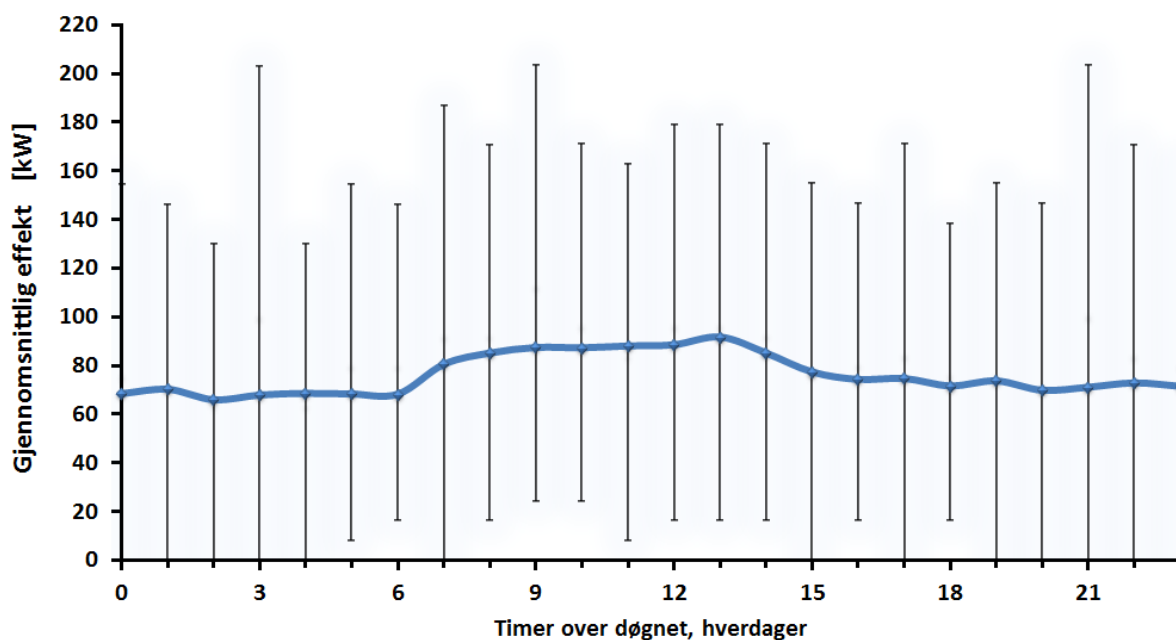
Tabell 18 viser gjennomsnittseffekt for kondensatorkretsen generelt og fordel på hverdager, helger og driftstid. Driftstid innebærer hverdager mellom klokken 8 og 18. Maksimal effekt registeret i kretsen i løpet av måleperioden er 204 kW, mens maksimal effekt i helger er 180 kW. Til gjengjeld er varmevekslerne installert i kretsen betydelig større, begge vist i Figur 22. Forvarmeveksleren til tappevann er på 350 kW og isvannsveksleren er på 435 kW. Dette viser at varmevekslerne er tilstrekkelig dimensjonert til å fjerne maksimal overskuddsvarme.

Under alternativvurdering fra Team St. Olavs, forklart i kapittel 3.4.3, ble antatt at kjølemaskinene i gjennomsnitt ville gå på 1/3 kapasitet, som vil si en midlere varmeytelse på 100 kW. I følge modell 1 er gjennomsnittlig effekt 72,7 kW som tilsvarer ¼ kapasitet.

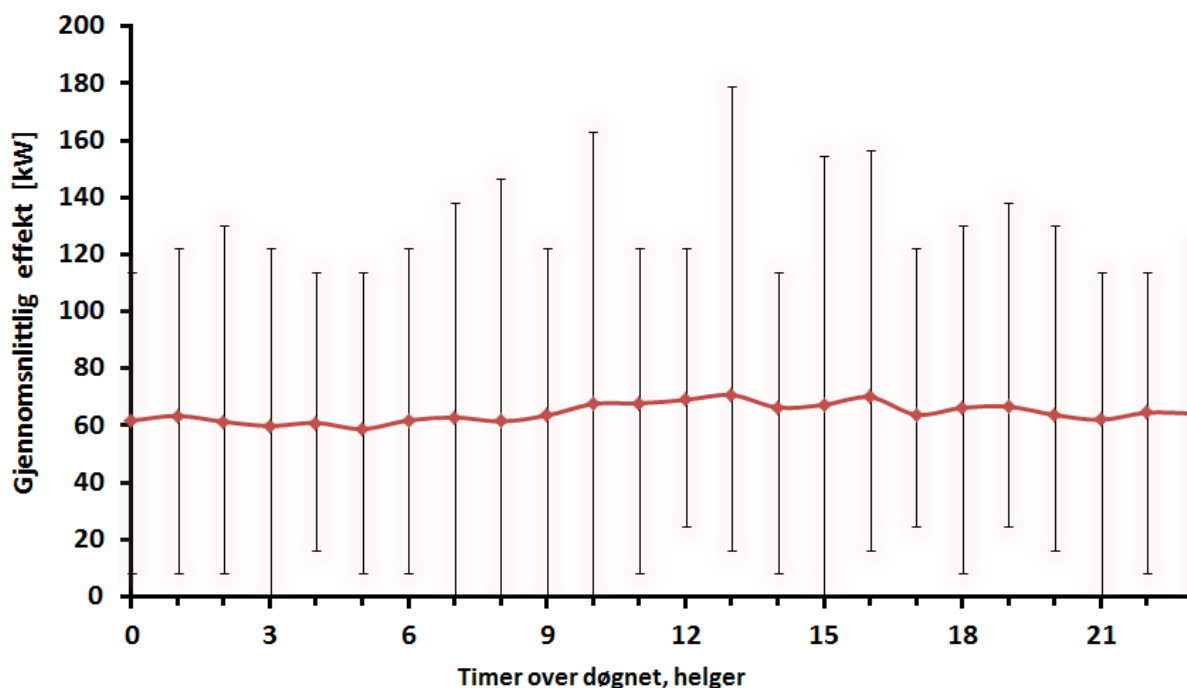
Tabell 18 Varmeeffekten i kondensatorkretsen fordelt på driftstider

	Gjennomsnitt [kW]	Maksimal [kW]	Standardavvik [kW]
Totalt	72.7	203.8	28.6
Hverdager	76.1	203.8	28.7
Driftstid	83.9	203.5	28.9
Helg	64.4	179.0	25.9

Figur 48 og Figur 49 viser gjennomsnittlig generert varmeeffekt i kondensatorkrets fordelt på timer over døgnet. Maksimale og minimale effekter per time er inkludert som feilfelt. I hverdager er det alltid varmetilførsel på dagtid, der det ikke er registrert null varmetilførsel mellom klokken 7 og 15. Resultatene viser at høyeste maksimale effektene på 204 kW inntreffer i hverdager. Generelt er gjennomsnittseffekt og maksimal registrert effekter lavere i helgene.



Figur 48 Gjennomsnittseffekt i hverdager, markert maksimal og minimal effekt

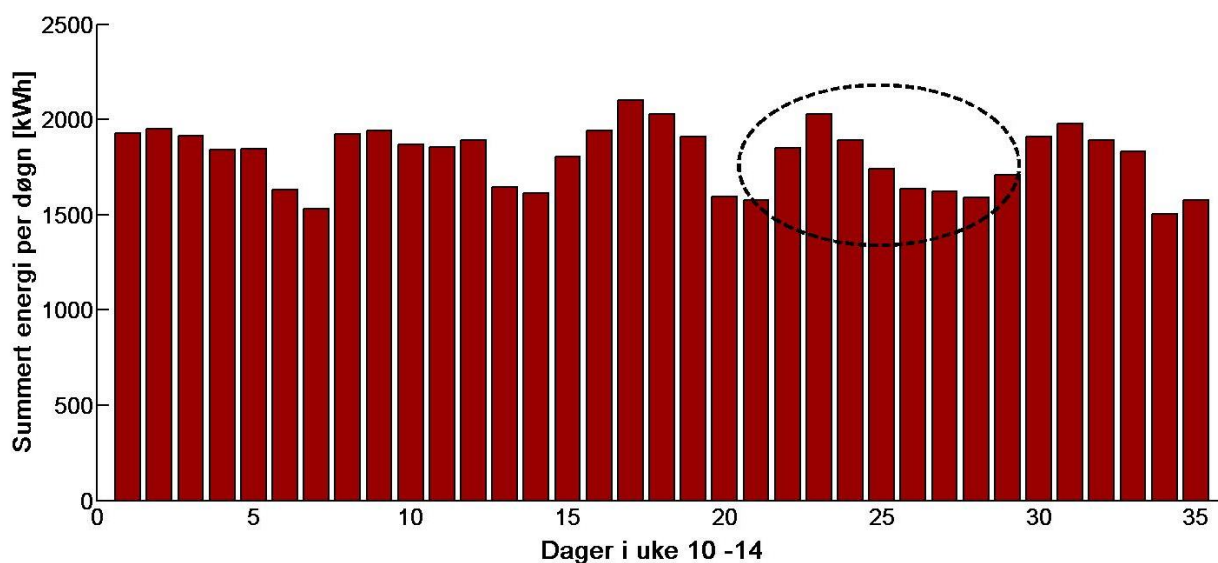


Figur 49 Gjennomsnittseffekt i helger, markert med maksimale og minimale effekter

11.1.3. VARMEAVGIVELSE I KONDENSATORKRETS

Ved antatt konstant effekt over 15 minutters intervall ble energimengdene beregnet og summert opp, som metode beskrevet i kapittel 8.1.2. Figur 50 gir energimengden i kondensatorkretsen per døgn, vist i Figur 22, basert på effektberegningene i kapittel 11.2.3

Figur 50 viser data for fem uker fra 4.mars, som tilsvarer hele mars og deler av april måned. Resultatet viser at det genereres mest overskuddsvarme i hverdagene, med en tydelig nedgang i helgene. Tilsvarende gjentakende mønster finnes igjen i de første månedene. Det markerte området er påsken 2013. Ferien gir lite utslag på energimengdene, men viser en liten nedgang fra skjærtorsdag og ut påskehelgen.



Figur 50 Overskuddsvarmen i kondensatorkretsen per døgn, uke 10-14 2013

Tabell 19 gir en oversikt over generert overskuddsvarme, fordelt på måneder. Tabellen viser en maksimal varmemengde per døgn ligger på 2100 kWh i mars. Minimal mengde er i januar med 1419 kWh. Gjennomsnittlig verdi per døgn er omtrent 1700 - 1800 kWh per døgn.

Tabell 19 Generert overskuddsvarme i januar - april 2013

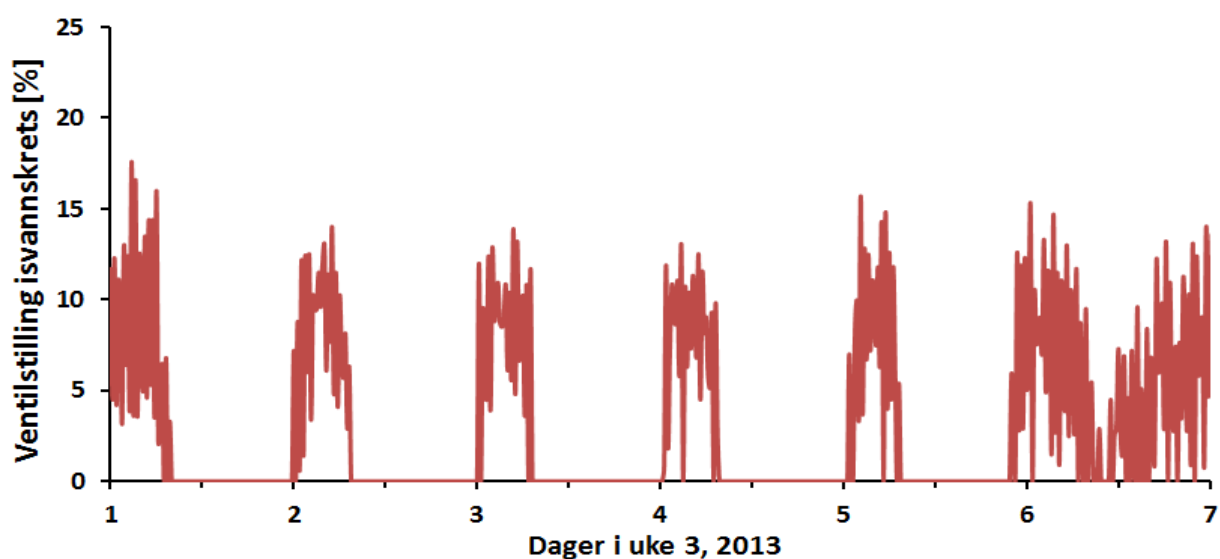
Måned	Januar	Februar	Mars	April	Total 14 uker
Minimal per døgn [kWh]	1419	1476	1519	1503	1419
Maksimal per døgn [kWh]	1895	1975	2099	1979	2099
Snitt energi per døgn [kWh]	1695	1735	1801	1771	1746
Total per måned [kWh]	52 553	48 579	55 824	12 400	169 360

Tabell 19 viser at total termiske energi ligger i overkanten av 50 000 kWh per måned. For april er det kun måledata for første uke. Ved å ta utgangspunkt i gjennomsnittlig verdi per døgn, vil generert varme i april bli 53 130 kWh. Februar måned er kort, og har lavere generert varme enn de andre månedene.

11.1.4. RESULTATER BASERT PÅ EFFEKTBALANSE FORVARMING

Effektbalanse forvarming tappevann er metode A beskrevet i kapittel 8.1, for å beregne fordelingen av varmeeffekt levert til tappevann og til fjernvarme. Metoden tar utgangspunkt i forvarmeveksler for tappevann vist til høyre i Figur 22.

Ved lukket ventil i isvannskretsen for fjernkjøling, vist som SB1 i Figur 22 og Figur 25, blir all overskuddsvarme i kondensatorkrets overført til tappevannet. Figur 51 viser målt ventilstilling for SB1 over uke 3 i 2013. Måledata starter natt til mandag 14.januar, og hver markør på x-aksen angir overgangen til et nytt døgn. Figur 51 viser at reguleringsventilen er åpen for dumping til fjernkjøling om nettene og i helgen. I hverdager er det lite varmeavgivelse til fjernkjølekrets, spesielt på dagtid.



Figur 51 Ventilstilling til reguleringsventil isvannskrets, SB1, uke 3

Ved å ta utgangspunkt i måledata når ventil SB1 i isvannskretsen indikerer lukket stilling, beregnes gjennomsnittlig volumstrøm for forvarmingskretsen av tappevann vist til høyre for varmeveksler i Figur 7. Metoden er forklart i kapittel 8.1.3 i ligning (8.7) til (8.9). Gjennomsnittlig volumstrøm er antatt konstant og er videre brukt å bestemme varmeeffekt til forvarming ved all drift, uavhengig av ventilstilling. Effekten er gitt av ligning (8.10).

Tabell 20 gir resultatet av effektberegningene av forvarmet tappevann. Gjennomsnittlig temperaturløft og varmeeffekt til forvarming er høyere når ventil SB1 er lukket og det ikke er fjernkjøling. Maksimale beregnede verdier og prosjekterende verdier gis til høyre i tabellen.

Resultatet for maksimale volumstrømmen på 78,3 l/s tyder på at metoden for å beregne volumstrømmen i forvarmingskrets ikke fungerer i alle driftstilfeller. Gjennomsnittsverdien på 4,16 l/s er nær prosjektert verdi og antas som mer troverdig.

Tabell 20 Beregnede verdier for temperaturløft, volumstrøm og effekt, forvarming

Målte verdier	Snitt ventil SB1 lukket	Snitt total måleperiode	Maksimal i måleperiode	Prosjektert
Temperaturløft [°C]	4,85	3,39	12,7	22
Volumstrøm [l/s]	4,16	-	78,3	3,79
Effekt forvarming [kW]	77,1	53,9	221,3	350

Resultatene i Tabell 20 viser at gjennomsnittlig effektopptak til forvarming av tappevann er 77,1 kW når ventil SB1 er lukket. Dette stemmer bra med gjennomsnittlig varmeeffekt i kondensatorkretsen i hverdager og i driftstiden, oppgitt i Tabell 18. Totalt sett er gjennomsnittlig effektopptak 53,9 kW uavhengig av ventilstilling for fjernkjøling.

Et problem som oppstår ved beregning av levert varmeeffekt til forvarming av tappevann, er at denne til tider overstiger effekten i kondensatorkretsen. Dette vises i ved at maksimal effektopptak i Tabell 20 er større enn for kondensatorkretsen i Tabell 18. Problemet kan skyldes flere faktorer:

- Beregnet volumstrøm er for høy. Årsaken kan være at tap i kretsen er neglisjert, slik at overført varme ansees som større enn virkelighet.
- Volumstrømmen i forvarming kan variere selv ved konstant turtall, som følge av endringer i driften. Volumstrømmen blir dermed ikke konstant som antatt i modell.
- Forsinkelser i måledata. Effektene måles kun hvert 15 minutt, og endringer kan skje.

Varmeopptaket i forvarmingskrets kan ikke være større enn generert varme. Ligning (11.2) er lagt inn som en tilleggsfunksjon i MATLAB og sørger for å begrense varmeeffektene slik at varmeopptaket til forvarmingskretsen ikke overgår tilgjengelig varme i kondensatorkrets. Tilsvarende sørger ligning (11.3) for at all varme leveres til forvarmingskrets, når ventilen for fjernkjøling SB1 er stengt. Effektbegrensingene er:

$$\dot{Q}_{forvarming} > \dot{Q}_{kondensator} \rightarrow \dot{Q}_{forvarming} = \dot{Q}_{kondensator} \quad (11.2)$$

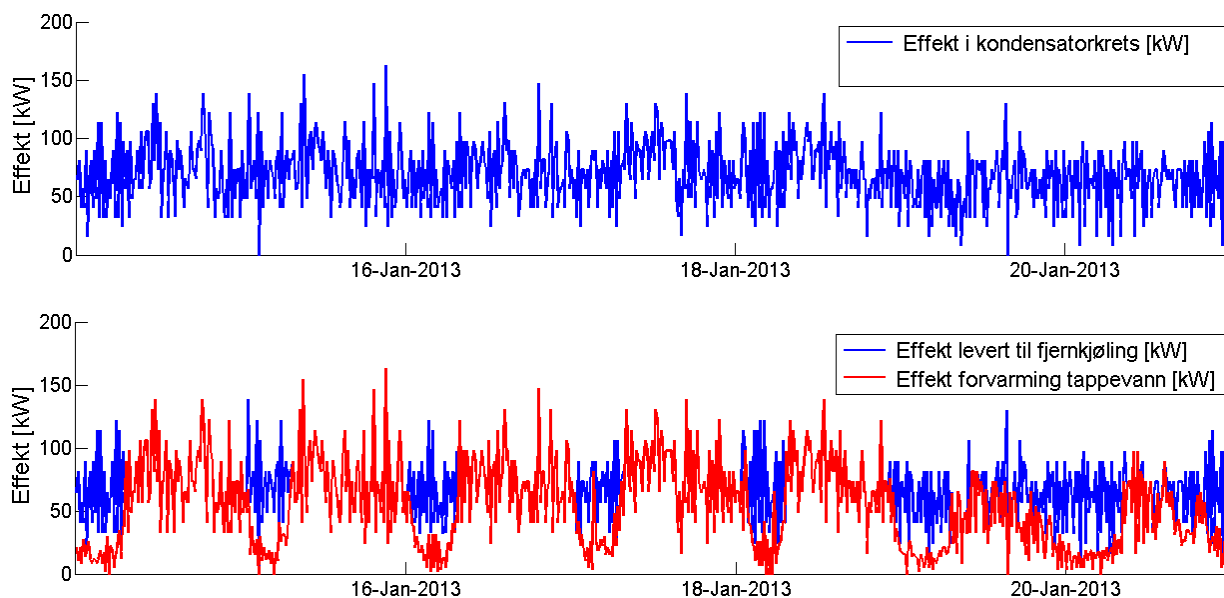
$$SB1 = 0 \rightarrow \dot{Q}_{forvarming} = \dot{Q}_{kondensator} \quad (11.3)$$

Figur 52 gir varmeeffekt i kondensatorkrets og opptaket til forvarming for uke 3 i 2013. Dette tilsvarer samme perioden som vises av ventilstillingen i Figur 51. I det øverste diagrammet er effektene i kondensatorkretsen hvert 15 minutt i uke 3.

I nederste diagram i Figur 52 er opptaket til forvarming av tappevann inkludert og merket med rød linje. Opptaket er begrenset ved bruk av ligning (11.2), slik at det ikke kan overgå effekten i kondensatorkretsen. Også ligning (11.3) lagt inn og sikrer at all varme leveres til forvarming når ventil for fjernkjøling er lukket. Dette vises i form av stort varmeopptak på dagtid.

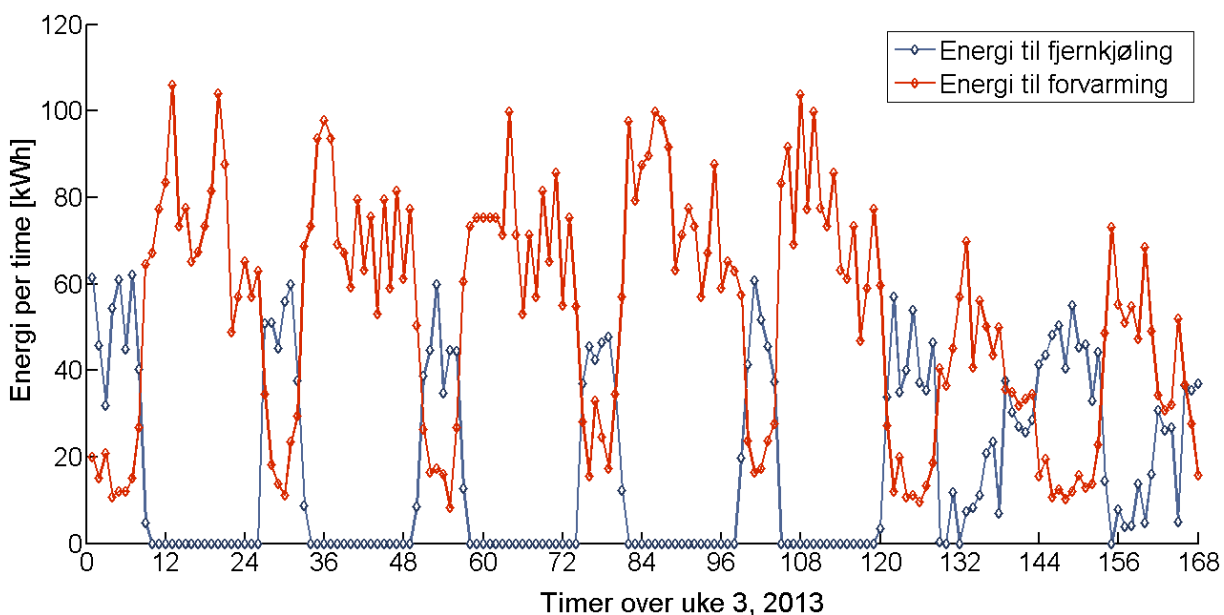
Før effektbegrensningen var lagt til, hadde den røde linjen for forvarming av tappevann flere høye effekttopper og større uregelmessigheter i forhold til kondensatorkretsen.

For nederste diagram i Figur 52 tilsvarende de blå linjene som ikke overlappes av tappevannet med rød linje, tidsrom der varme dumpes til fjernkjøling. Dette er hovedsakelig om natten og i helger.



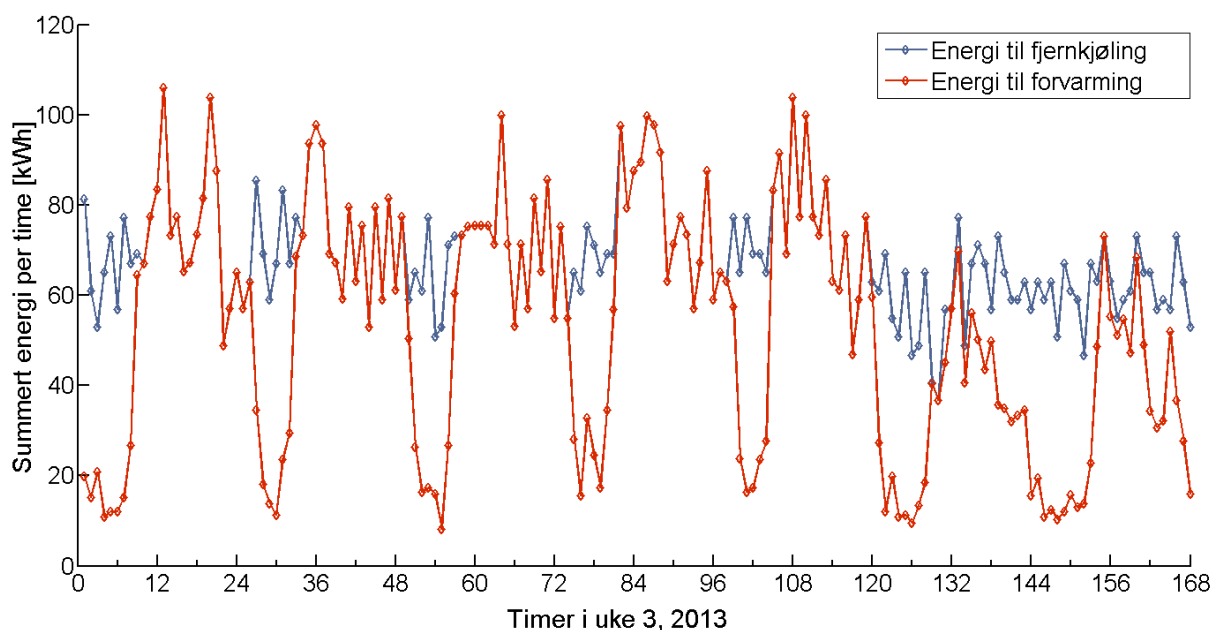
Figur 52 Effekt kondensatorkrets, forvarming og isvann uke 3, effektbalanse

Figur 53 gir beregnet energi per time fordelt til forvarming og fjernkjøling. Energiopptaket til forvarming varierer mellom 15 kW om nettene og 60 - 100 kW på dagtid. Når energiopptaket til forvarming synker, overtar isvannskretsen for fjernkjøling.



Figur 53 Energi levert til forvarming og fjernkjøling per time, uke 3 2013

Figur 54 illustrerer stabled energi per time fordelt på de ulike kretsene. Grafene er stabled på hverandre, slik at øverste graf alltid tilsvarer effekten i kondensatorkretsen som i Figur 52.



Figur 54 Stabled energi levert til forvarming og fjernkjøling per time, uke 3 2013

Utnyttelse av spillvarme følger mønsteret til overskuddsvarmen fra kjøleanlegget, med økt forbruk av forvarmet vann på dagtid i hverdager. Dette er positivt i forhold til effektiviteten til varmeutnyttelsen.

11.1.5. RESULTATER BASERT PÅ VENTILSTILLING ISVANNSKRETS

Ventilstilling isvannskrets er metode B beskrevet i kapittel 8.1, og tar for seg varmfordeling til tappevann og til fjernkjøling. Metoden tar utgangspunkt i isvannskretsen for fjernkjøling og ventilen SB1 vist øverst i Figur 22.

Estimering av isvannskretsens volumstrøm er utdypet i kapittel 10.3. Forholdet mellom vannmengden tilført isvannsveksleren og ventilstilling til SB1 er gitt som en funksjon i ligning (10.4). Ligningen sikrer null varmedumping til fjernkjøling når ventil SB1 er lukket. Dette kan beskrives som:

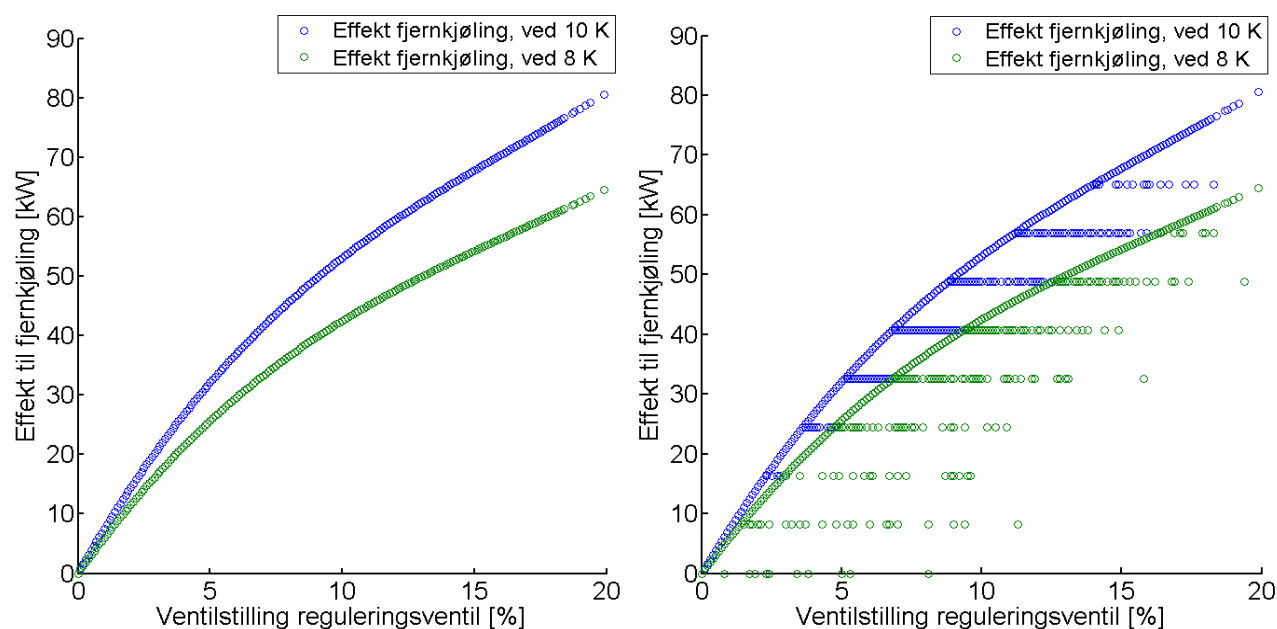
$$SB1 = 0 \rightarrow \dot{Q}_{fjernkjøling} = 0 \quad (11.4)$$

Det er antatt to temperaturløft over isvannsveksleren for isvannskretsen for å studere omfanget av en temperaturendring. Temperaturløftet tilsvarer ΔT_{fk} markert øverst til venstre i Figur 25. Det skilles mellom for 8 K og 10 K. Temperaturløftet blir fra 14 °C til 22 og 24 °C, som er relevante temperaturer i forhold til virkelig drift. Dimensjonerende temperatur for varmeveksler er 14 til 23,4 °C.

Temperaturløftet ΔT_{fk} i Figur 25 vil trolig være mindre ved liten ventilstilling, og øke med økt vannmengden gjennom veksleren. Det er viktig å unngå avvik der varmedumping til fjernkjøling er større enn varmeavgivelsen fra kondensatorkretsen. Det er dermed lagt inn en effektbegrensning som setter varmeeffektene lik hverandre, som:

$$\dot{Q}_{fjernkjøling} > \dot{Q}_{kondensator} \rightarrow \dot{Q}_{fjernkjøling} = \dot{Q}_{kondensator} \quad (11.5)$$

Figur 55 viser effekten levert til fjernkjølingskretsen i forhold til reguleringsventilens stilling, for temperaturløft på 8 K og 10 K. Diagrammet til venstre gir levert varmeeffekt som funksjon av ventilstillingen i isvannskretsen. Diagrammet til høyre viser tilsvarende data der ligning (11.5) er inkludert, slik at effektopptaket begrenses og ikke kan overgå effektavgivelsen fra kondensatorkretsen.



Figur 55 Effekt levert til fjernkjøling som funksjon ventilstilling, januar – april 2013

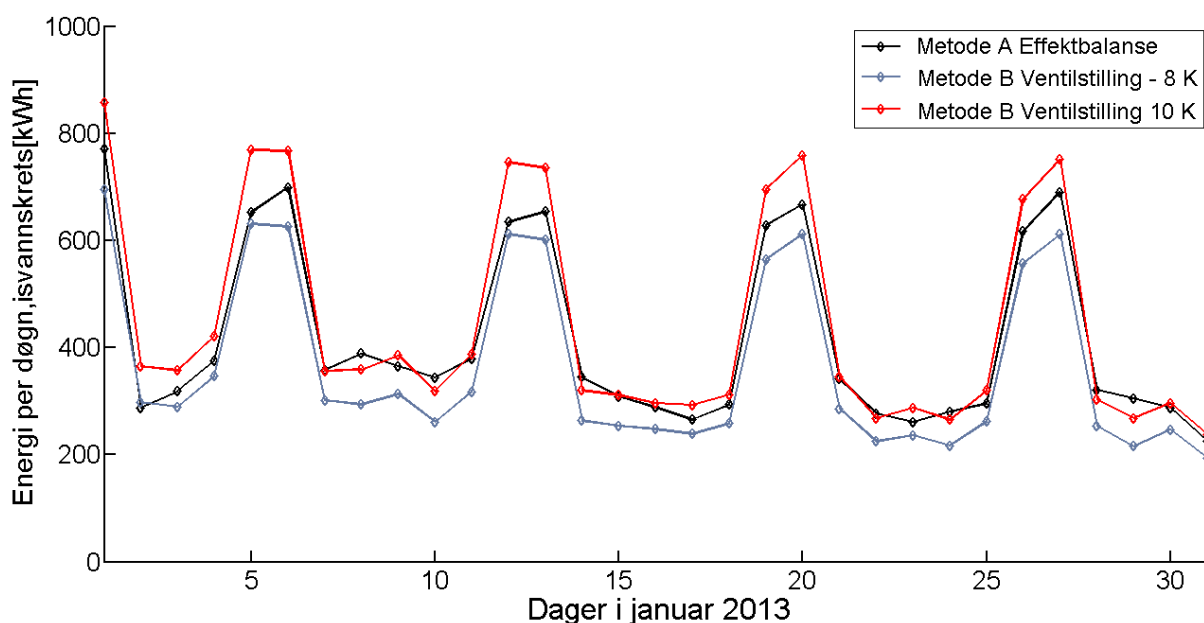
Største registrerte ventilåpning for SB1 er 19,9 %, tilsvarer maksimal avgitt effekt på 64,5 kW ved 8 K og 80,4 kW ved 10 K, vist øverst i Figur 55. Ved å benytte ligning (11.5) dukker det opp tydelige avvik funksjonen, vist som utflateringer i diagrammet til høyre i Figur 55. Avvikene skyldes at effekten er begrenset til varmeeffektavgivelse fra kondensatorkretsen på det aktuelle målepunktet. Gjennomsnittseffekt levert til isvannskrets fjernkjøling synker da fra 16,8 kW til 16,6 kW ved 8 K, og fra 21,1 til 20,3 kW ved 10 K.

11.1.6. SAMMENLIGNING AV METODENE FOR VURDERING AV KONDENSATORVARMEN

I modell 1 illustrert i Figur 22 er det gitt to metoder for å bestemme fordelingen av varmeavgivelsen fra kondensatorkretsen. Metodene er gjennomgått i kapittel 11.1.4 og 11.1.5 og vil nå bli sammenlignet opp mot hverandre. Ideelt sett burde resultatene bli identiske, men ettersom begge metodene bygger på flere variabler og antagelser vil dette være lite sannsynlig.

Som nevnt i kapittel 8.1.5 er metodene forkortet. For å gjøre sammenligningene lettere er metode «Effektbalanse forvarming» fått benevnelsen metode A effektbalanse, mens metode «ventilstilling isvannskrets» har fått benevnelsen metode B ventilstilling. For å skille mellom temperaturnivå er sistnevnte satt til B1 for 8 K og B2 for 10 K.

Figur 56 viser energi per døgn dumpet til fjernkjølingen for januar 2013, beregnet ved bruk metode A effektbalanse og metode B ventilstilling med to ulike temperaturnivå. Grafene har lik repeterende energiprofil, med økt varmeopptak i helger og lavere opptak i ukedagene. Dette samsvarer med reguleringsventil SB1 i Figur 51.

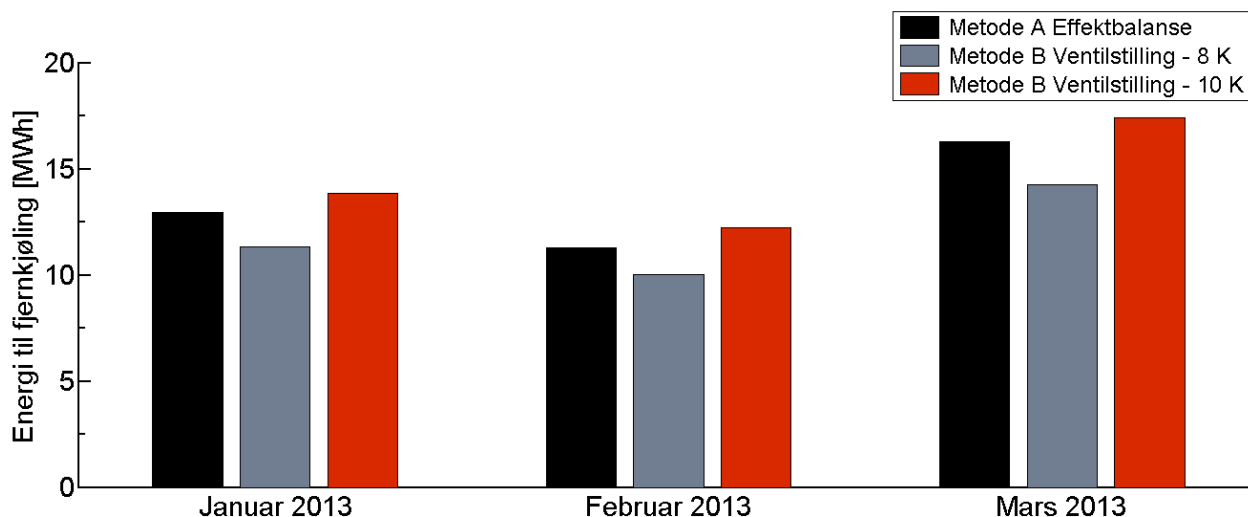


Figur 56 To metoder, to temperaturer - Energi per døgn levert til isvannskrets fjernkjøling

Resultatet i Figur 56 viser at metode B2 ventilstilling 10 K gir størst forskjell mellom helger og hverdager. I hverdager dumpes det 400 kWh per døgn, som doubles til over 800 kWh per døgn i helger. Metode B1 ventilstilling 8 K gir minst varmedumping både i helger og hverdager.

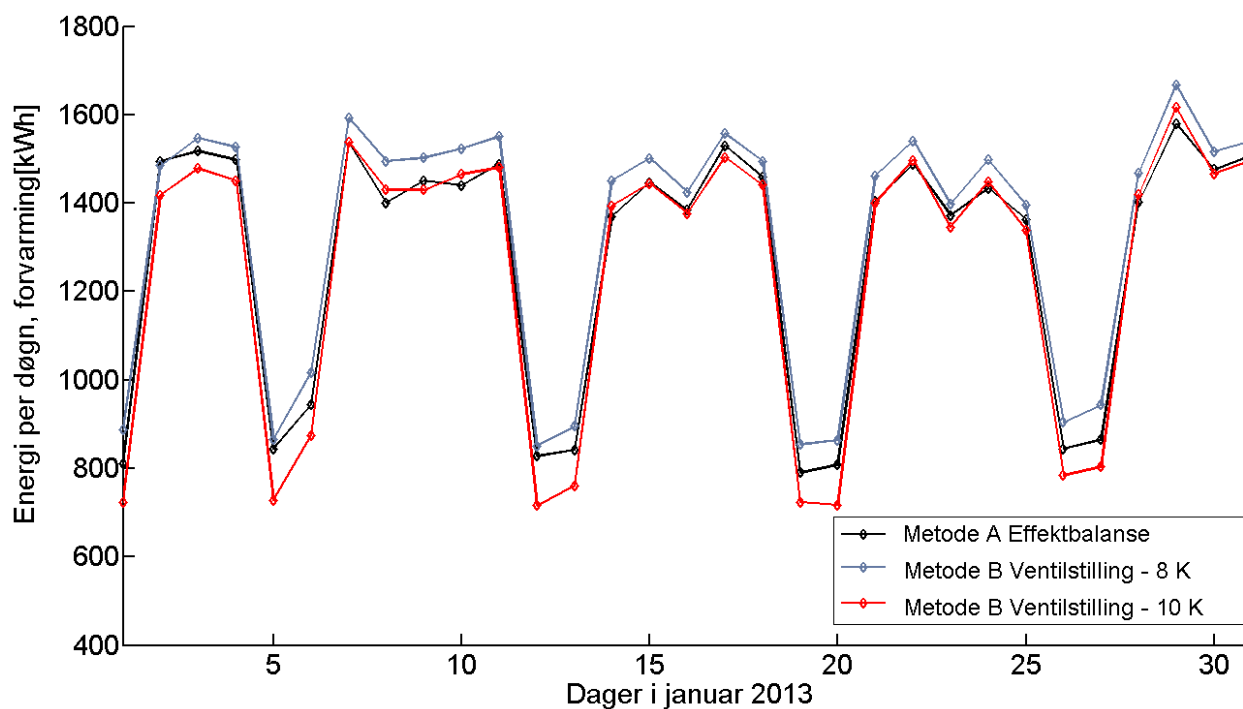
Ved bruk av metode A effektbalanse blir varmeavgivelse tilnærmet lik metode B2 ventilstilling 10 K i hverdager, vist som svart og rød linje i Figur 56. I helger utgjør metode A effektbalanse en middelvei mellom begge metodene basert på ventilstillingen SB1.

Figur 57 gir akkumulert energi avgitt til fjernkjøling for de tre første månedene i 2013. Det er metode B2 ventilstilling 10 K som gir størst energidumping over tid. Varmedumpingen til fjernkjøling varierer mellom 12 MWh og 18 MWh per måned. Variasjonen mellom de ulike metodene utgjør maksimalt 4 MWh per måned.



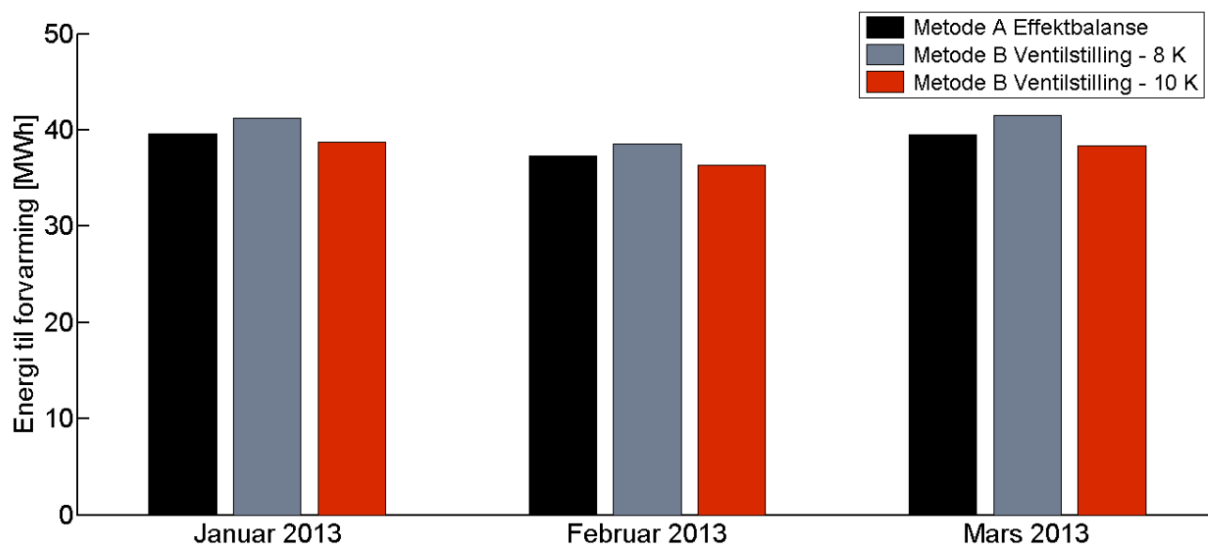
Figur 57 Metode effektbalanse og ventilstilling - Energi per måned til fjernkjøling

Figur 58 viser energioptak til forvarming per døgn i januar 2013, ved bruk av de ulike metodene for å beregne varmfordelingen. Her er resultatet motsatt av grafene for varme til fjernkjøling gitt i Figur 56. Metode B1 basert på ventilstilling med 8 K viser størst varmeopptak til forvarming både i hverdager og helger.



Figur 58 To metoder og to temperaturer - Energi per døgn levert til forvarming

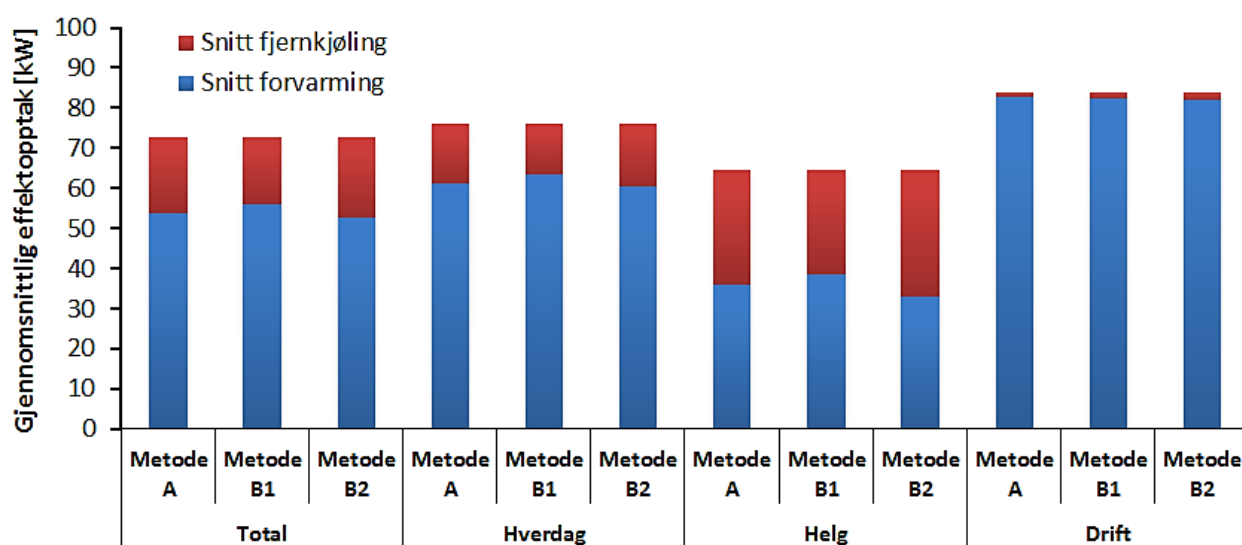
Figur 59 gir akkumulert energi avgitt til forvarming tappevann for de tre første månedene i 2013. Det er metode B1 basert på ventilstilling med 8K som gir det største varmeopptaket over tid. Variasjonen mellom de ulike metodene er likt som for fjernkjøling gitt i Figur 57, men totale energimengder levert til forvarming tappevann gitt i Figur 59 er betydelig høyere.



Figur 59 Metode effektbalanse og ventilstilling - Energi per måned til forvarming

SAMMENLIGNER METODENE VED ULIK DRIFT

Omfanget av overskuddsvarmen i kondensatorkretsen varierer med driftssituasjonen og er gitt i Figur 47 fordelt på hverdager og helger. Varmeavgivelsen til forvarming tappevann og fjernkjøling varierer også med driftstidene og er viktig som grunnlag for antagelser ved kjølemaskiner i modell 3. Figur 60 viser gjennomsnittlig effektopptak til forvarming og fjernkjøling, fordelt på total, hverdager, helger og driftstid. Driftstid tilsvarer hverdager mellom klokken 8 og 18. Total tilsvarer hele måleperioden uavhengig av dag eller tidspunkt.



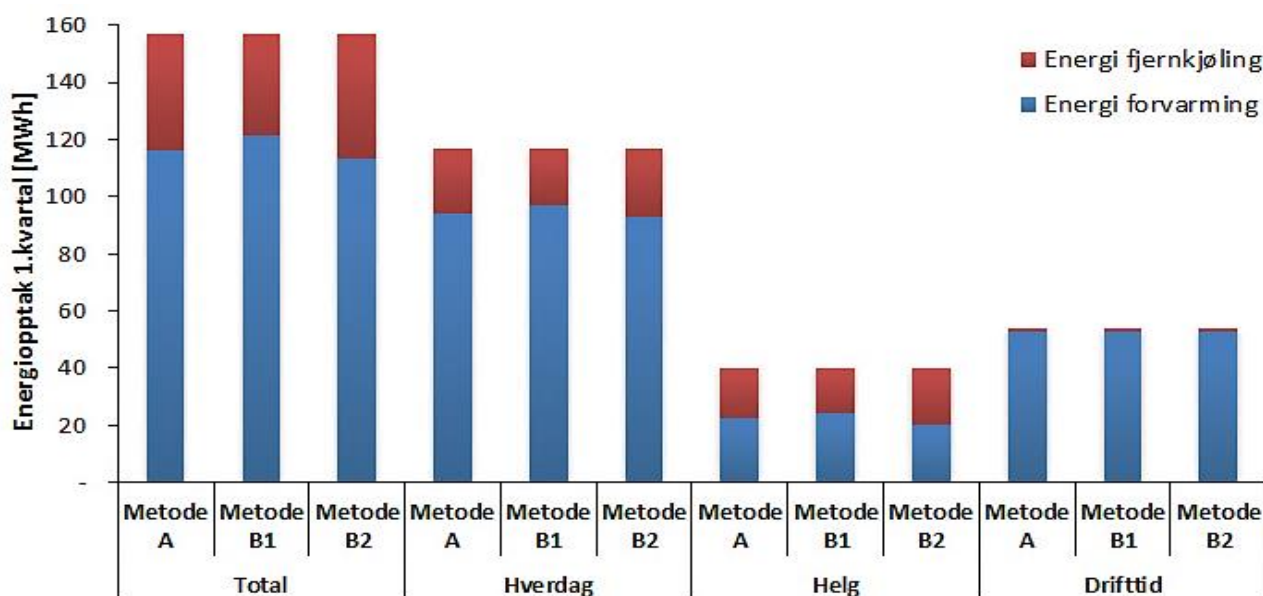
Figur 60 Effektopptak til forvarming og fjernkjøling, ved ulike driftstilfeller

Resultat i Figur 60 viser at totalt er effektopptaket 52 - 56 kW til forvarming og 16 - 20 kW til fjernkjøling, noe avhengig av metode. I helger genereres det mindre overskuddsvarme og en større effektandel leveres til fjernkjøling. På hverdager og i driftsperioden er det motsatt, med større varmegenerering og en stor effektandel leveres til forvarming av tappevann.

Figur 61 viser stablet varmeenergi levert til forvarming tappevann og fjernkjøling for ulike driftstilfeller. Energimengdene er beregnet for 1.kvartal 2013. Total utgjør stablet energimengden til forvarming og fjernkjøling, avgitt energi fra kondensatorrets.

Resultatet i Figur 61 viser at i driftstiden er det hovedsakelig varmeopptak til forvarming av tappevann. Dette stemmer bra med ventilstillingen SB1 vist i Figur 51. I hverdagen er stablet varmeavgivelse større, som innebærer en genereres mye varme også utenom driftstiden. Utenom driftstiden leveres varmen både til forvarming tappevann og fjernkjøling.

Ettersom helg kun utgjør 2/7 av måleperioden får den høye effektavgivelsen til fjernkjøling vist i Figur 60 en mindre innvirkning energimessig. Varmedumping til fjernkjøling er jevnt fordelt på helger og hverdager utenom driftstid, som vises av de røde områdene i Figur 61 er omtrent like store.



Figur 61 Energiopptak til forvarming og fjernvarme ved ulike driftstilfeller, 1.kvartal 2013

Resultatet i Figur 61 viser at de ulike metodene utgjør en liten differanse i energiopptak ved ulike driftstilfeller. Det benyttes dermed én referansemetode for videre beregning av energibidrag og spillvarmeutnyttelse.

Varmefordeling i driftssituasjoner blir tatt opp igjen i Tabell 23 i kapittel 11.1.8. Beregninger fordelt på ulike driftssituasjon er gjort ved å dele opp tidsintervallene $\Delta\tau$ gitt i kapittel 8.1.2. I MATLAB er det laget tidsmatriser som hjelpemiddel. For å hente ut effekter og energi for hverdager, indikerer tidsmatrisen 0 for lørdager og søndager og 1 for alle hverdager.

11.1.7. FEILKILDER OG AVVIK VED BRUK AV REFERANSEMETODE

I månedlige resultatene gitt i Figur 57 og Figur 59 og i resultater ved ulike driftstilfeller vist i Figur 61 er det små variasjoner mellom metode benyttet. Det kan tyde på at metodene benyttet i modellen fungerer bra for ulike driftsituasjoner. Det er en del feilkilder og antagelser som kan påvirke resultatene og det er viktig å være kritisk til dette. Følgene av usikkerhet i målene ble introduser i kapittel 4, og spesifikt gjennomgått i kapittel 4.1 og 4.4.

FEILKILDER OG ANTAGELSER

I metode A effektbalanse er det antatt konstant vannmengder for forvarming av tappevann. Her er det ujevn avtapping og påfylling av vann som kan skape trykkendringer under drift, vist helt til høyre i Figur 7. Vanntankene tilknyttet forvarmingen, kalt akkumuleringstanker i Figur 7, har trolig positiv innvirkning i form av utjevning av drift- og trykkendringer. Vanntankene er dermed en viktig faktor i antagelsen av volumstrømmen.

En annen faktor ved beregning av volumstrømmen i metode A effektbalanse, er at denne baseres på mange ulike sensorer. Som vist i kapittel 8.1.3 beregnes volumstrømmen basert på en effektbalanse, når ventil SB1 indikerer null varmeopptak til fjernvarme. Dette er vist i ligning (8.7) og Figur 24. Volumstrømmen er da avhengig av:

- Temperatursensor T_1 og T_2 fra SD-anlegg, vist i Figur 22
- Volumstrøm $\dot{V}_{kondensator}$ gitt ut fra vannmålinger, kapittel 8.1.1
- Temperatursensor T_{F1} og T_{F2} fra SD-anlegg, vist i Figur 24 og Figur 25.
- Ventilstilling SB1 fra SD-anlegg, vist i Figur 25

Når det gjeder metode B ventilstilling er det antatt jevn drift i isvannskrets «Kjøling rom og utstyr» for fjernkjøling, vist i Figur 19. Her kan det være avvik grunnet endring i pådrag til andre ventiler i kretsen. En fordel med isvannskretsen er at kjølebehovet for romkjøling av datasentraler og utstyr ikke er klimaavhengig. I tillegg er det turtallsregulering i fjernkjølekretsen der hastighet på pumpen reguleres etter differansetrykket og reduserer påvirkning mellom ventiler, forklar i kapittel 7.3. Ideelt sett burde det vært utført flere vannmålinger over tid, for å få pålitelige måledata.

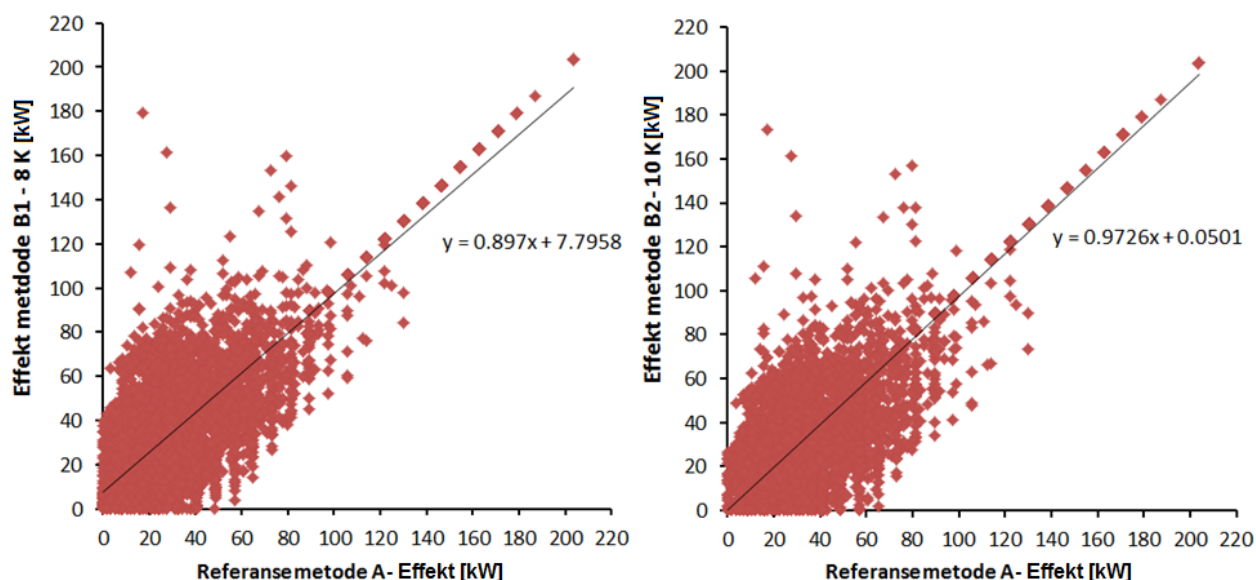
I metode B er det også antatt konstant temperaturløft i isvannskrets for dumping av varme fra kondensatorkretsen, vist til høyre i Figur 19 og øverst i Figur 25. Ved drift vil temperaturen i isvannskretsen variere. Temperaturdifferansen over veksleren vil trolig øke når ventilstillingen øker.

EN REFERANSEMETODE I VIDERE BEREGNINGER

Videre i modell 1 er det tatt utgangspunkt i en referansemetode. Både med tanke på effekt, energi og ulike driftstilfeller er resultatene i metode A effektbalanse i sjiktet mellom B1 og B2 basert på ventilstilling og temperaturnivå. Metode A effektbalanse velges derfor som referansemetoden. For å studere avvikene mellom de tre metodene er det valgt å beregne standardfeil som vist i kapittel 8.1.5.

STANDARDFEIL FOR FORVARMING

Figur 62 gir effekt til forvarming ved bruk av metode B ventilstilling for to temperaturløft. Metode A er benyttet som referanseverdi langs x-aksen. En trendlinje viser forholdet mellom metodene.



Figur 62 Effekt forvarming - Metode B ventilstilling sammenlignet med referansemetode

Ved plotting av effektene i MATLAB og Excel kan verdier for beste tilpassede lineære linje, med tilhørende determinantkoeffisienter R^2 hentes ut. MATLAB gir følgende lineære funksjoner for varmeeffekt til forvarming tappevann:

$$y = 0.89705x + 7.7958 \quad (11.6)$$

$$y = 0.97258x + 0.05007 \quad (11.7)$$

Metoden som er best tilpasset referansemetoder har lineært stigningstall nær 1. Ut fra de lineære funksjonene vises det at metode B2 har nærmest 1, på 0,97258. Ut fra dette kan det konkluderes med at B2 for 10 K avviker minst fra referansemetoden.

Standardfeil av estimat beregnes med referansemetode A basert på ligning (8.17) til (8.20) i kapittel 8.1.5. Tabell 21 gir feilberegningene utført av effektopptak til forvarming.

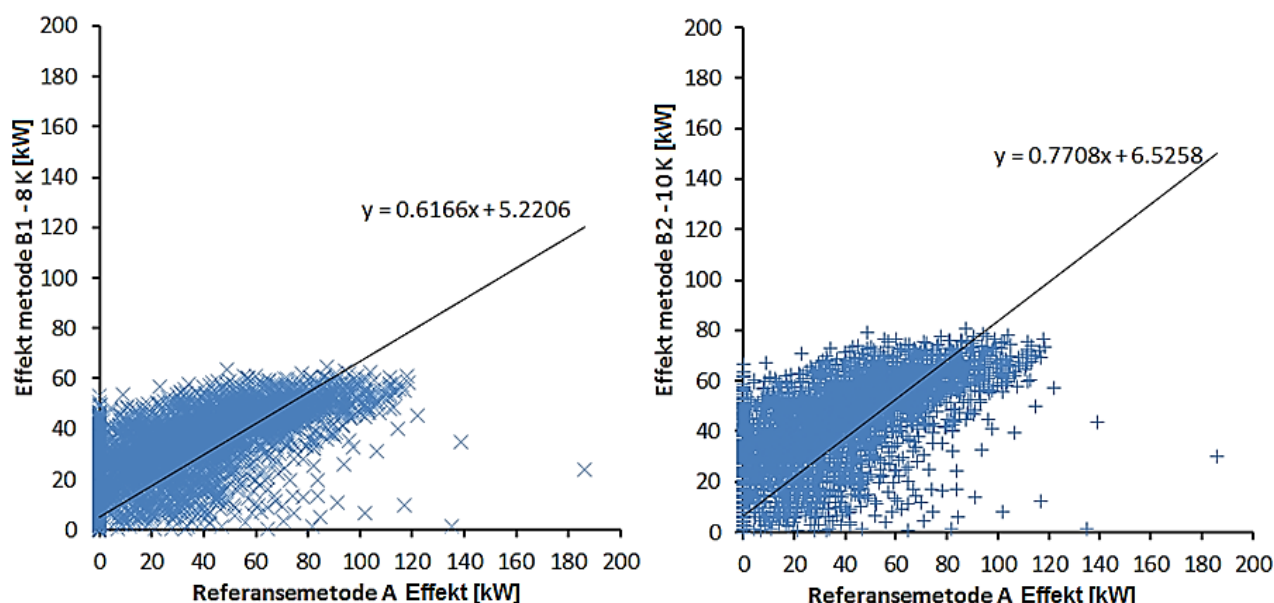
Tabell 21 Avviksberegning ved bruk av lineær regresjon – forvarming tappevann

Standardfeil	$\sum D_i$	$\sum D_i^2$	S_{xy}	\bar{y}	$\sum (y_i - \bar{y})^2$	R^2
Metode B1	- 20 922	2 021 900	14,73	16,60	11 064 000	0,8172
Metode B2	13 295	1 748 900	13,70	20,28	12 548 000	0,8606

Metode B1 har størst standardfeil på 14.73. Beregningene viser at metode B2 med temperaturløft på 10 K, avviker minst fra referansemetoden. Dette samsvarer med resultatet fra plotting og generering av lineære funksjoner over i Figur 62.

STANDARDFEIL FOR FJERNKJØLING

Tilsvarende beregninger utføres for dumping til fjernkjøling. Figur 63 gir effekt til forvarming for metode B1 og B2 som funksjon av referansemetode A. En trendlinje viser forholdet.



Figur 63 Effekt fjernkjøling - Metode B ventilstilling sammenlignet med referansemetode

MATLAB gir følgende lineære funksjoner for varmedumping:

$$y = 0.61766x + 4.9595 \quad (11.8)$$

$$y = 0.76674x + 5.8242 \quad (11.9)$$

De lineære funksjonene for fjernkjøling har lavere stigningstall enn tilsvarende funksjoner for forvarming av tappevann, i ligning (11.7) - (11.8). Dette skyldes at fjernkjøling har lavere effekter enn forvarmingskretsen, slik at tilsvarende differanse utgjør et større relativt avvik. Det forventes dermed større avvik mellom metodene for fjernkjøling.

Tabell 22 gir avviksberegninger for varmedumping til fjernvarme for de to metodene.

Tabell 22 Avviksberegninger ved bruk av lineær regresjon - fjernkjøling

Standardfeil	$\sum D_i$	$\sum D_i^2$	S_{xy}	\bar{y}	$\sum (y_i - \bar{y})^2$	R^2
Metode B1	20 922	2 021 900	14.73	16.60	3 602 500	0,439
Metode B2	-13 295	1 748 900	13.70	20.28	5 419 800	0,677

Standardfeil for estimatet blir likt som for forvarming på 14.73 og 13.70. R^2 viser en dårligere «godhet» på måledataene. Dette samsvarer med resultatet fra plotting og generering av lineære funksjoner i Figur 63.

11.1.8. POTENSIALET VED UTNYTTELSE AV SPILLVARME

Tabell 23 gir prosentandel overskuddsvarmen levert til forvarming og fjernkjøling, ved bruk av referansemetode A effektbalanse, for 1.kvartal 2013. Verdiene benyttes videre til å beregne potensialet i forvarmingsanlegget og kostnader med dagens system.

Tabell 23 Andel energiopptak til forvarming og fjernkjøling, metode effektbalanse

	Totalt for 1. kvartal	Hverdag	Helg	Driftstid	Utenom driftstid
Andel til forvarming [%]	74,2 %	80,3 %	56,1 %	98,6 %	60,0 %
Energi forvarming [MWh]	116,5	101,2	57,1	59,4	24,2
Andel til fjernkjøling [%]	25,8 %	19,7 %	43,9 %	1,4 %	40,0 %
Energi fjernkjøling [MWh]	40,5	24,9	19,0	0,8	39,7

Resultat i Tabell 23 viser at i helger leveres 56,1 % av overskuddsvarmen til forvarming tappevann, som er betydelig lavere enn for hverdager. Det betyr at nesten halvparten av varmeenergien dumpes til fjernkjøling. Likevel er total varmedumping til fjernkjøling størst i hverdager, beregnet til 24,9 MWh mot 19,9 MWh i helger. Dette skyldes mindre overskuddsvarme i helger, illustrert i Figur 61, og færre dager definert som helg.

I driftstiden mellom klokken 8 og 18 er opptaket til forvarming dominerende, der 98,6 % av overskuddsvarmen leveres til tappevann. Totalt sett er varmeopptaket til forvarming av tappevann 74,2 % for 1. kvartal.

ESTIMERTE ÅRLIGE ENERGIMENGDER

Tabell 24 gir estimert overskuddsvarme for hele 2013. Ved å ta utgangspunkt i målinger fra de tre første månedene, er generert overskuddsvarme estimert for hele året. Sykehuset driftes året rundt, men kan ha redusert drift i enkelte ferier. Det antas normal drift større deler av sommerferien.

Tabell 24 Energimengder estimert for 1.kvartal og året 2013

	Andel	1.kvartal [kWh]	2013 [kWh]
Kondensatorkrets [kWh]	100 %	156 956	627 824
Forvarming [kWh]	74,2 %	116 461	465 845
Fjernkjøling [kWh]	25,8 %	40 495	161 979

Total estimert overskuddsvarme fra kjølemaskinene anslås til 628 MWh per år som vist i Tabell 24. Overskuddsvarmen som fjernes via forvarmingskretsen er anslått til 465 MWh, og varmen fjernet via fjernkjøling er anslått til 162 MWh.

I alternativsvurderingen til Team St. Olav introdusert i kapittel 3.5 ble det antatt en midlere effekt fra kjøleanleggene, vist til venstre i Figur 22, på 100 kW. Dette vil tilsvare varme-generering på 2 400 kWh per døgn eller 876 000 kWh per år. Resultatet i Tabell 24 viser at modell 1 «Varmeeffekt basert på vannmåling og temperaturlogg» gir årlig overskuddsvarme på 627 000 kWh, nesten 250 000 kWh lavere enn antatt verdi. Når det gjelder varmedistribusjon til forvarming av tappevann ble denne antatt til 80 % og 700 800 kWh. Ifølge resultatene i modell 1 er denne 465 800 kWh og utgjør 74,2 %.

SPILLVARMENS BIDRAG I FORHOLD TIL FJERNVARME OG FJERNKJØLING

Siemens EMC og Entro gir data på energiforsyning til Akutten- og Hjerte-Lunge-senteret, som kan sammenlignes opp mot estimerte energimengder i spillvarmesystemet. Det er hovedsakelig primærmålere for fjernvarme og fjernkjøling som er aktuell for sammenligning. Kapittel 6.4 omhandler problemet med avvik mellom hovedmålere på primærside og undermålere på sekundærside av fjernvarme- og fjernkjølingsforsyning, vist i ligning (6.1) til (6.3) og i Figur 15.

Tabell 25 gir total fjernvarme levert til AHL og bidraget av overskuddsvarmen i kondensator-kretsen for de første månedene i 2013. Nabobyggene Gastro- og Bevelgessenteret er ikke inkludert og det antas at AHL bruker all forvarmet vann. Isolert sett for AHL bidrar utnyttelsen av spillvarme til 4,3 % reduksjon i fjernvarme 1.kvartal. Varme dumpet til fjernkjøling utgjør et tap i form av ubrukt energi på 1,6 % av fjernvarmeforbruk.

Tabell 25 Fjernvarmeopptak og bidraget fra kondensatorkretsen

	Total fjernvarme levert til AHL [kWh]	Energi til forvarming [kWh]	Bidrag totalt [%]	Energi til fjernkjøling [kWh]	Ubrukt energi [%]
Januar	1 077 320	39 623	3,5 %	12 931	1,2 %
Februar	881 970	37 305	4,1 %	11 274	1,3 %
Mars	612 030	39 529	6,1 %	16 295	2,7 %
1.kvartal	2 571 320	116 457	4,3 %	40 500	1,6 %

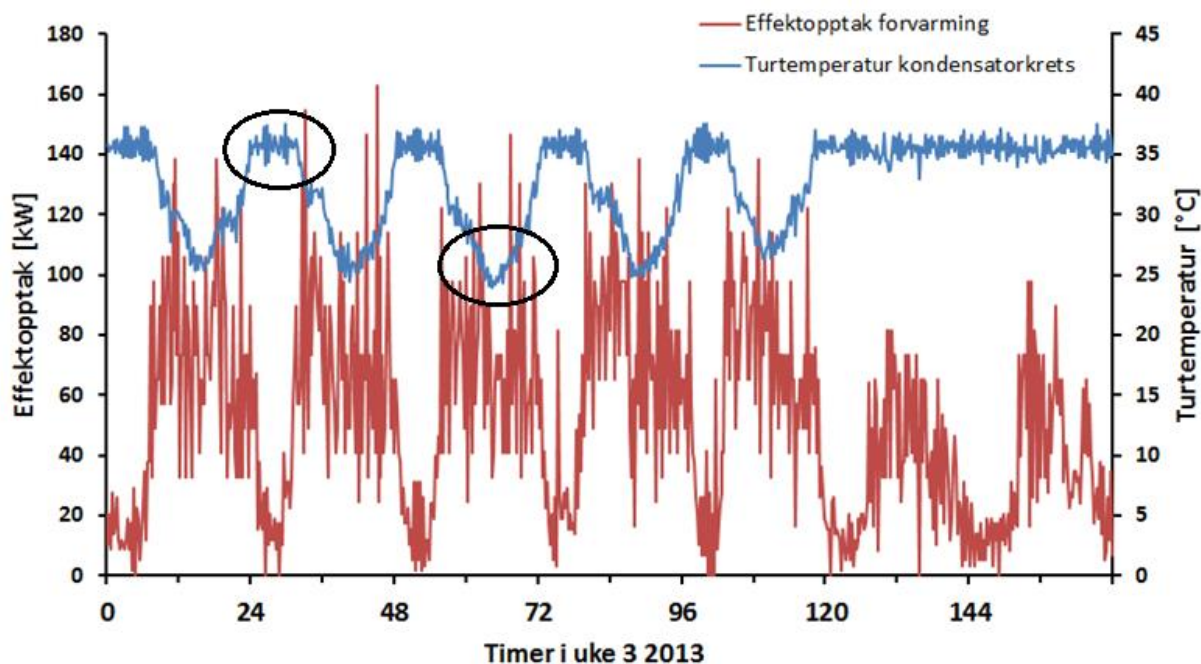
Tabell 26 viser total fjernkjøling levert til AHL og varmedumping til fjernkjøling for de første månedene i 2013. Varme fra kondensatorkretsen utgjør 8,3 % av totalt fjernkjøleforbruk for 1.kvartal. Dersom all varme i kondensatorkretsen skulle fjernes via fjernkjøling ville dette økt fjernkjølingen til 605 200 kWh, og andelen dumpet varme ville utgjøre omtrent 26 %.

Tabell 26 Total fjernkjøling til AHL og dumping fra kondensatorkrets

	Total fjernkjøling levert til AHL [kWh]	Fjernkjøling dumpes fra kondensatorkrets [kWh]	Andel av total fjernkjøling [%]
Januar	191 390	12 931	6,8 %
Februar	174 650	11 274	6,5 %
Mars	122 700	16 295	13,3 %
1.kvartal	488 740	40 500	8,3 %

11.1.9. TEMPERATURNIVÅET PÅ SPILLVARMEN

Figur 64 viser turtemperaturen T_1 i kondensatorkretsen levert fra kjølemaskin, vist til venstre i Figur 22, og effektopptak til forvarming tappevann, vist til høyre i Figur 22. Data er gitt for uke 3 i 2013, tilsvarende uke som vist i Figur 51 for ventilstilling SB1 og i Figur 54 for varmfordeling ved bruk av effektbalansen. Effektberegningen i Figur 64 er også basert på metode A effektbalanse.



Figur 64 Temperaturnivået i kondensatorkretsen og forvarming tappevann, uke 3 2013

Figur 64 viser at temperaturnivået i kondensatorkretsen varierer over døgnet. Det er hovedsakelig høyest temperatur utenom driftstiden, når det er lite varmtvannsbehov. Temperaturen ligger da stabilt rundt settpunkt på 35 - 36 °C, og varme dumpes for å unngå høy returtemperatur T_2 til kjølemaskiner. Den første markeringen oppe til venstre viser temperaturen natt til tirsdag i uke 3, der temperaturen holder stabilt omkring 36 °C.

Resultatet i Figur 64 viser at laveste temperaturene er registrert på hverdager. Andre markering i Figur 64 viser dagtid på onsdagen i uke 3. I driftstiden synker temperaturen jevnt gjennom dagen. Laveste temperaturer er på ettermiddagene, registrert nede i 22-23 °C. Reduksjonen i temperatur skyldes varmeopptaket til forvarming, der tappevannsforbruket dominerer på dagtid. Dette er utdypet i kapittel 10.6 i prosjektrapport «Utnyttelse av spillvarme ved sykehus ved hjelp av varmepumpe», og nevnt i kapittel 3.4 i introduksjon av spillvarmeanlegget på St Olavs Hospital.

Tabell 27 gir gjennomsnittlig, maksimale og minimale temperaturer registrert i kondensatorkretsen over hele måleperioden på 97 dager. Verdiene er hentet fra SD-anlegg. Som tidligere tilsvarer T_1 og T_2 tur- og returtemperaturen i kondensatorkrets, vist i oversikt modell 1 i Figur 22. Temperaturdifferansen mellom retur og tur til kondensatorene varierer mellom 0 K og 2,5 K, som tilsvarer varmebidraget fra kjølemaskinene.

Tabell 27 Temperaturnivå registrert i kondensatorkretsen for 1.kvartal 2013

	Settpunkt	Gjennomsnitt	Maksimal	Minimal
Tur T1 [°C]	40	33,3	38,3	23
Retur T2 [°C]	36	32,4	36,6	22,2
Temperaturløft [K]	4	0,9	2,5	0

Tabell 27 viser at temperaturen over kjølemaskin gjennomsnittlig øker 0,9 K og leverer temperatur til forvarmeveksler T1 på 33,3 °C. Dette er interessant for videre analyser av kjølemaskinene i modell 3 som tar for seg varmeeffekten fra spillvarmekildene. Ettersom kjølemaskinene har få eller ingen målere som logges, problemstilling diskutert i kapittel 5.8 og 6.1, kan resultatene i Tabell 27 hjelpe å lage gode antagelser i modell 3.

11.2. MODELL 2 VARMEEFFEKT BASERT PÅ MÅLERE

11.2.1. ENERGIMÅLER FOR FORVARMING

Som en alternativ metode for å beregne energiopptaket til forvarming av tappevann, er energimåler EM1 benyttet, merket EM1 i Figur 28. Som i modell 1 er SD-anlegg brukt som datakilde. I tillegg er det hentet ut måledata fra Siemens EMC. Grunnet ulike problemer tilknyttet sensorer og logging, forklart i kapittel 6, dekker de to datakildene kun en måleperiode på en måned hver. Periodene er forskjøvet i forhold til hverandre.

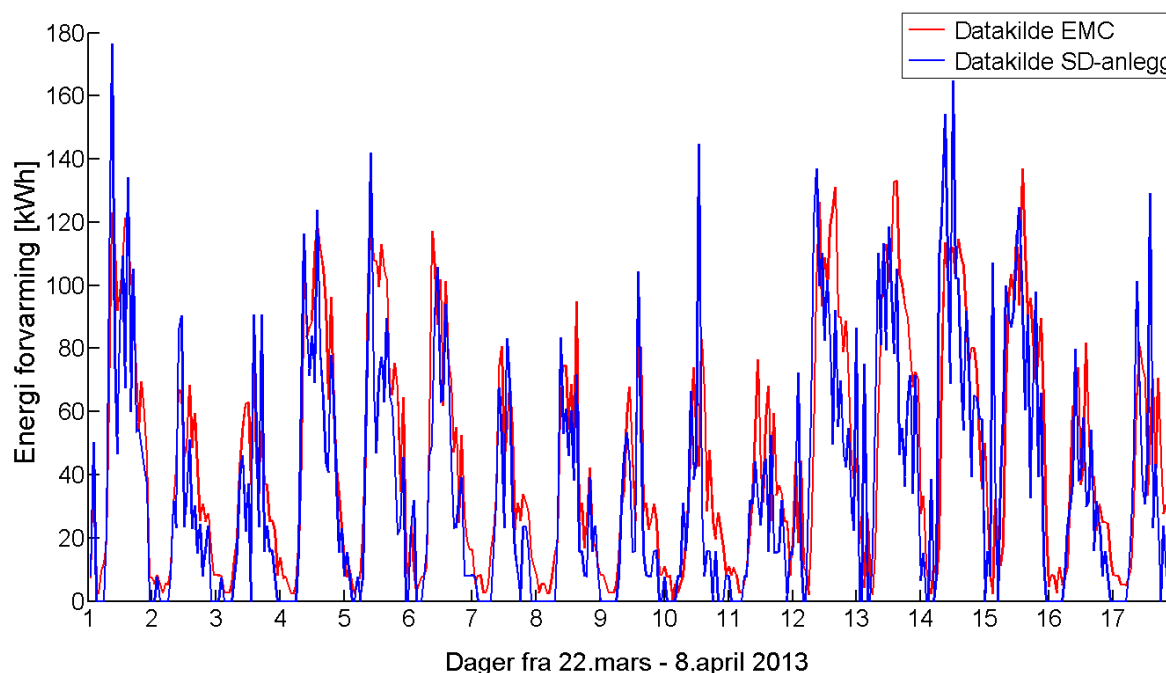
Tabell 28 viser energimengder beregnet for forvarming av tappevann med utgangspunkt i de to datakildene, med tilgjengelige måleperioder. Energiopptaket tilsvarer forvarmet vann levert til Akutten og Hjerte-Lunge-senteret, Gastro- eller Bevegelsessenteret.

Tabell 28 Resultater fra energimåler forvarming, SD-anlegg og EMC

Måleperiode	Datakilde	Energi total [kWh]	Antall [døgn]	Snitt forvarming [kWh/døgn]
09.mars - 8.april 2013	SD	30 958	31	998,6
22.mars - 22.april 2013	EMC	37 872	32	1183,5

Måleperioden vist i Tabell 28 er over 31 og 32 dager. Gjennomsnittlig varmeopptak er beregnet til 997 kWh per døgn og 1184 kWh per døgn for de to seriene. Måleseriene overlapper hverandre med flere uker. Likevel er det stor differanse mellom resultatene som kan tyde på varierende kvalitet på måledata fra SD-anlegget og EMC.

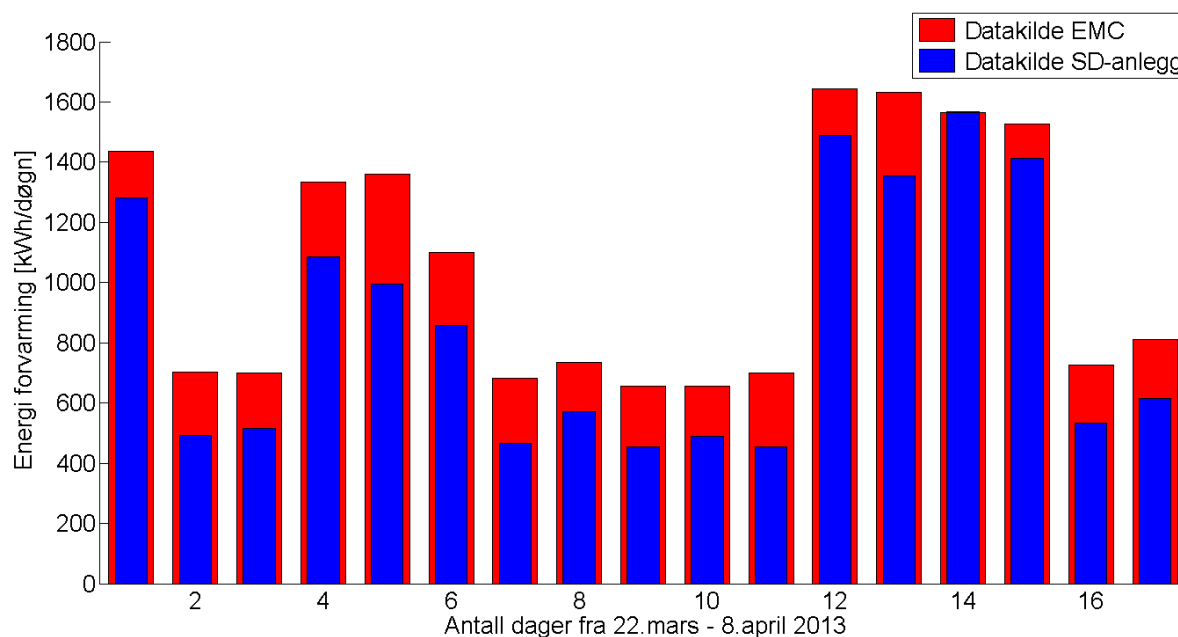
Figur 65 viser varmeenergi til forvarmet tappevann per time, ved bruk av måledata fra EMC og SD-anlegg Siemens Desigo Insight. Det er valgt periode der måledata dekker hverandre, som tilsvarer 17 dager fra natt til 22.mars til 8.april 2013.



Figur 65 Varmeenergi forvarmet tappevann fra SD-anlegg og EMC

Resultatet i Figur 65 viser en tydelig sammenheng mellom energimålingene i SD- anlegget og Siemens EMC. Bruksmønsteret er tilsvarende likt med energisvingninger over døgnet. Lignende svingning ble illustrert for kaldt og varmt tappevann, i kapittel 10.6 prosjektrapport «Utnyttelse av spillvarme ved sykehus ved hjelp av varmepumpe». Likevel tyder Figur 65 at det er ujevnheter i registrert varmeenergi, der SD-anlegg gir høyere energitopper vist i blå.

Figur 66 gir varmeenergi per døgn til forvarming tappevann, basert på to datakilder for EM1. Det er avvik mellom de to kildene og totalt sett gir data fra EMC størst energimengde.



Figur 66 Varmeenergi forvarmet vann per dag, fra SD-anlegg og EMC

Ulikhetene mellom de to datakildene kan skyldes nøyaktigheten på trendlogging. Det kan være ulikhet mellom antall desimaler og tidsforskyvninger mellom måleseriene. Data logges hvert 15 minutt, men nøyaktig måletidspunkt innen intervallet varierer både for EMC og SD-anlegg. Problemer med logging av data og forskyvninger ble introdusert i kapittel 6.3.

Tabell 29 gir varmeopptak til forvarming tappevann for en 17 dagers periode fra 22.mars til 8.april 2013, og sammenligner resultatene fra de SD-anlegg og EMC i modell 2 med tre metoder introdusert i modell 1. Perioden er valgt for at måledata fra alle metodene skal overlape hverandre.

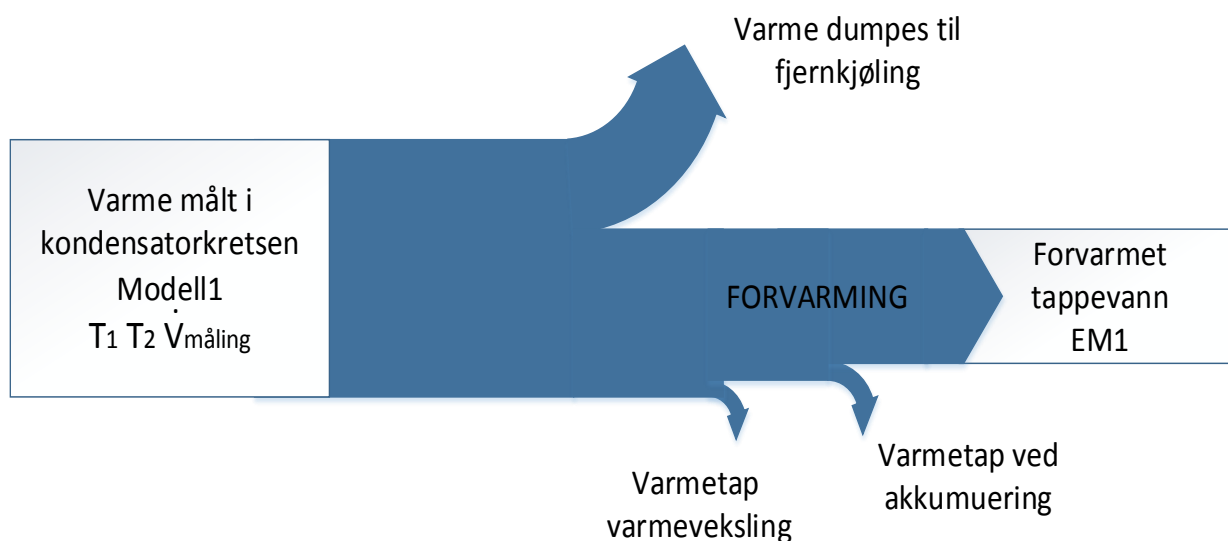
Tabell 29 Energimåler forvarming sammenlignet med modell 1, 22.mars - 8.april

Datakilde	Metode	Energi total [kWh]	Antall [døgn]	Snitt forvarming [kWh/døgn]
SD	Energimåler	14 630	17	860,6
EMC	Energimåler	17 971	17	1057,1
SD	Modell 1 Metode A Effektbalanse	19 815	17	1165,6
SD	Modell 1 Metode B1 Ventilstilling	20 928	17	1231,1
SD	Modell1 Metode B2 Ventilstilling	18 978	17	1116,4

Tabell 29 viser at beregnet gjennomsnittlig energioptak per døgn varierer mellom 860 kWh og 1231 kWh. Energimåler EM1 basert på SD-anlegg gir laveste energimengde. Energooptaket er i gjennomsnitt større når det tas utgangspunkt i varmeeffekt i kondensatorkrets i modell 1. Det er ulike årsaker til ulikhetene mellom metodene:

Nøyaktigheten på målesensorene kan være en feilkilde. Temperaturmålere i tur og returkreter er spesielt viktige, og få prosent avvik på en temperatursensor vil kunne gi større avvik i modellene over tid (Huang, Sun et al. 2012). Modell 1 bygger på mange variable, beskrevet i kapittel 11.1.7 under feilkilder og antagelser. I modell 2 tas det i utgangspunkt i to temperatursensorer T_{V1} og T_{V2} . I tillegg kan antatt konstant volumstrøm i kondensatorkrets, gjennomgått i kapittel 10.1 og 11.1.1, avvike fra virkelig vannmengde.

En annen årsak er varmetap i forvarmingsprosessen. Modell 1 baseres på målinger for temperaturer direkte i kondensatorkretsen. Det vil trolig være et varmetap i rør og ved varmeveksling til forvarmingsanlegget. Selv ved godt isolerte vanntanker, vil det være tap ved akkumulering. Figur 67 illustrerer potensielle varmetap fra kondensatorkretsen, via varmeveksler og forvarmeanlegg og akkumulering, før vannet leveres til AHL, Gastro- eller Bevegelsessenteret for ettervarming. I tillegg til varmetap vil det noe varmetilførsel fra sirkuleringspumpen i forvarmingskretsen.



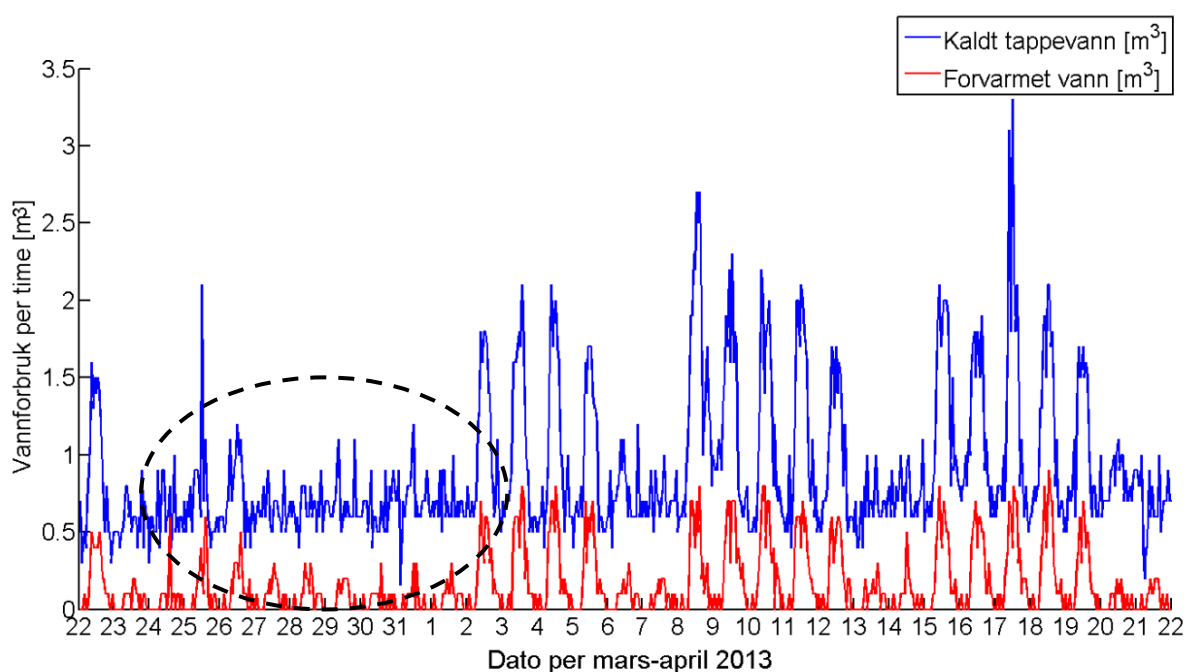
Figur 67 Tap fra kondensatorkrets til avtapping av forvarmet vann

Alle måleperiodene i kapittel 11.2.1 dekker over påsken 2013. Figur 50 viste overskuddsvarmen per døgn i mars/april måned og tydet på en nedgang i siste del av påsken. Dette kommer også frem i andre effekt- og energimålinger. Energooptaket til forvarming av tappevann vist i Tabell 28 og Tabell 29 kan dermed være lavere enn gjennomsnittet normalt.

11.2.2. FORDELING TIL DE ULIKE BYGNINGENE

Målte vannmengder i EMC benyttes for å lage et overslag over vannfordelingen til Gastrocenteret, Bevegelsessenteret og AHL, systemene vist øverst i Figur 29. Det er tatt utgangspunkt i måleperioden 22.mars til 22.april, ettersom det er da energimåler EM1 har vært i drift. I energioppfølgingsystemet registreres et målepunkt kalt «vannforbruk VVB» både for Bevegelsessenteret og Gastrocenteret, som skal måle volum forvarmet vann.

Figur 68 viser vannforbruket av kaldt tappevann og forvarmet vann levert til Bevegelsessenteret, basert på vannmålingene i EMC. Kaldtvannsforbruket varierer mellom 0,5 og 15 m³/h, mens opptaket av forvarmet vann varierer mellom 0 og 0,5 m³/h. De to linjene følger samme svingninger og viser en tydelig sammenheng.

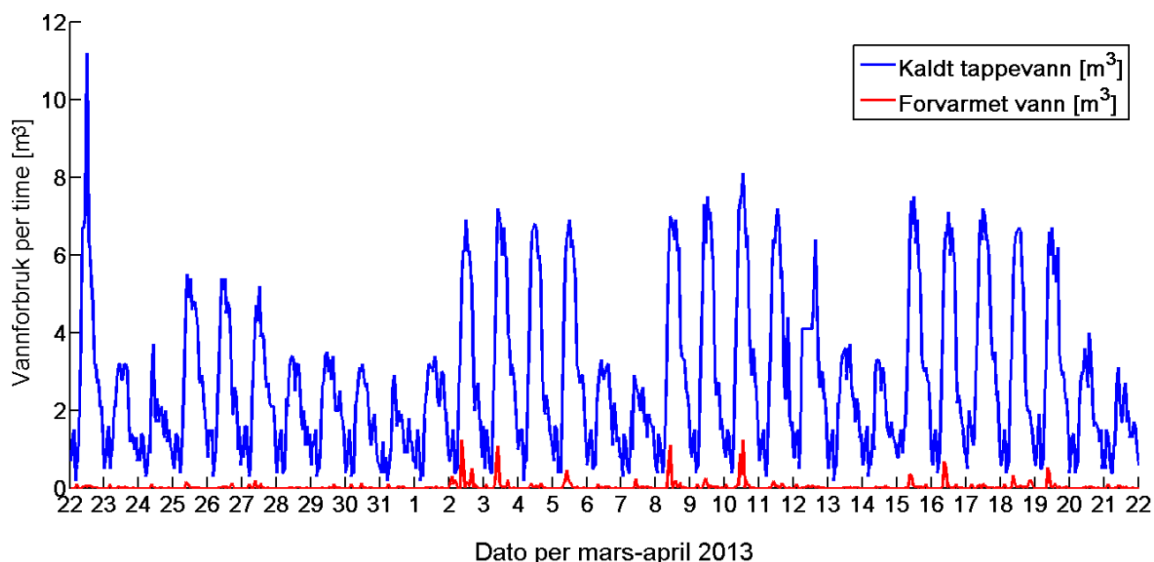


Figur 68 Forbruk kaldtvann og forvarmet vann i volum per time, Bevegelsessenteret

Til høyre i Figur 68 vises økt tappevannsforbruk i hverdager og et stabilt forbruk på omtrent 0,5 m³/h i helger. Det stiplede området i Figur 68 er påsken 2013, hvor det er lavt vannforbruk.

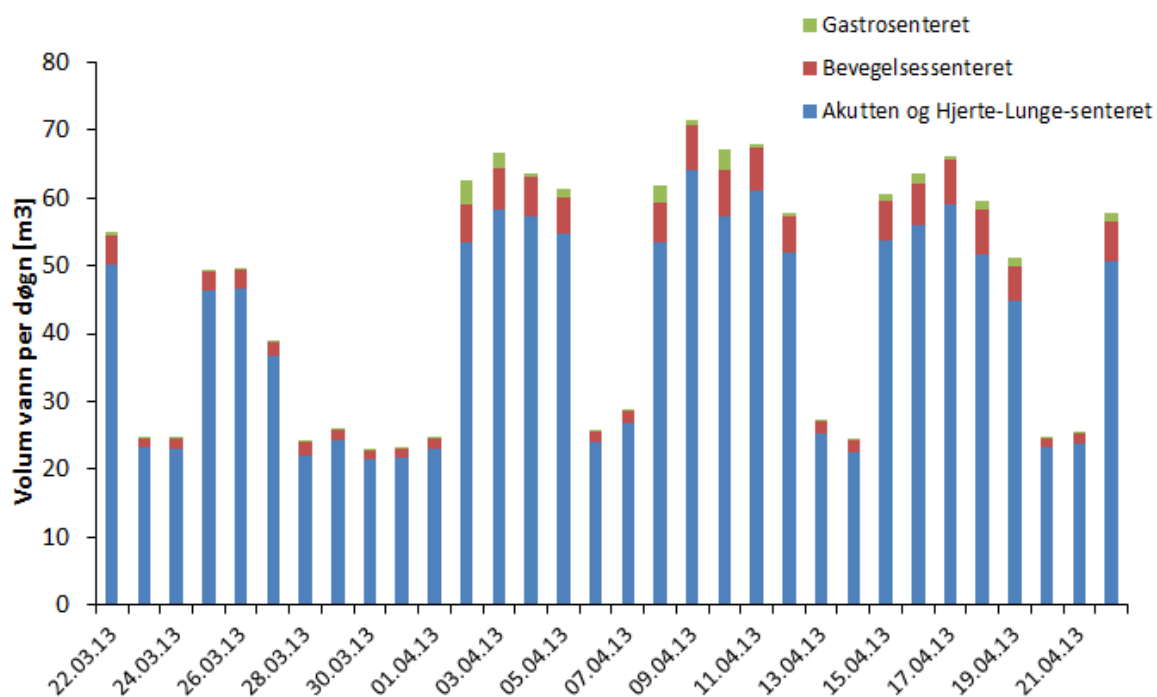
Figur 50 i modell 1 viste at det er mindre varmeeffekt i kondensatorkretsen i påsken, som tilsvarer venstre i energiflyten i Figur 67. Resultater av energimåler EM1 som forvarmer tappevann viser samme tendens med mindre varmeopptak i påsken, vist i til høyre i Figur 67.

Figur 69 viser vannforbruket at kaldt tappevann og forvarmet tappevann levert til Gastrocenteret. Kaldtvannsforbruket varierer mellom 0,5 og 7 m³/h, som er mye større enn forbruket til Bevegelsessenteret. Det er til gjengjeld registrert et lite opptak av forvarmet vann, som varierer mellom 0 og 0,5 m³/h. Figur 69 viser en liten sammenheng mellom levert forvarmet vann og kaldtvann.



Figur 69 Forbruk kaldtvann og forvarmet vann i volum per time, Gastrocenteret

Figur 70 viser vannmengden levert til de tre byggene per døgn, med utgangspunkt i data fra EMC. Vannmengden registrert for energimåler EM1 som ikke benyttes av Gastro- og Bevegelsessenteret, er antatt levert til AHL. Dette er beskrevet i metodikk i kapittel 8 med utgangspunkt i ligning (8.21). Resultatet i Figur 70 tyder på at mesteparten, 81-94 % av det forvarmede vannet, leveres til Akutten- og Hjerne-Lunge-senteret.



Figur 70 Beregnet forvarmet vann til AHL, Bevegelses- og Gastrocenteret, EMC

Tabell 30 gir registrert vannforbruk både av kaldt tappevann og forvarmet vann for AHL, Bevegelses- og Gastrocenteret. Prosentandelen vann levert til hvert bygg er beregnet i forhold til total mengde forvarmet vann eller kaldtvann vist under «Total». I tillegg er det laget et overslag over levert forvarmet vann i forhold til kaldtvannsforbruk, totalt og for hvert bygg.

Tabell 30 Forholdet mellom kaldtvann og forvarmet vann fordelt på bygg, EMC

	Total	AHL	Bev	Gastro
Kaldtvann [m³]	4890,9	2296,0	656,3	1938,6
Forvarmet vann [m³]	1425,9	1285,5	115,8	24,6
Andel av kaldtvann [%]	-	46,9	13,4	39,6
Andel av forvarmet vann [%]	-	90,2	8,1	1,7
Forholdet varmt-/kaldtvann [%]	29,2	56,0	17,6	1,3

Tabell 30 viser at Akutten- og Hjerter-Lungesenteret har det største vannforbruket, både når det gjelder kaldt tappevann og forvarmet vann. Ut fra vannmålere kalt «Forbruksvann VVB» er det beregnet at 90.2 % av forvarmet vann leveres til AHL, det vil si leveres til venstre varmeveksler oppe til venstre i Figur 29.

8.1 % av forvarmet vann leveres til Bevegelsessenteret og kun 1.7 % til Gastrocenteret, varmeveksler illustrert oppe til høyre i Figur 29. Gastrocenteret har et høyt kaldtvannsforbruk, men resultatene et lite opptak av forvarmet vann i forhold til vannforbruket ellers.

Resultatene i Tabell 30 er ikke logisk med tanke på at Gastrocenteret lave opptak av forvarmet vann. Det er usikkert om resultatene er korrekte. Det kan være ulike årsaker til de store ujevnheter mellom byggene:

- Vannmålere «vannforbruk VVB» i EMC kan være ute av drift eller gi feil avlesninger, enten for Bevegelsessenteret eller Gastrocenteret. Det er spesielt vannmåler for Gastrocenteret kan ha et avvik. Dette vil også påvirke beregningene tilknyttet vannopptaket til AHL, og gi feil i resultatene i Tabell 30.
- Dersom beregningene i Tabell 30 stemmer, kan årsaken til ulikheten være at AHL har er satt som første prioritet og forbruker 90 % av det forvarmede vannet.

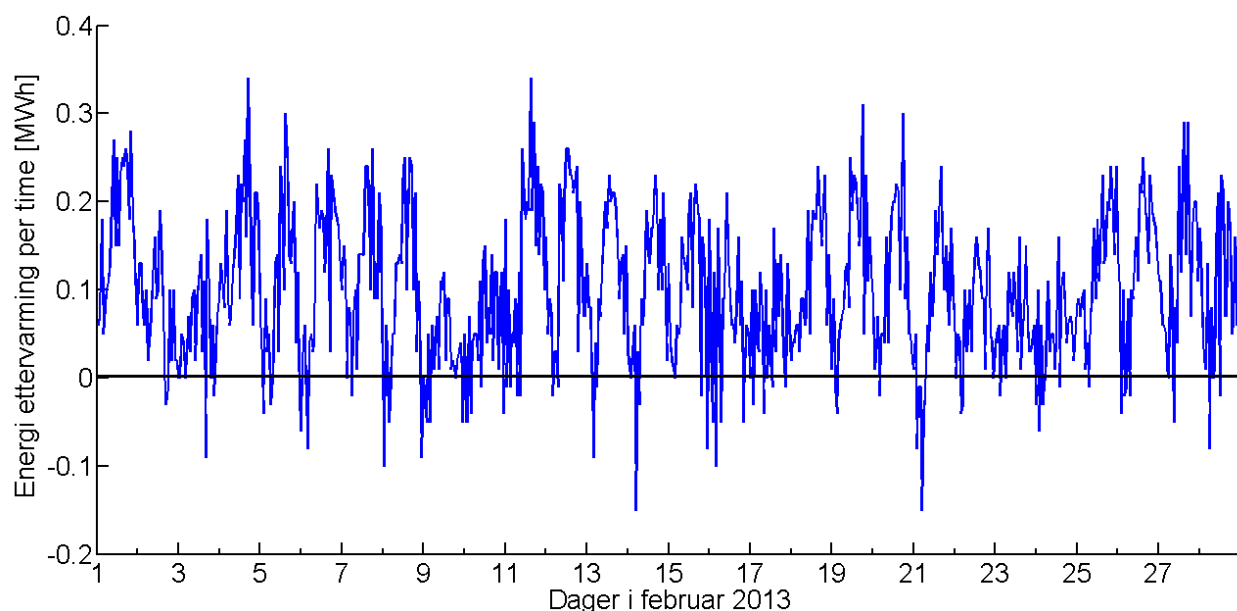
11.2.3. ETTERVARMING TAPPEVANN

Fjernvarmen levert til tappevann må inkluderes for å gi et oversiktsbilde av total energiforbruk til oppvarming av forbruksvann. Dette gir mulighet for å studere potensialet og besparelsen som spillvarmesystemet bidrar med. Kapittel 11.2.3 fokuserer kun på ettervarming av tappevann for Akutten- og Hjerne- og Lunge-senteret. En skisse av ettervarming AHL er gitt i Figur 30, og hele systemet for tappevann er vist til venstre i Figur 29.

ETTERVARMING TAPPEVANN BASERT PÅ «EFFEKTBALANSE FJERNVARME»

Første metode tar utgangspunkt i energimålere på primær- og sekundærsiden av fjernvarmeforsyning, kretsen til venstre i Figur 5. Energidata er hentet fra EMC og satt en energibalanse for å beregne størrelsesorden på ettervarming av tappevann. Ettersom det er registrert målefeil for undermålere for fjernvarme i deler av januar og mars, beskrevet og illustrert i kapittel 6.4, tas det utgangspunkt i energidata for februar måned.

Figur 71 viser fjernvarme levert til ettervarming av tappevann for AHL i MWh, med intervall på en time. Midt i Figur 71 er det markert en linje for 0 MWh, og resultatet viser flere målinger under nullinjen. Det er ikke mulig å levere varme fra tappevannet til fjernvarme, grunnet høye temperaturer på primærsiden. Varmen vil kun gå en vei, markert med rød pil i Figur 30, og resultatene tyder på unøyaktigheter for undermålere.



Figur 71 Fjernvarme til ettervarming tappevann basert på energibalanse EMC

For å hindre negativt varmeopptak til tappevann, er det lagt inn en effektbegrensning som hindrer energimengder under null. Metodikker er beskrevet i kapittel 8.2.3. Tabell 31 gir beregnet fjernvarme levert til tappevann AHL i februar 2013, med og uten effektbegrensning. Resultatet viser 2800 kWh i forskjell med og uten begrensning.

Tabell 31 Fjernvarme til forbruksvann i februar 2013, metode 1 basert på energibalanse

Ettervarming tappevann basert på «effektbalanse tappevann» EMC	Februar 2013 [kWh]
Uten effektbegrensning	64 980
Med effektbegrensning	67 780

For resultatene i Tabell 31 er trolig 67 800 kWh mest korrekt, ettersom denne summerer opp alle positive energibidrag. Likevel er det urovekkende at undermålerne viser negative verdier. Resultatet i Tabell 31 er avhengig av tre ulike energimålere, som igjen bygger på temperatursensorer og mengdemålere. Usikkerheten i målingene vil dermed være avhengig av nøyaktigheten ved måling og logging av driftsdata for disse.

I kapittel 11.1.8 ble total varmeopptak til forvarmet vann i februar 2013 estimert til 37 305 kWh, basert på varmeeffekt i kondensatorkretsen og metode A effektbalanse. I kapittel 11.2.2 i Tabell 30 ble det anslått av 90,2 % av forvarmet vann er levert til AHL.

$$37\,305\text{ kWh} \cdot 0,902 = 33\,649\text{ kWh}$$

I kapittel 11.2.1 er energi til forvarmet tappevann beregnet basert på energimåler EM1. Ved utgangspunkt måledata fra EMC, ble midlere energi til tappevann beregnet til 1057,1 kWh/døgn, vist i Tabell 29.

$$1057,1 \frac{\text{kWh}}{\text{døgn}} \cdot 28 \text{ døgn} \cdot 0,902 = 26\,670\text{ kWh}$$

Tabell 32 gir prosentandelen av energibruket til varmtvann til AHL, som varmes opp ved hjelp av utnyttelse av overskuddsvarme. Ettervarming tappevann er basert modell 2, energimåler EM1 med datakilde EMC. Det antas at resultater i kapittel 11.2.2 er korrekt og at 90,2 % av forvarmet vann leveres til AHL. Resultatet i Tabell 32 viser at 28 – 33 % av energiforbruket til oppvarming av vann er spillvarme.

Tabell 32 Prosentandel av energibruket til varmtvann som fra overskuddsvarme, EMC

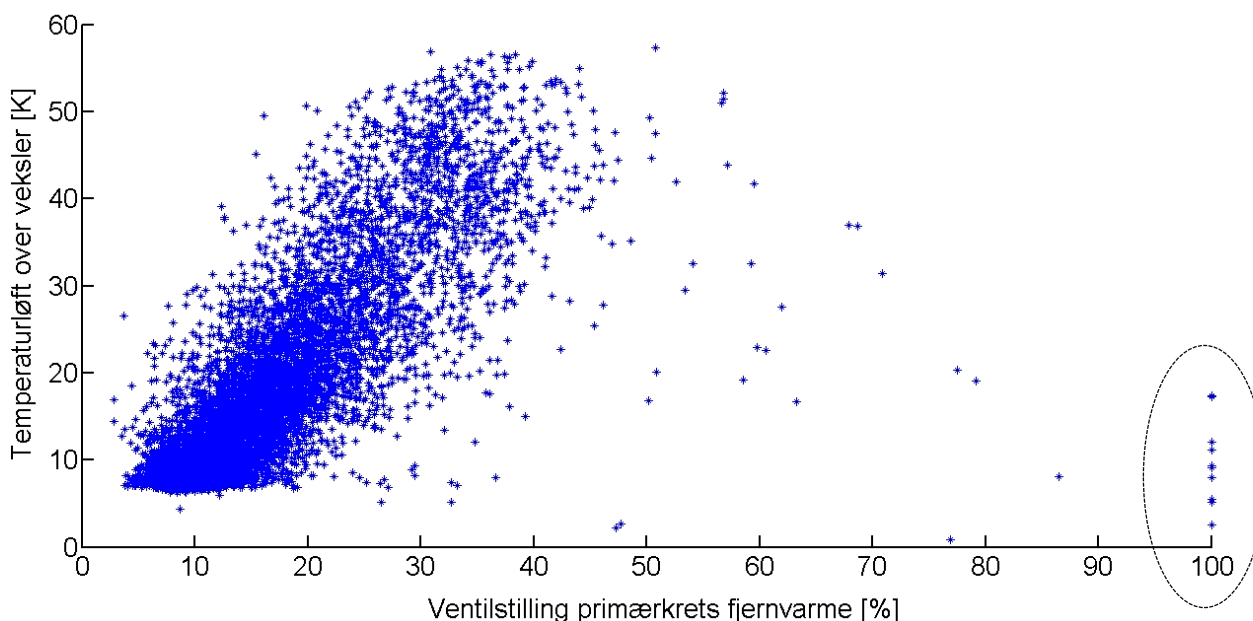
Ettervarming tappevann basert på «effektbalanse fjernvarme»	
Modell 1 metode A effektbalanse	Modell 2 Energimåler EM1 - EMC
$\frac{33\,649}{33\,649 + 67\,780} = 33,2\%$	$\frac{26\,670}{26\,670 + 67\,780} = 28,3\%$

ETTERVARMING TAPPEVANN BASERT PÅ «VANNMENGDER OG TEMPERATURLOGG»

Andre metode for å estimere energimengden til ettervarming tappevann bygger på temperaturløft over varmeveksler T_{E1} og T_{E2} i Figur 30 og volumstrøm i kretsen. Varmeopptak fra fjernvarme følger tilsvarende metodikk som i modell 1. Temperaturene er målt i SD-anlegget og volumstrømmen i ettervarmekretsen er målt og beregnet ut fra pumpekarakteristikk. Utdyping av vannberegninger er gitt i kapittel 7 og 10.

Figur 72 viser temperaturløftet over ettervarmevarmeveksleren i forhold til ventilstilling SB2 i primærkretsen for fjernvarmeforsyning, vist til høyre i Figur 30. Måleintervaller er på 15 minutter, og måleperioden utgjør de 97 første dagene i 2013. Temperaturløftet varierer mellom 7 °C og 55 °C, og ventilstilling SB2 holder seg mellom 5 og 45 %.

Det markerte området i Figur 72 viser enkelte målepunkt med 100 % ventilåpning. På grunn av det lave temperaturløftet for de gitte punktene, antas dette som feilmålinger.



Figur 72 Temperaturløft ved ettervarming i forhold til ventilstilling fjernvarme

Figur 72 viser ingen registrerte målinger for lukket ventil ($SB2 > 0$), som antyder at det er bidrag fra fjernvarme i hele måleperioden. Minste ventilstilling for de 97 første dagene i 2013 er målt til 2,8 %. Ventilstillinger er i gjennomsnitt 16,0 %. Minste temperaturløft over veksler for samme periode er 0,8 K, med et gjennomsnitt på 17,06 K.

Til forskjell ga resultatet i metode «EMC og effektbalanse» ved flere anledninger energimengder som null eller negative mengder, vist i Figur 71. Dette kan igjen antyde avvik for undermålere i EMC. Måledata av ventil SB2 og temperaturer $TE1$ og $TE2$ i Figur 30 er gitt av ulike målesensorer og ulike trendlogger, som gjør de uavhengig av hverandre. Både ventilstilling og temperaturløft antyder varmeopptak i Figur 72.

Tabell 33 viser fjernvarme til ettervarming tappevann ved bruk av vannmålinger og temperaturlogg i SD-anlegg. Manuell måling av volumstrømmen over reguleringsventil er 1,74 l/s. Volumstrøm basert på pumpearbeid og løftehøyde i kretsen er beregnet til 1,22 l/s vist i Tabell 16. Det er store ulikheter mellom de to måleperiodene, som tyder på avvik ved avlesning eller i metodene. De store forskjellene i vannmengder gir utslag på effekter og energiberegningene.

Tabell 33 Fjernvarme levert til forbruksvann januar-april, metode2 basert på vannmengder

	Volumstrøm [l/s]	Energi 97 dager [kWh]	Snitt per måned [kWh/måned]	Februar 2013 [kWh]
Pumpe	1,22	198 660	61 400	59 200
Vannmåling	1,74	283 340	87 600	84 400
Differanse	0,52	84 700	26 200	25 200

Resultatet i Tabell 33 viser at total fjernvarme til tappevann i februar er 59,2 MWh ved bruk av pumpekaraktistikk. Dette er lavere enn verdier oppgitt i Tabell 31 basert på data fra EMC. Ved bruk av volumstrøm fra vannmålinger er energimengden over 25 MWh høyere, beregnet til 84,4 MWh.

I modell 1 «Varmeeffekt basert på vannmåling og temperaturlogg» er det antatt at vannmengder basert på praktiske målinger er mest korrekt. Dersom lik antagelse tas for modell 2 «Varmeeffekt basert på målere forbruksvann» er energi til ettervarming total 84,4 MWh for februar måned.

Tilsvarende som i Tabell 32, settes det opp et overslag over prosentandelen av energibruket til varmtvann som er gitt av utnyttelse av overskuddsvarme. Tabell 34 viser prosentandel fra utnyttelse av overskuddsvarme, for AHL. Ettervarming tappevann er basert på praktiske vannmålinger gitt i Tabell 33 og temperaturlogg SD-anlegg.

Tabell 34 Prosentandel av energibruket til varmtvann som fra overskuddsvarme, SD-anlegg

Ettervarming tappevann basert på «vannmengder og temperaturlogg»	
Modell 1 metode A effektbalanse	Modell 2 Energimåler EM1 - EMC
$\frac{33\,649}{33\,649 + 84\,400} = 28,5 \%$	$\frac{26\,670}{26\,670 + 84\,400} = 24,0 \%$

Resultatet i Tabell 34 viser at 24 – 28,5 % av energiforbruket til oppvarming av vann, for Akutten- og Hjerter-Lunge-senteret, er fra spillvarme. Dette er lavere andel enn resultat Tabell 32 på omkring 30 %, men utgjør et betydelig bidrag.

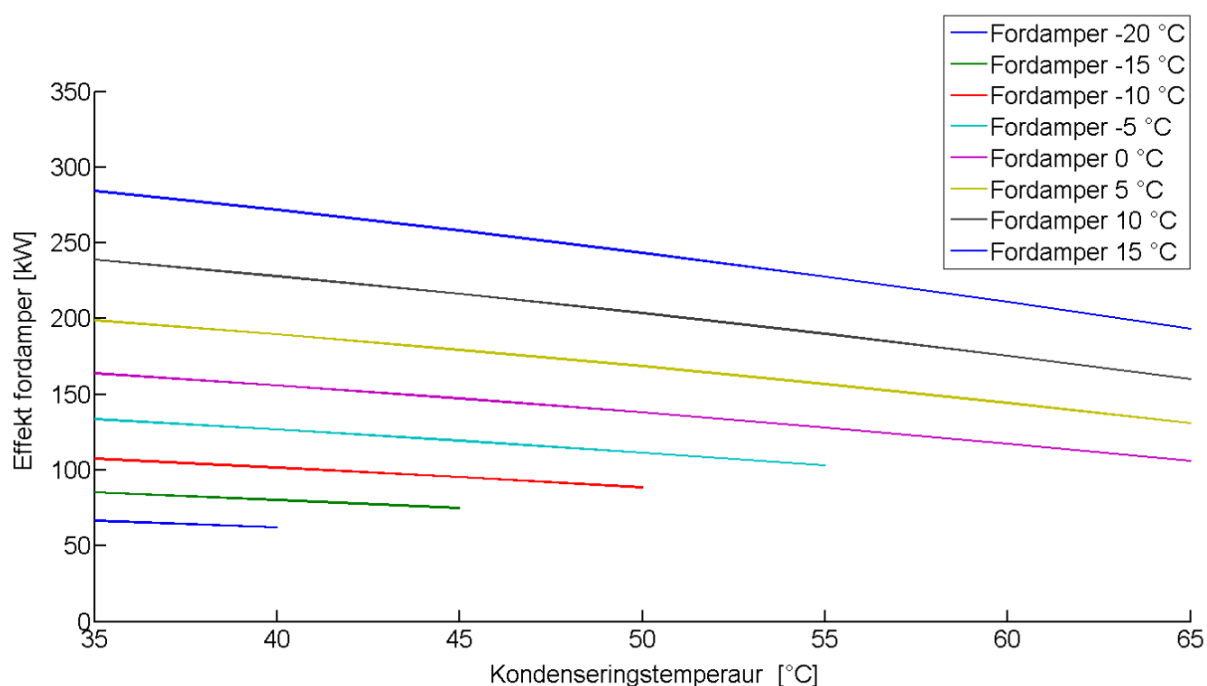
11.3. RESULTATER VARMEEFFEKT BASERT PÅ SPILLVARMEKILDENE

Modell 3 varmeeffekt basert på spillvarmekilder tar for seg kjølemaskinene tilknyttet kondensatorkretsen illustrert i Figur 31. Ettersom kjølemaskinene er minimalt instrumentert er deler av beregningene basert på data fra produsenter. Kjølemaskin 1 og 2 er de største og viktigste bidragsyterne for spillvarme. Her er kondensatoreffekten beregnet basert på temperaturlogger og vannmålinger i kjølekretsene, vist til venstre i Figur 36.

11.3.1. YTELSESDATA FRA LEVERANDØRENE

Produsent av kompressorene har oppgitt ytelsesdata i form av driftstabeller. Driftsdata er oppgitt avhengig av fordampningstemperatur og kondenseringstemperatur.

Figur 73 viser kjøleytelsen til kjølemaskin 1 tilknyttet forsyningskjøkkenet, vist til venstre i Figur 31. Øverste linje i Figur 73 viser fordampningstemperatur på 15 °C. For hver linje nedover synker temperaturen med 5 K, ned til -20 °C. Grafene viser kuldeytelsen ved 100 % drift der fire kompressorer kjøres samtidig.

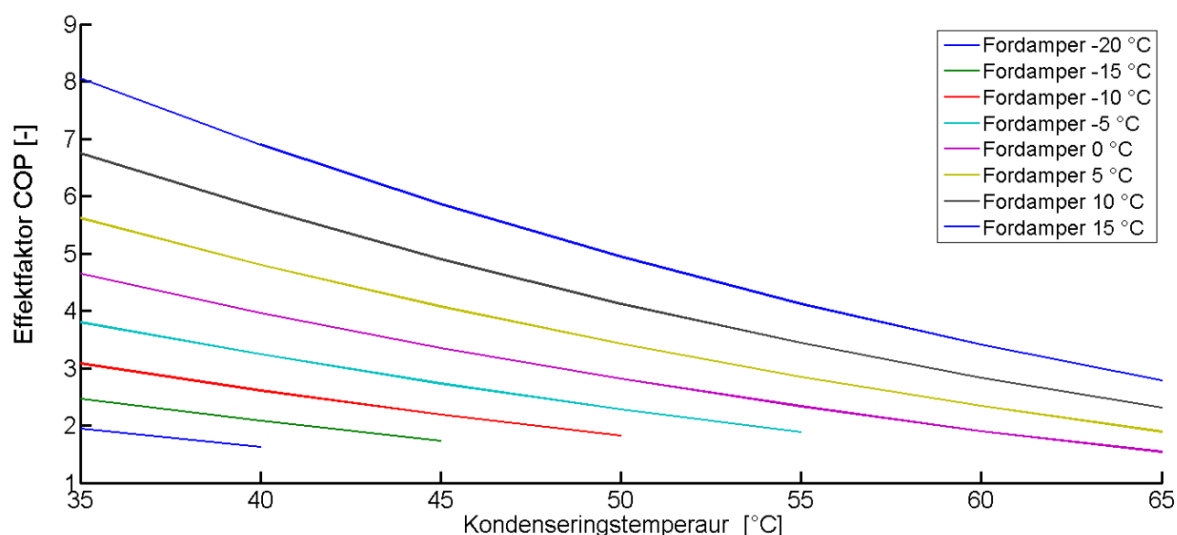


Figur 73 Ytelseskurver for kjølemaskin 1, fordampereffekt som funksjon av temperatur

Teknisk datablad fra Chiller og Reftec gir dimensjonerende temperaturer for kjølemaskin 1 på -10 og 40 °C, og en kuldeytelse på 104,73 kW. Den røde grafen gir en kuldeytelse på 105 kW ved 40 °C i kondenseringstemperatur. Data fra de to kildene stemmer bra.

Ved lave fordampertemperaturer begrenses mulig kondensatortemperatur, slik at temperaturløftet maksimalt er 60 K. I driftsdata er det ikke oppgitt ytelsesverdier som gir for store trykkforhold. Ved fordampning på -5 °C er maksimal kondensering oppgitt ved 55 °C. Ved fordampning på -20 °C er kondenseringstemperatur begrenset til 40 °C.

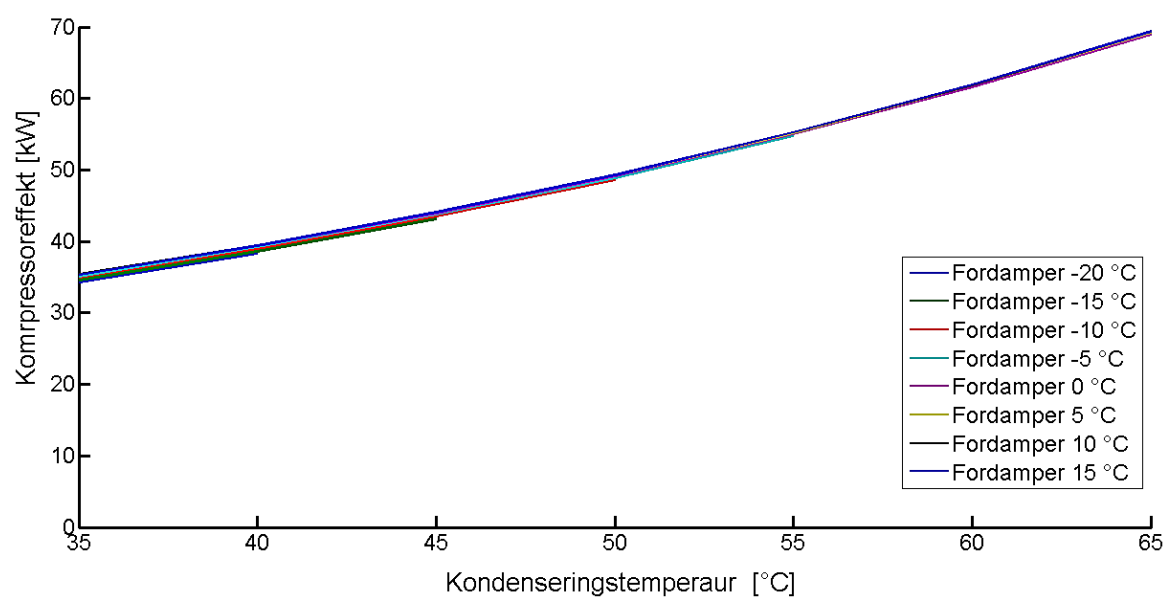
Figur 74 viser effektfaktor for kjølemaskin 1 med tilsvarende temperaturer. Effektfaktor er et forholdstall mellom kjøleeffekt og kompressoreffekt. Videre i modell 3 er det antatt at effektfaktor er uavhengig av last og antall kompressorer i drift. Ved virkelig drift vil flere kompressorer kunne gi fordampningstemperatur, som videre kan innvirke på effektfaktor. Eventuelle påvirkninger på verdien er neglisjert.



Figur 74 Ytelseskurve for kjølemaskin 1, effektfaktor som funksjon av temperatur

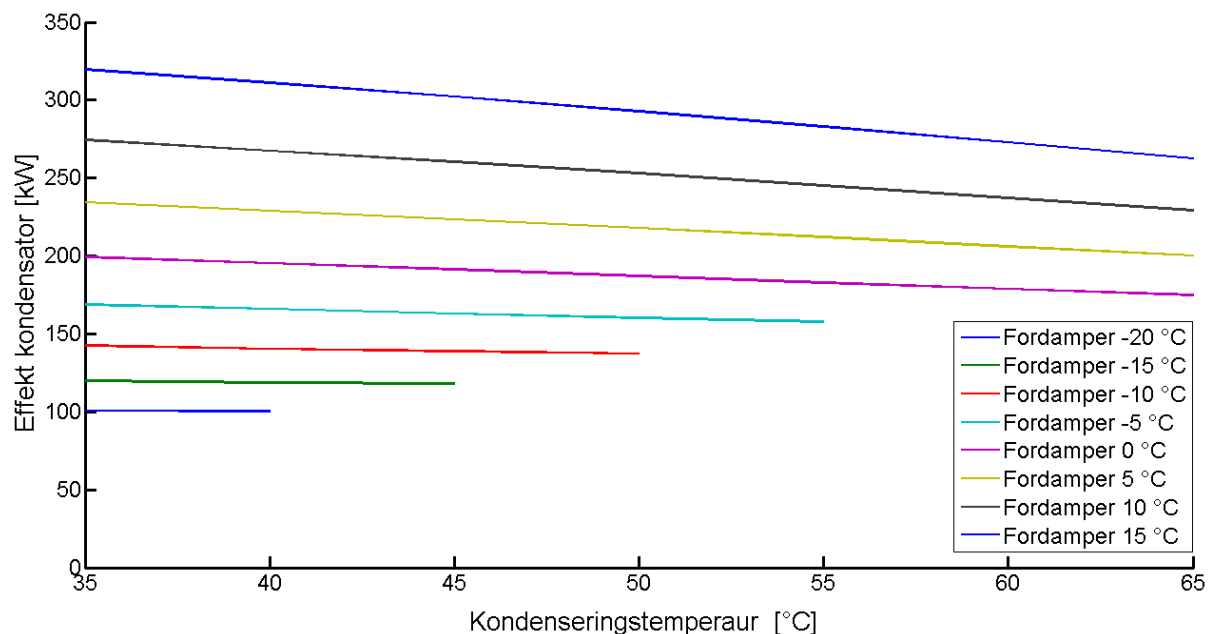
Figur 74 viser hvor stor innvirkning temperaturnivåene har på effektiviteten til kjølemaskinen. Dette har sammenheng med det økte trykknivået, som både reduserer ytelsene i fordamper og øker arbeidet til kompressorene.

Figur 75 viser kompressoreffekten som funksjon av temperaturene som kjølemaskin 1 opererer med. Data er gitt for 100 % drift der fire kompressorer kjøres samtidig. Når temperatur i kondensator øker med 30 °C, fordobles kompressoreffekten fra 34 til 69 kW.



Figur 75 Ytelseskurver for kjølemaskin 1, kompressorarbeid som funksjon av temperatur

Figur 76 viser kondenseringseffekten som funksjon av kondenseringstemperatur. Økt temperatur i kondensator er positivt med tanke på temperaturnivået på spillvarmekilden. En negativ virkning er at varmeeffekten på spillvarmen reduseres. Samtidig reduseres effektiviteten til kjølemaskinene, slik at elektrisitetsforbruket øker.



Figur 76 Ytelseskurver for kjølemaskin 1, kondensatoreffekt som funksjon av temperatur

Ytelseskurvene for kjølemaskin 1 følger forventede prosessegenskaper for varmepumper og kjølemaskiner. For de andre kjøleanleggene er det tilsvarende ytelseskurver, men i andre størrelsesorden. Trendene er like.

Ettersom kjøleytelsen er hovedfokuset for anleggene, er fordampningstemperatur vesentlig. Kun de nederste grafene, som holder lave temperaturer, vil være aktuelle for videre analyse.

Uansett temperaturnivå vil kjølemaskinene generere en overskuddsvarme som må fjernes. Det gjelder dermed å ha tilstrekkelige temperaturer for at varmen effektivt skal kunne fjernes og sikre driften til kjøleanleggene.

Ettersom spillvarmen utnyttes videre er temperaturnivået avgjørende. Selv om effektiviteten og effektnivået reduseres ved høyere temperatur, kan dette i enkelte tilfeller være forsvarlig i forhold til tekniske løsninger og økonomiske betraktninger.

11.3.2. DRIFTSKURVER MED SETTPUNKT

FORDAMPNINGSTEMPERATUR

Ut fra driftsmålinger er det laget en oversikt over temperaturnivåene for kjølemaskinene, vist i Figur 31. Tabell 35 gir en oversikt over prosjekterte temperaturer og avleste maksimale og minimale verdier under drift.

Tabell 35 Temperatur fordampner og kondensator - prosjektert og virkelig drift

	Fordampningstemperatur [°C]			Kondenseringstemperatur [°C]		
	Prosjektert	Avlest minste	Avlest største	Prosjektert	Avlest minste	Avlest største
Kjølemaskin 1	-10*	-12	-6	40*	40	43
Kjølemaskin 2	0*	2.2	3.1	45*	40	43
Hurtigkjøler	-20**	-23.5	-19.5	40	41	43.5
Fryser	-30	-28	-28	40	40.5	40.5

* Prosjektert temperaturer er oppgitt for vann ut av fordampner og kondensator. Det er valgt temperaturer med 5 K i differanse fra disse.

**Prosjektert verdi er oppgitt til 7.5 °C i dokumentasjon for kompressor, Bitzer datablad hentet ut av leverandør Reftec AS. I igangkjøringsrapportene er sugetrykkene registrert i området -20 til -18 °C, som er mer korrekt i forhold til planlagt drift.

Temperaturene i fordampner og kondensator er avhengig av kuldemediet og trykket i komponentene. Avlest trykk og temperatur gir følgende trykkforhold:

$$\text{Trykkforhold kjølemaskin 1} = \frac{16}{2.1} = 7.6$$

$$\text{Trykkforhold kjølemaskin 2} = \frac{18}{4} = 4.5$$

$$\text{Trykkforhold hurtigkjøler} = \frac{19}{2} = 8$$

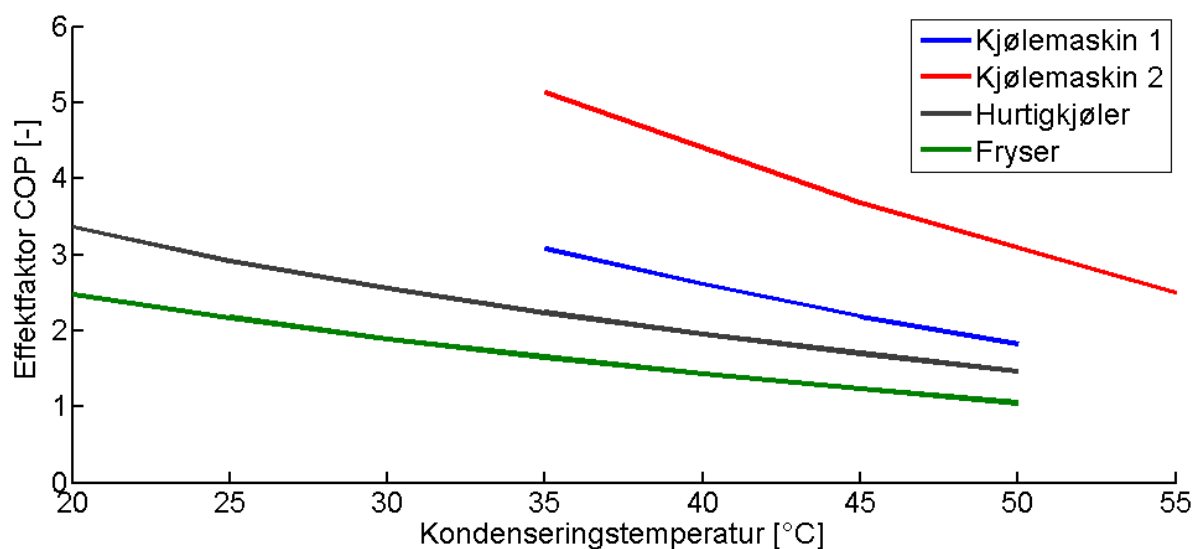
$$\text{Trykkforhold fryseanlegg} = \frac{19.6}{1.3} = 15$$

Kjølemaskin 2 har det minste temperaturløftet fra 2 °C til 40 °C, og arbeider med det laveste trykkforholdet. Det forventes effektiv drift av kjølemaskin 2, som gjenspeiles i mindre kompressoreffekt og større effektfaktor for dette kjøleanlegget.

Fryseanlegget jobber med det største trykkforholdet. Anlegget er av liten skala, med kjølekapasitet på 5 kW. Det forventes lavere effektfaktor for kjølemaskinen grunnet dårligere arbeidsforhold.

Videre er det valgt en konstant fordampningstemperatur for hvert av anleggene, med utgangspunkt i temperaturvariasjonene i Tabell 35. Tilsvarende som i kapittel 11.3.1, settes det opp driftskurver basert på ytelsesdata fra leverandørene.

Figur 77 viser effektfaktor til hvert av kjøleanlegg, ved fordampningstemperatur tilsvarende dagens drift og varierende kondenseringstemperaturer. Effektfaktor er gitt for kjølemaskiner, og dermed baser på kjøleeffekt fra fordamper og kompressoreffekt. Eventuelle endringer ved flere kompressorer i drift er neglisjert.



Figur 77 Kjølemaskinenes effektfaktor som funksjon av kondenseringstemperatur

For kjølemaskin 1 til forsyningskjøkkenet varierer effektfaktor mellom 3 og 1,8. Ved kondensatortempertur på 40 °C er effektfaktor 2,6. Kjølemaskin 2 til sterilsentralene har den høyeste effektfaktoren. Ved dagens kondensering på 40 °C gir dette en effektfaktor for kjølemaskinen på 4,5.

Opgitt effektfaktor er basert på kompressorene til hvert enkelt kjøleanlegg. Det inkluderer ikke andre elektriske komponenter i kjøleanleggene, som regulering, motorventiler, sensorer og PLS. I teknisk spesifikasjon fra Chiller er effektfaktor basert på kompressor, beregnet til 2,4 for kjølemaskin 1 og 3,7 for kjølemaskin 2. Inkluderes elektrisk data for hele kjølemaskinene inkludert pumper blir effektfaktor 1,7 og 2,5 ved dimensjonerende forhold.

Ved økning i kondenseringstemperatur er det en tydelig trend på at effektfaktor reduseres. Dette vil gjenspeile seg i effektytelsene i anleggene. For fryser og hurtigkjølere synker effektfaktor mot 1 ved kondenseringstemperaturer over 40 °C. Ved en effektfaktor på 1 vil kompressoreffekt tilsvare kjøleytelsen, som gir en dårlig varmepumpende prosess.

Som vist i Figur 74 avsluttes grafene dersom temperatur- og trykkforholdet blir for stort. Dette vises igjen i Figur 77 der driftsdata ikke er gitt for kondenseringstemperatur over 50 °C. Drift utenfor dette området er ikke ønskelig, ettersom det gir store belastninger på anlegg og dårlige energieffektivitet.

11.3.3. VANNMENGDENE TILKNYTTET KJØLEAGGREGATENE

For å studere generert overskuddsvarme i kondensatorkretsen, gitt i Figur 22, studeres varmebidraget fra de ulike kjøleanleggene tilknyttet kretsen. Metodikken er forklart i kapittel 8.3 og starter med estimering av vannmengder tilknyttet hvert av anleggene.

Bestemmelse av vannmengder tilknyttet kjøleaggregatene er gitt tidligere med resultat for vannmålinger og pumpearbeid i kapittel 10. Tabell 13 gir målte volumstrømmen i kondensatorkretsen tilknyttet hvert av kjøleanleggene. Tabell 15 og Tabell 16 gir volumstrømmen i kjølekretsene.

Tabell 36 gir en oppsummering av volumstrømmene i kondensatorkrets vist nederst i Figur 31 og kjølekrets tilknyttet kjølemaskin 1 og 2, vist øverst i Figur 31. For hurtigkjølerne er det beregnet en gjennomsnittsverdi for de fire kjølemaskinene. Vannmengdene inn til hver kjølemaskin er gitt ut fra manuelle vannmålinger over ventilene.

Tabell 36 Volumstrømmer tilknyttet kjøleanleggene

	Kondensatorkrets Målt volumstrøm [l/s]	Kjølekrets Målt volumstrøm [l/s]	Kjølekrets Volumstrøm pumpe [l/s]
Kjølemaskin 1	10,41	4,79	-
Kjølemaskin 2	6,16	2,87	2,65
Hurtigkjøler	0,88		
Fryser	0,70		
Summert kondensatorkrets	20,79		
Kondensatorkrets	19,4		

Vannmengdene i kjølekretsene til kjølemaskin 1 og 2 samsvarer med oppgitt informasjon, der minimale volumstrøm til fordamper er 4,71 og 2,54 l/s. For kjølemaskin 2 er vannmengde også beregnet ut fra pumpekaraktistikken. Det er gjort to trykkavlesninger under drift av kjølemaskinen. Glykolandel i kjølekretsen er inkludert i beregningene og totalt utgjorde gjennomsnittet av målingene 2,65 l/s.

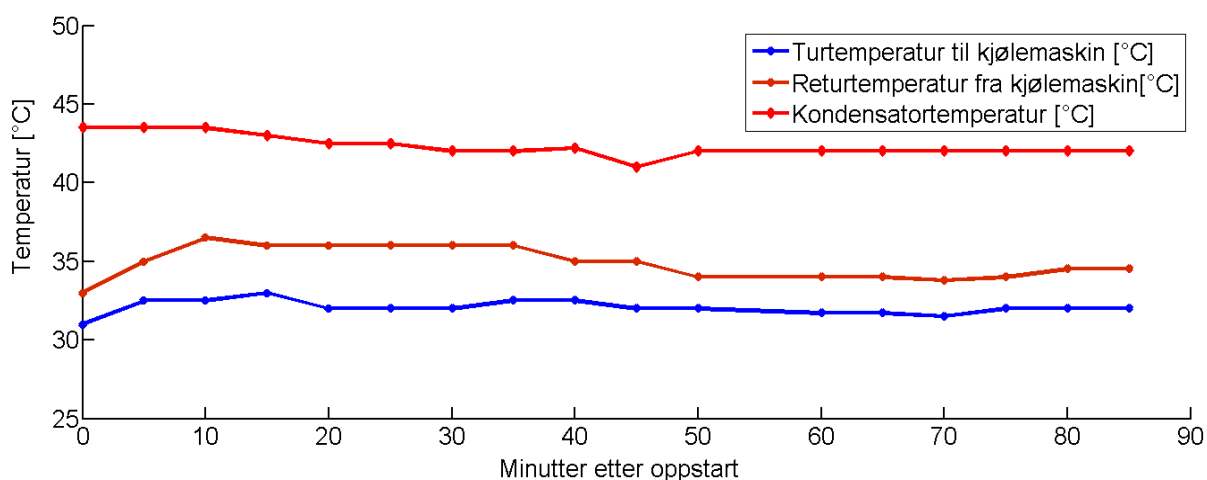
Resultatene i Tabell 36 viser volumstrømmen målt over ventil GV1 i kondensatorkrets i Figur 31 og totale vannmengder til hver kjølekjølemaskin målt over ventiler GV_{KM1} , GV_{KM2} og GV_{HK} , ikke samsvarer. Med beregnet gjennomsnitt for de fire hurtigkjølerne utgjør summert volumstrøm til kjølemaskinene 20,8 l/s, i motsetning til 19,4 l/s i hovedrørene for kondensatorkretsene. Avviket er diskutert i kapittel 10 og er viktig å være observant til i forhold til usikkerhet i data.

Videre i kapittel 11.3.4 og 11.3.5 gis resultater for driftsavlesninger for hurtigkjølere og kjølemaskinene, som gir effekt- og energi avgitt til kondensatorkretsen.

11.3.4. AVLESNINGER UNDER DRIFT – HURTIGKJØLERNE

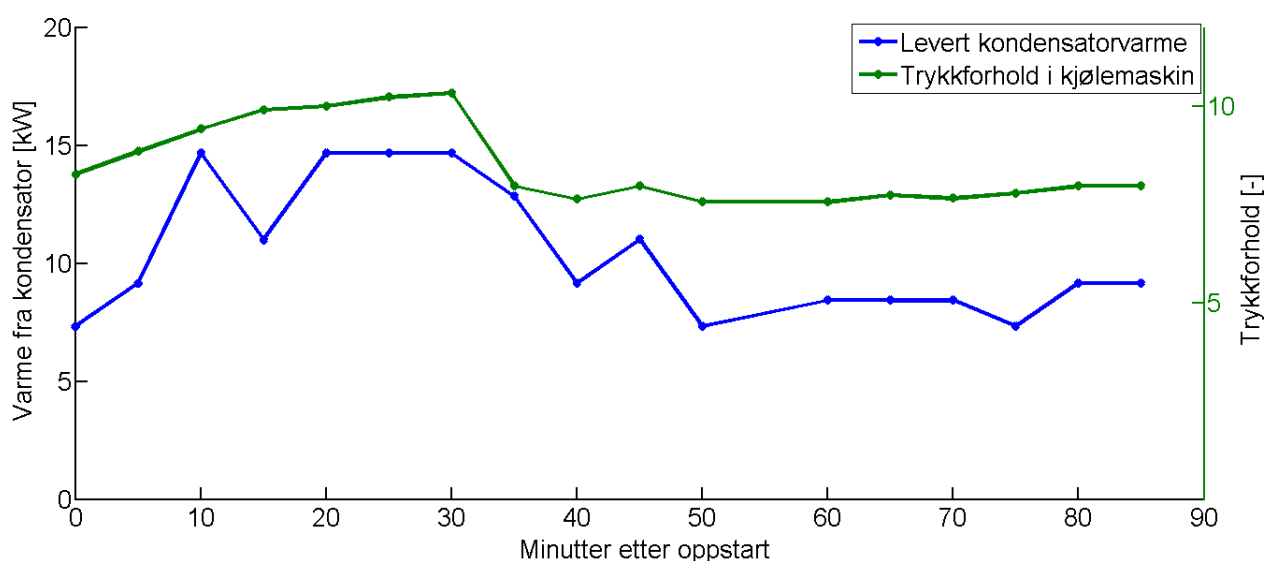
Hurtigkjølerne kan levere en varmeeffekt på 26 kW per aggregat og er helt avhengig av driften til forsyningskjøkkenet. Kjølerommene slås på ved behov og er forhåndsinnstilt på 85 minutter. Dette stemmer bra med målinger utført av en hurtigkjøler, hvor det ble gjort målinger hvert 5 minutt. Etter 1 time og 15 minutt stoppet driften, og den gikk over i start/stopp modus styrt av trykket i kjølemaskinen.

Figur 78 viser kondenseringstemperatur og temperaturløftet i kondensatorkrets. Temperatur i kondensator varierer mellom 41 og 43,5 °C. Overskuddsvarmen øker vanntemperaturen i kondensatorkrets tilknyttet anlegget. I startfasen økes den med 4 K. Etter 40 minutter synker intensiviteten og vannet temperaturløft reduseres til 2 K.



Figur 78 Temperatur i kondensator og avgivelse til kondensatorkrets.

Figur 79 viser trykkforholdet mellom fordampningstrykk og kondenseringstrykk, og levert kondensatorvarme fra hurtigkjøleren, under kjøledriften på 85 minutter.



Figur 79 Trykkforholdet og kondensatoreffekt ved 85 minutters kjøleprosess

Resultatet i Figur 79 viser at trykkforholdet øker jevnt til fra 8 til 10,2 ved oppstart. Etter 30 minutter synker forholdet og ligger stabilt rundt 7,6. Dette samsvarer med nedgang i temperaturløft i kondensatorkretsen vist i Figur 78.

Effektavgivelsen til kondensator er beregnet med grunnlag i målt temperaturøkning på vannet i kondensatorkrets og volumstrøm på 0,88 l/s, beregnet i kapittel 11.3.3 for vannmengder. Høyeste effektavgivelse er registrert i oppstarten, når trykkforholdet er størst. Kondensatoreffekten er beregnet til 15 kW. Dette er 57 % av maksimal effektavgivelse på 26 kW oppgitt i teknisk datablad, og viser at kjølemaskinen ikke yter fullt under driften.

Ved å summere opp effektene for 85 minutters drift, beregnes total energimengde fra en hurtigkjøler til:

$$\sum Q_{kond, hurtigkjøler} = 14,8 \text{ kWh}$$

DRIFTSDATA VIA COOLPACK

Ettersom både volumstrøm og temperaturavlesninger i kondensatorkretsen er usikre, er det ønskelig å studere effektmengden ved bruk av en annen metode. For å kontrollere resultatet er verdiene også benyttet i Coolpack. Tabell 37 viser inputverdier i Coolpack og beregnede effekter. Dataene er delt opp i to deler; oppstartsperioden og etter 40 minutt.

Tabell 37 Driftsdata fra hurtigkjøler for bruk i Coolpack

Input	Enhet	Oppstart	Etter 40 minutt
Fordampertemp	°C	-23	-19.5
Kondensatortemp	°C	43.4	42
Massestrøm medium *	kg/s	0.1	0.1
Sugegasstemperatur	°C	95	89
Suction line **	°C	5	5
Output			
Fordamper, kjøleeffekt	kW	10.3	10.8
Kondensator, varmeeffekt	kW	17.1	17.2
Kompressor, effekt	kW	6.4	5.9
Effektfaktor COP	-	1.6	1.8

* Massestrømmen er hentet fra Bitzer Software for de aktuelle temperaturnivåene.

**Det er antatt 0 K i underkjøling og overheting på 10 K.

Tabell 37 viser at beregninger i Coolpack gir kondenseringseffekt på 17 kW, både ved oppstart og etter 40 minutt. Totalt gir dette et energibidrag på 21 kWh, for de 85 minuttene en hurtigkjøler driftes. Varmebidraget er svært begrenset, ettersom hurtigkjølerne kun driftes på dagtid ved matproduksjon. Kuldeytelsen er også avhengig av matmengden som kjøles ned. Med en maksimal kondensatoreffekt på 26 kW, vil ikke aggregatene kunne avgi mer enn 30 kWh per kjøleperiode.

Det ble gitt noen avtagelser i kapittel 8.3.4. Hver av hurtigkjølerne driftes en gang om dagen i hverdager. I tillegg antas det at fryseren tilsvarer en hurtigkjøler. Dette gir 5 hurtigkjølere som driftes fem ganger i uken.

Varmebidraget til kondensatorkretsen kan beregne, basert på praktiske målinger av en hurtigkjøler, som:

$$14,8 \frac{kWh}{HK} \cdot 5HK \cdot 5 \frac{dager}{uke} \cdot 4 uker = 1450 kWh \text{ per måned}$$

Varmebidraget til kondensatorkretsen kan beregne, basert på målinger og beregninger i Coolpack, som:

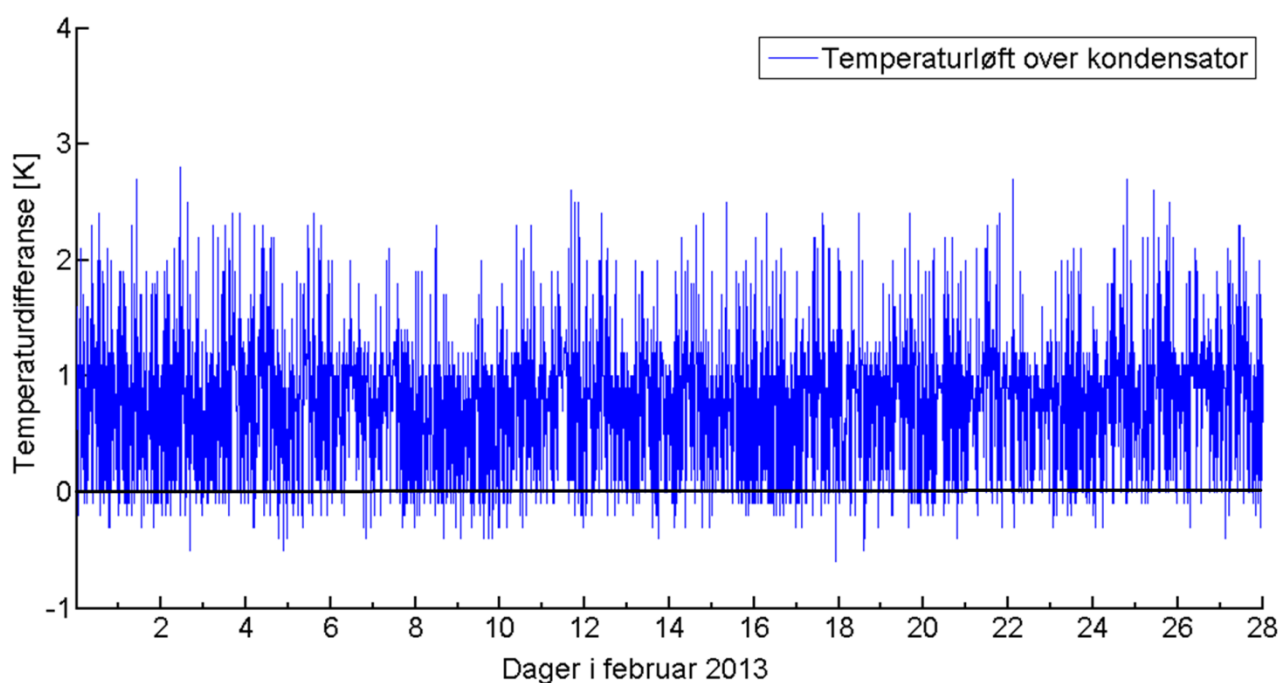
$$17 \frac{kWh}{HK} \cdot 5HK \cdot 5 \frac{dager}{uke} \cdot 4 uker = 1700 kWh \text{ per måned}$$

Ut fra antagelsene genererer hurtigkjølerne og fryseren mellom 1500 – 1700 kWh per måned. Dette utgjør 4500 – 5100 kWh for ett kvartal i 2013.

11.3.5. KONDENSATORVARME BASERT PÅ TEMPERATURLOGG I KJØLEKRETSE

Ved å ta utgangspunkt i vannmålinger vist i Tabell 36 og temperaturlogg av T_{1KM} og T_{2KM} i de indirekte kjølekretsene, er kjøleeffekten til fordamper til kjølemaskin 1 og kjølemaskin 2 beregnet. Kjølekretsene med målepunkt er vist i Figur 37 og Figur 36.

Figur 80 viser temperaturdifferansen registrert over fordamper i kjølekretsen til kjølemaskin 1 forsyningskjøkkenet. Dette tilsvarer temperaturene i tur og retur i kjølekrets, vist på venstre siden av kjølemaskin oppe til venstre i Figur 10 og i Figur 12. Temperaturdifferansen varierer mye over døgnet, mellom 0 og 2 K. Det er en liten økning på dagtid vist som svingninger omkring 1 K i Figur 80.



Figur 80 Temperaturdifferanse i kjølekrets kjølemaskin 1, februar måned 2013

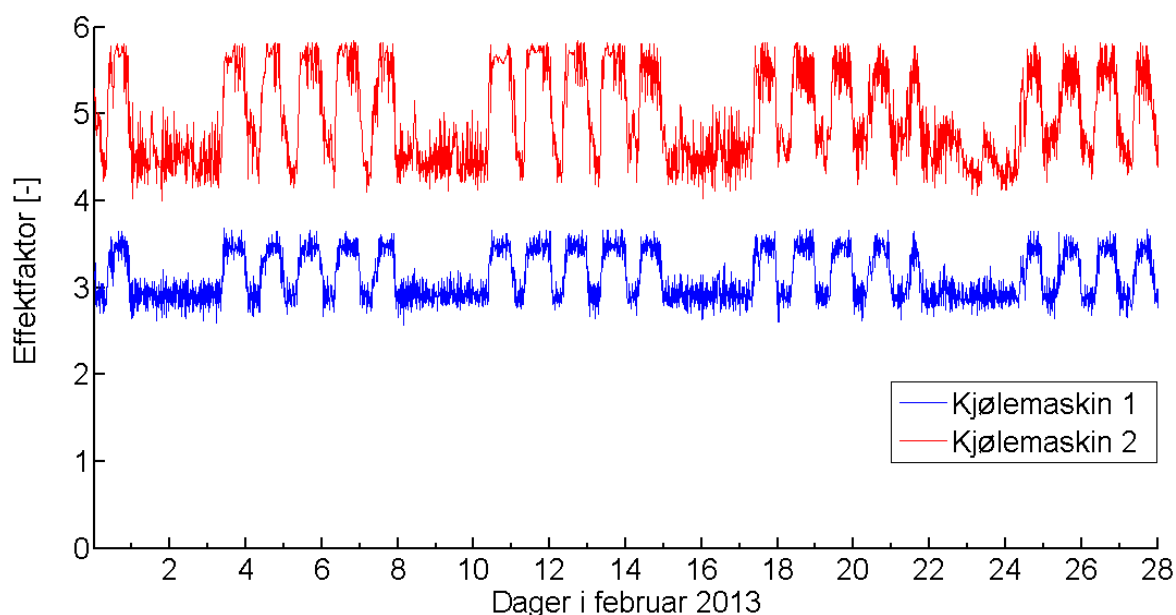
Resultatene i Figur 80 viser at temperaturdifferansen ofte havner under null. En årsak til dette kan være at temperaturene er tilstrekkelig lave, slik at kjølemaskinen har 0 % drift og temperaturen stiger. I teorien skal det ikke skje etter varmeopptak fra fordamper, slik at det er større sannsynlighet at temperatursensorene har et avvik.

Tabell 38 gir temperaturdifferansen i kjølekretsen over fordamper for kjølemaskin 1 og kjølemaskin 2. Kjølemaskin 2 har gjennomsnittlig større temperaturdifferanse. Kjølemaskin 1 har negativ temperaturdifferanse, registeret som -0,6 K på det laveste. Dette kan tyde på et systematisk feil for temperatursensor, sli at en temperaturjustering kan være fornuftig.

Tabell 38 Temperaturløft i kjølekretsene i kjølemaskin 1 og kjølemaskin 2

	Kjølekrets 1 [K]	Kjølekrets 2 [K]
Gjennomsnitt	0,8	2,16
Maksimal	2,9	3,8
Minimal	-0,6	0,2

Figur 81 viser effektfaktor for kjølemaskin 1 og kjølemaskin 2, basert på ytelsesdata fra leverandører samt temperaturer i kjølekretsene og turtemperatur T1 i kondensatorkretsen. Kondensatortemperatur T_{kond} i kjølemaskiner er antatt å være 5 K over registrert temperatur i kondensatorkretsen T_1 . Det er lagt inn en begrensning slik at kondensatortemperatur ikke kan gå lavere enn 35 °C.



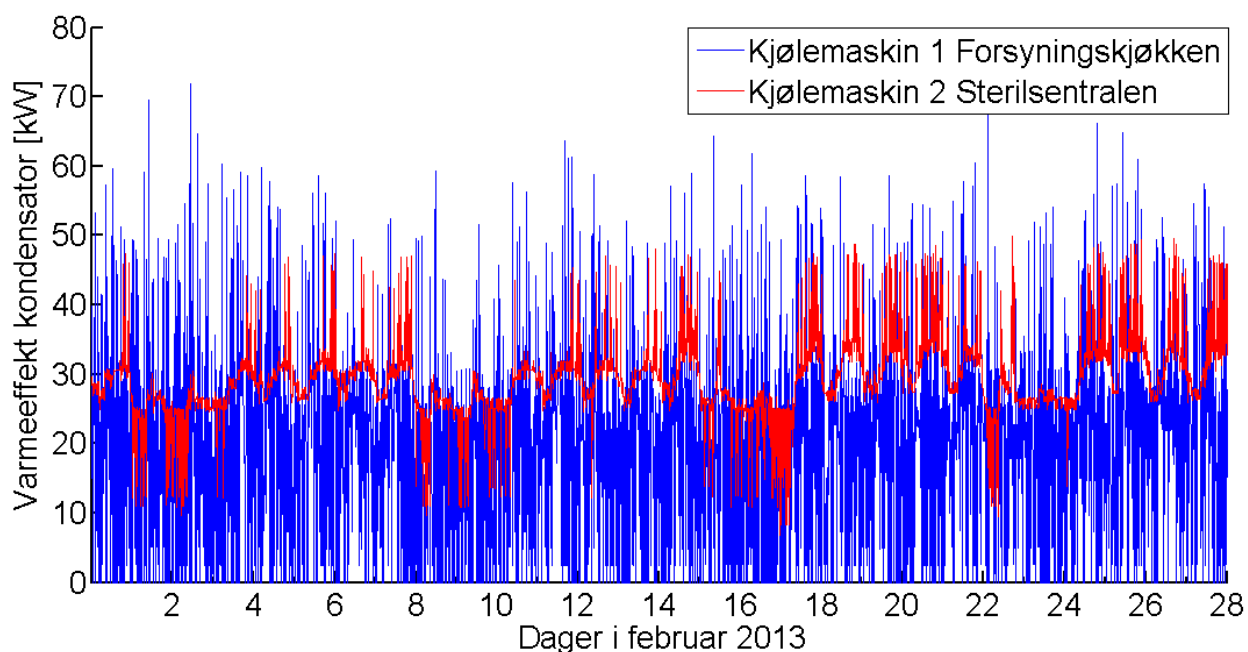
Figur 81 Effektfaktor til kjølemaskin 1 og kjølemaskin 2 basert på temperaturer i kretser

Resultatene i Figur 81 viser at kjølemaskin 2 har høyere effektfaktor. Dette samsvarer med informasjonen i Figur 77 og Tabell 35, som viser at kjølemaskin 2 har mindre trykkforhold og derav mindre temperaturløft og høyere effektfaktor.

Figur 81 viser også at effektfaktor for begge kjølemaskinene er høyere i driftstiden i hverdager. En viktig årsak er at returtemperaturen i kondensatorkretsen til kjølemaskiner, T_2 i Figur 31, er lavere for hverdager. Dette er vist i kapittel 11.9.1 i modell 1 som omhandler temperaturnivået i kondensatorkretsen. Den lave temperaturene på dagtid skyldes stort varmeopptak til forvarming tappevann.

Det er også naturlig at effektfaktor øker når sterilsentralen og forsyningskjøkkenet er i drift, ettersom dette gir større kjølebehov. Økt kjølebehov gir bedre driftsforhold og mindre dellast for kjølemaskinene.

Figur 82 viser beregnet varmeeffekt fra kjølemaskin 1 og kjølemaskin 2, i februar 2013. Varmeeffektene er basert på temperaturer i kjølekretsen (kjølemaskin 1 vist i Figur 80) og effektfaktor for kjølemaskinene gitt i Figur 81.

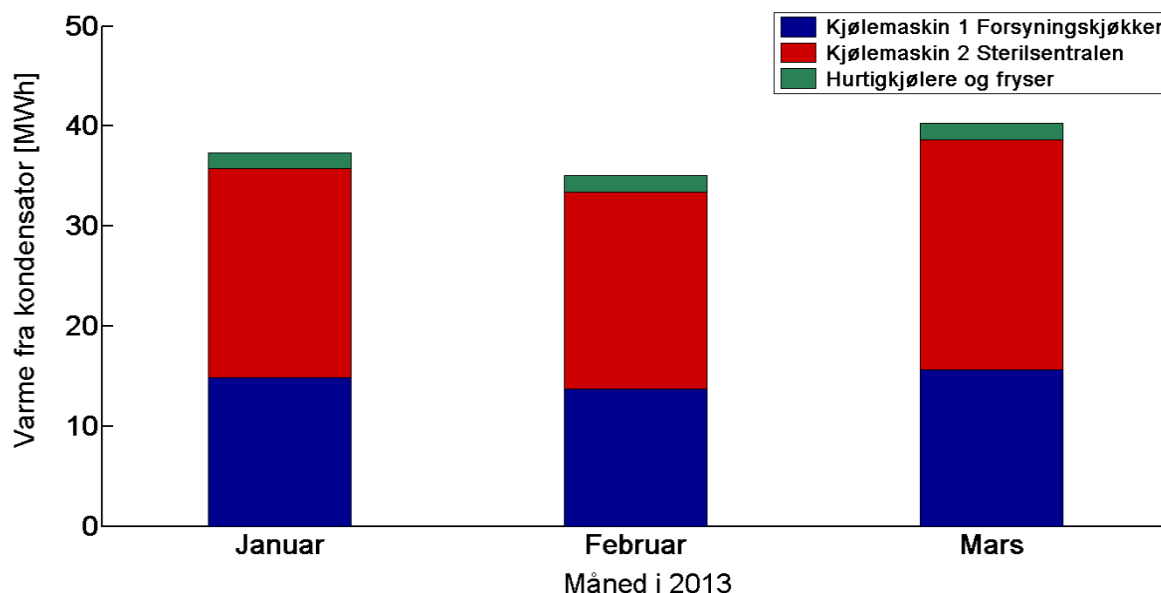


Figur 82 Beregnet varmeeffekt fra kjølemaskin 1 og kjølemaskin 2, februar 2013

Resultatene i Figur 82 gir svært varierende varmeeffekt for kjølemaskin 1. Dette skyldes den varierende temperaturdifferansen i kjølekretsen vist i Figur 80. Kjølemaskin 2 har en jevnere driftsforhold, med en varmeeffekt fra kondensator omkring 30 kW. Varmeeffekten har naturlige svingninger med økt varmeavgivelse i driftstid og redusert varmeavgivelse i helger og om nettene.

BEREGNER ENERGIMENGDER AVGITT FRA KJØLEMASKINENE

Figur 83 viser varmeenergi avgitt fra kondensator for kjølemaskin 1 forsyningskjøkkenet, kjølemaskin 2 sterilsentralen og hurtigkjølere. Varmeenergien er summert opp i måneder.



Figur 83 Varmeenergi fra kjølemaskin 1 og 2 fordelt på måneder

Resultat i Figur 83 tyder på at sterilsentralen har det største varmeavgivelsen og dermed produseres mest overskuddsvarme. Dette er overraskende ettersom kjølemaskin 1 tilknyttet forsyningskjøkkenet er det største aggregatet, som har størst kjølekapaistet og er tilknyttet flere kjølerom. Dette kan tyde på at kjølemaskin 1 er overdimensjonert og går mye på lav last.

Figur 83 viser at totalt utgjør varmeproduksjonen 35 – 42 MWh per måned. Totalt utgjør overskuddskvarmen fra kjølemaskin 1 og 2 107 830 kWh for 1.kvartal. I tillegg vil det være et mindre bidrag fra hurtigkjølere og fryser på omtrent 5000 kWh, beregnet i kapittel 11.3.4.

I kapittel 11.1.8 er varmeeffekten i kondensatorkretsen analysert. Ved bruk av metode A effektbalanse i modell 1, ble varmeenergien i kondensatorkretsen beregnet til 156 957 kWh. Fordelingen mellom de ulike månedene er vist i Tabell 25. Det er betydelig forskjell mellom resultatene for overskuddsvarme i modell 1 og resultat basert på kjølemaskinene i Figur 83. En årsak til dette kan være nøyaktigheten til temperatursensorene i kjølekretsene T_{1KM} og T_{2KM} . Problemstillingen med avvik i temperaturmålere, introdusert i kapittel 4.4, er også aktuell her. Det er derfor valgt å gjøre beregninger av varmeoverskudd, der temperaturer justeres for å studere utfallene.

Tabell 39 viser varmeavgivelse, kompressoreffekt og spesifikk årsvarmefaktor for kjølemaskin 1 og 2, for 1.kvartal 2013. Det er satt en nedre grense på temperatur i kondensator T_{kond} for kjølemaskinene. I tillegg er det temperaturdifferansen i kjølekretsene til kjølemaskin 1 justert med 0,6 K, 1 K og 2 K.

Tabell 39 Kondensatoreffekt og årsvarmefaktor for ved temperaturjustering kjølemaskin 1

Antagelser for drift		Kondensatoreffekt – varmeavgivelse til kondensatorkrets			Kompressor	Total
Justering ΔT KM1 [K]	Nedre temp kondensator [°C]	KM1 1 [kWh]	KM 2 [kWh]	Total [kWh]	Totalt EI- forbruk [kWh]	SFP [-]
-	35 °C	44 217	63 615	107 830	23 430	4,6
-	40 °C	44 835	64 226	109 060	24 737	4,4
-	45 °C	46 739	66 276	113 020	28 996	3,9
+0,6	35 °C	76 262	63 615	139 880	32 320	4,3
+0,6	40 °C	77 325	64 226	141 550	34 102	4,1
+0,6	45 °C	80 719	66 276	147 000	39 964	3,7
+1	35 °C	98 491	63 615	162 110	38 679	4,2
+1	40 °C	99 875	64 226	164 100	40 802	4,0
+1	45 °C	104 340	66 276	170 620	47 819	3,6
+2	35 °C	155 000	63 615	218 620	55 594	3,9
+2	40 °C	157 250	64 226	221 470	58 635	3,8
+2	45 °C	160 100	66 276	226 380	63 935	3,5

Tabell 39 viser at temperaturnivået i kjølekretsen tilknyttet kjølemaskinens fordampere har stor innvirkning på resultatene av generert varmeenergi. Temperaturnivået for kondensator har mindre innvirkning på resultatet og påvirker hovedsakelig effektfaktor.

Det er valgt å justere temperaturdifferansen i kretsen til kjølemaskin 1 med 0,6 K, ettersom dette er den negative differansen som er målt i løpet av 1.kvartal vist i Tabell 38. Dersom det er avvik i temperatursensorene som utgjør 0,6 K, blir varmegenerering fra de to kjølemaskinene 140 000 kWh. Dette stemmer bedre med resultatene i modell 1.

Årsvarmefaktor er beregnet med grunnlag i energiberegninger for 1.kvartal. Det antas at kjølemaskinene har tilsvarende drift året rundt. Uten temperaturjustering har kjølemaskinene en felles varmfaktor på 4,6. Ved 0,6 K i justering er varmfaktoren 4,3.

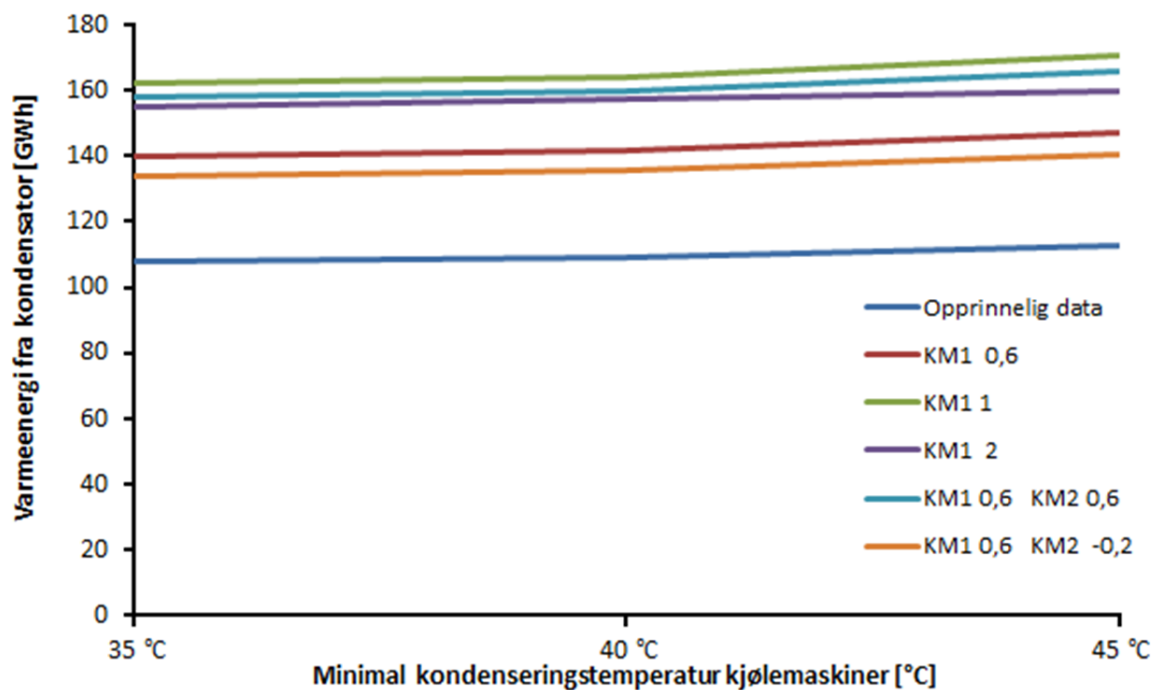
Tabell 40 viser tilvarende beregning, der temperaturnivået i kjølekrets til kjølemaskin 2 er temperaturjustert. Det er valgt å beholde 0,6 K justering for kjølemaskin 1. For kjølemaskin 2 er en justering på -0,2 K viktig ettersom 0,2 K var minste registrerte temperaturdifferanse.

Tabell 40 Kondensatoreffekt og årsvarmefaktor for ved temperaturjustering kjølemaskin 2

Antagelser for drift		Kondensatoreffekt - varmeavgivelse til kondensatorkrets			Kompressor	Total
Justering ΔT KM 2 [K]	Nedre temp kondensator [°C]	KM 1 [kWh]	KM2 [kWh]	Total [kWh]	Totalt e-forbruk [kWh]	SFP [-]
-	35 °C	76 262	63 615	139 880	32 320	4,3
-	40 °C	77 325	64 226	141 550	34 102	4,1
-	45 °C	80 719	66 276	147 000	39 964	3,7
+0,6	35 °C	76 262	81 637	157 900	35 922	4,4
+0,6	40 °C	77 325	82 416	159 740	37 883	4,2
+0,6	45 °C	80 719	85 098	165 820	44 425	3,7
+1	35 °C	76 262	93 738	170 000	38 413	4,4
+1	40 °C	77 325	94 632	171 960	40 497	4,2
+1	45 °C	80 719	97 752	178 470	47 510	3,8
-0,2	35 °C	76 262	57 641	133 900	31 155	4,3
-0,2	40 °C	77 325	58 198	135 520	32 879	4,1
-0,2	45 °C	80 719	60 044	140 760	38 522	3,6

Tabell 40 viser at ved en justering på -0,2 K for kjølemaskin 2, ble varmegenereringen til kondensatorkrets lav igjen sammenlignet fra resultater i modell 1. Det er større sannsynlighet at det er et avvik i kjølemaskin 1, ettersom denne viste en negativ differanse. Ut fra Tabell 39 og Tabell 40 ansees det at merket verdi på 139 880 kWh er mest korrekt.

Figur 84 viser varmeavgivelsen til kondensatorkretsen for kjølemaskin 1 og 2, som funksjon av nedre grense for kondenseringstemperatur. Det er lagt inn temperaturjusteringer for begge kjølemaskinene.



Figur 84 Varmeavgivelse til kondensatorkrets fra kjølemaskiner, med ulik temperaturjustering

Den nederste blå linjen i Figur 84 indikerer varmeavgivelse basert på måledata av kjølekretsenes temperaturer T_{1KM} og T_{2KM} . Den røde linjen viser varmeavgivelsen med en justering på 0,6 K for kjølemaskin 1. Igjen kommer det tydelig frem at små endringer i temperaturer i kjølekretsene, gir store utfall på varmeavgivelsen.

Resultatet i Figur 84 viser økende varmeavgivelse med økt kondenseringstemperatur. Dette skyldes økt elektrisitetstilførsel til kompressorene og lavere årsvarmefaktor, vist til høyre i Tabell 39 og Tabell 40.

KONTROLL VED HJELP AV MÅLINGER OG COOLPACK

For å kontrollere varmeeffektene vist i Figur 82 er det gjort målinger av en kjølemaskinene under drift. Etersom kjølemaskin 1 har største kjøleytelse, er dette valgt som utgangspunkt. Som utdypet i kapittel 5.6 om væskekjøleaggregatene, har kjølemaskin 1 to varmepumpende kretser koblet inn på samme kondensator og fordamper. Skisse er vist i Figur 11.

Metodikken for avlesning og måling av kjølemaskinen er forklart i kapittel 8.3.5. Her er også alle antagelser og valg av inputverdier gjennomgått.

Tabell 41 viser avleste og målte verdier for kjølemaskin 1 under drift. Gjennomsnittsverdier av målingene er benyttet som inputverdier i CoolPack. Under måling var kun en av varmepumpende krets i drift, som vekslet mellom 50 % og 100 % drift. Dette innebærer total drift på 25 % og 50 % for hele aggregatet.

Tabell 41 Avlest og målt data for kjølemaskin 1 under befaring

	Merket	Enhet	Snitt 25*	Snitt 50*
Fordamper trykk	P1	Bar	2,4	2,1
Fordamper temp	T1	°C	-8,2	-10,5
Kondensator trykk	P2	Bar	14,3	16,0
Kondensator temp	T5	°C	40	43
Trykkforhold	P2/P1	-	6,0	7,6
Temperaturløft kuldemedium	T5-T1	K	48,2	53,5
	Merket	Enhet	Snitt 25	Snitt 50
Overheting T_{SH} **	T2	°C	-2,4	-5,3
Suction line T_{Sution} **	T3	°C	5,1	5,4
Trykkgass T_{TG} ***	T4	°C	67,1	72,1
Væskeblanding ***	T6	°C	-0,8	-5
Overheting	T2-T1	K	5,8	5,2

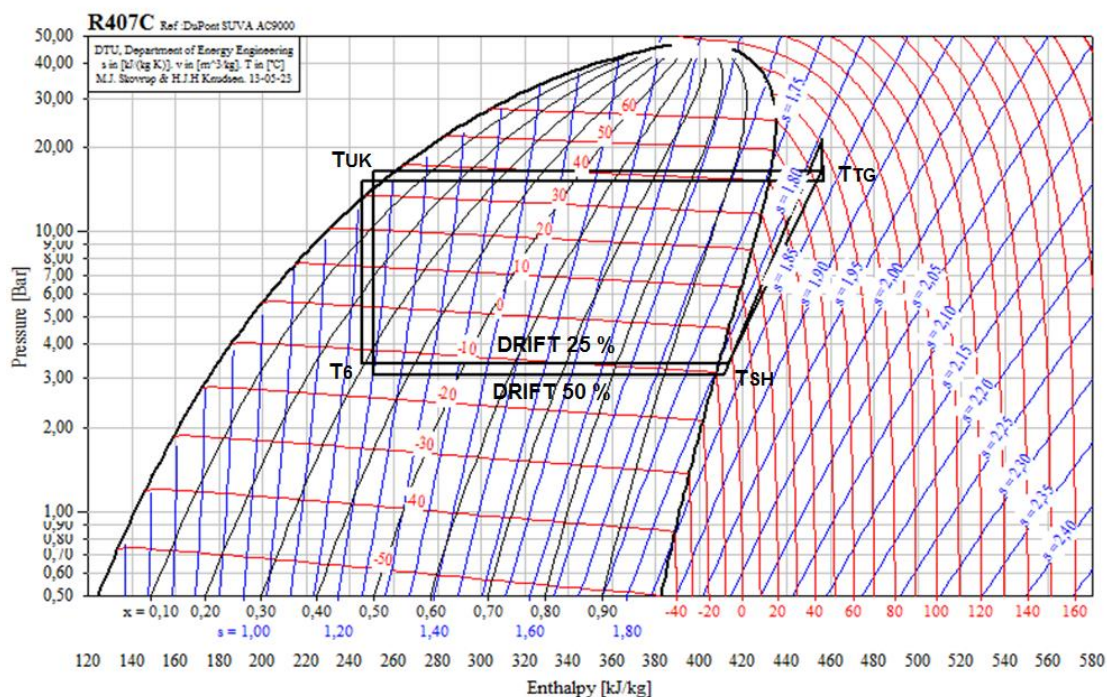
* Viser gjennomsnittet av målingene for 25 % drift (en kompressor) og 50 % drift (to kompressorer)

** Verdier er lest av PLS-enheten på kjøleaggregatet

*** Verdier er målt ved hjelp av termometer og termoledninger

Målte verdier, gitt i Tabell 41, viser små forskjeller mellom drift av en og to kompressorer. Trykkforholdet økes fra 6 til 7,6 ved drift av to kompressorer. Også temperaturforholdet mellom høytrykk- og lavtrykksiden endres. Fordampertemperatur synker ved økt antall kompressorer i drift, mens temperatur i kondensator øker.

Figur 85 viser trykk-entalpi-diagram med inntegnet varmepumpende prosesser. Prosessene er basert på målte verdier for kjølemaskin 1, gitt i Tabell 41. Ved 25 % drift og kun en kompressor i drift, er trykkforholdet lavere og prosesslinjene strekker seg lengre til høyre. Dette er positiv med tanke på effektfaktor COP, som vil være større.



Figur 85 Prosessen i kjølemaskin under driftsavlesninger, 25 % og 50 % drift

Tabell 42 viser resultatene for kontrollberegningen av kjølemaskin 1 i CoolPack, basert på entalpier vist i Figur 85 og massestrøm av kuldemediet hentet fra ytelsesdata fra produsenter. Beregningene er gjort direkte i Coopack.

Tabell 42 Resultat for beregning av ytelser til kjølemaskin 1 i Coolpack

	Enhet	Trinn 25 %	Trinn 50 %
Massestrøm medium	kg/s	0,156	0,280
Fordampereffekt	kW	26.0	44.7
Kondensatoreffekt	kW	33.1	59.3
Kompressoreffekt	kW	9.1	18.5
Effektfaktor kjølemaskin	-	2.9	2.4

Resultatet i Tabell 42 viser at kjøleeffekten er 25 kW ved en kompressor i drift og 44,7 kW ved to kompressorer. Dette stemmer greit med kjøleytelsen for hele kjølemaskin 1, som i teknisk datablad er oppgitt til 105 kW ved dimensjonerende forhold.

Varmeeffekt fra kondensator er beregnet til 33 kW og 59,3 kW ved en og to kompressorer. Målingene er utført på dagtid, på formiddagen i driftstiden til forsyningskjøkkenet, og gir dermed verdier under daglig drift. Dette stemmer med resultatet i Figur 82, der varmeeffekter fra kjølemaskin 1 er på 0 - 60 kW. Beregninger både basert på temperaturlogg i kjølekrets i Figur 82 og målinger under drift i Tabell 42, tyder på at kjølemaskin 1 er overdimensjonert og driftes mye på 25- 50 % av maksimal drift.

11.3.6. UTVIDELSE AV KONDENSATORKRETSEN – TEMPERATURØKNING PÅVIRKNING PÅ RESULTATER

Utvidelse av kondensatorkretsen der overskuddsvarme fra dampriggene skal utnyttes, er beskrevet i kapittel 5.7 med skisse i Figur 13. Det er ikke gjort detaljerte beregninger på hva som vil skje med utvidelsen av spillvarmeanlegget. I metodikken i kapittel 8.3.6 er det satt opp flere antagelser.

Effektbidraget ut fra verdier oppgitt i Figur 42, gir følgende varmebidrag fra dampriggene til kondensatorkretsen:

$$\dot{Q} = \frac{0,0806 \text{ m}^3}{1000} \frac{1}{\text{s}} \cdot 980 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 4,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 45 \text{ K} = 14,9 \text{ kW}$$

Det antas at all overskuddsvarmen overføres til kondensatorkrets. Dersom en antar lik spesifikk varmekapasitet og tetthet for de to sidene av varmeveksleren, kan temperaturløftet for kondensatorkretsen beregnes som:

$$\Delta T = \frac{0,0806 \text{ l/s} \cdot 45 \text{ K}}{19,6 \text{ l/s}} = 0,2 \text{ K}$$

En økning i temperaturen i kondensatorkretsen på 0,2 K høres lite ut. Likevel er det bevist gjennom flere resultater, blant annet for kjølekretsene til kjølemaskinene vist i Tabell 40, at små temperaturoendringer gir store forskjeller i energimengder summert opp på per måned, kvartal og år.

Tabell 43 gir endringer i effekt og energi i kondensatorkretsen dersom turtemperaturen i kretsen øker, T_1 vist i Figur 22 og Figur 42. Resultatene er beregnet ut fra «varmeeffekt basert på vannmåling og temperaturlogg» gitt i modell 1, og er gitt for 1.kvartal 2013. Det er antatt at volumstrømmen i kretsen forblir den samme.

Tabell 43 Økning i overskuddsvarme kondensatorkrets ved økt turtemperatur fra spillvarmekilder

Kondensatoreffekt for 1.kvartal 2013				
Temperaturløft T1	Midlere effekt [kW]	Energi [kWh]	Økning [kWh]	Økning [%]
0 K	72,4	156 956	-	-
0,2 K	89,0	192 091	35 135	22,3
0,5 K	113,4	244 817	87 861	56,0
1,0 K	154,1	332 690	175 734	112,0

Resultatene i Tabell 43 viser at ved 0 K økning, er det resultatene som i kapittel 11.1.8 med 72,4 kW i midlere varmeeffekt og i underkant av 160 MWh overskuddsvarme i kretsen. Ved temperaturøkning på 0,2 K, øker energimengden i kretsen med 22,3 % til 192 MWh. Dersom temperaturen øker med 1 K, vil varmeeffekt øke med 112 % til over 330 MWh. Resultatene i Tabell 43 viser at små avvik i temperaturer dermed kan gi store utfall for resultatet.

Tabell 44 gir energimengder for forvarming av tappevann, ved temperaturøkning for turtemperatur T_1 i kondensatorkrets. Resultatene er basert på metode A effektbalanse i modell 1, gjennomgått i kapittel 8.1.3. Det er antatt volumstrømmen i forvarmingskrets, vist til høyre i Figur 7 er samme som beregnet i kapittel 11.1.4.

Tabell 44 Økning i forvarmet tappevann og dumping fjernkjøling, metode A effektbalanse

Temperaturløft T_1	Isvannskrets fjernkjøling		Forvarming tappevann		Forvarming
	Energi [kWh]	Økning [%]	Energi [kWh]	Økning [%]	Andel [%]
0 K	40 495	-	116 460	-	74,1
0,2 K	56 081	38,5	136 010	16,8	70,8
0,5 K	80 694	99,3	164 112	40,9	67,0
1,0 K	112 690	178,3	210 010	80,3	63,1

Resultatene i Tabell 44 viser at energimengden til forvarmet tappevann øker med økning i temperaturnivået i kondensatorkretsen. Energimengden til isvannskretsen fjernkjøling øker raskere, slik at varmeandelen til forvarmet tappevann minker, fra 74 % til 63 %. Ut fra modell A effektbalanse vil andelen varme til fjernkjøling øke.

Tabell 45 gir energimengdene til forvarming av tappevann, for hver av metodene benyttet i modell 1 i kapittel 8.1.3 og 8.1.4. For alle de tre metodene øker varmeavgivelsen til forvarmet tappevann ved økt temperatur T_1 i kondensatorkrets. For metode ventilstilling 8 K (B1) og ventilstilling 10 K (B2) øker også varmeandelen til forvarmet tappevann.

Tabell 45 Økning i forvarmet tappevann og dumping fjernkjøling, metode A, B1 og B2

Temperaturløft T_1	Metode A		Metode B1		Metode B2	
	Energi [kWh]	Andel [%]	Energi [kWh]	Andel [%]	Energi [kWh]	Andel [%]
0 K	116 460	74,1	118 340	75,4	111 400	71,0
0,2 K	136 010	70,8	151 870	79,0	144 050	75,0
0,5 K	164 112	67,0	202 790	82,8	194 830	79,6
1,0 K	210 010	63,1	287 750	86,5	279 790	84,1

Metodene A, B1 og B2 brukt i modell 1 i kapittel 11.1, bygger på måledata fra SD-anlegget. Metode B ventilstilling er basert på ventilen SB1 vist i Figur 8, mens metode A er basert på beregnet volumstrøm og temperaturlogger av T_{F1} og T_{F2} , vist til høyre for varmeveksler i Figur 7. For resultatene i Tabell 44 og Tabell 45 er kun temperatur T_1 i kondensatorkretsen endret, mens variablene (SB1, TF1 og TF2) som basert på måledata fra 1.kvartal 2013. Spesielt for metode B gir nok Tabell 45 for høye verdier, ettersom ventil SB1 gjerne vil ha større ventilåpning enn dagens verdier mellom 0 - 19,9 % vist i Figur 55.

12. ØKONOMISK BETRAKTNING

Tre økonomiske modeller er presentert i kapittel 9. Disse tar for seg ulike løsninger for å utnytte overskuddsvarmen og besparelsen ved disse løsningene. For å benytte modellene er en avhengig av å vite varmemengden i kondensatorkretsen, samt varmefordelingen til forvarming tappevann og isvannskrets for fjernvarme, gitt til høyre i Figur 6.

Alle økonomiske beregninger utføres på årsbasis. Systemene analysert er ikke avhengige av klima. Det antas tilnærmet konstant drift av kjølemaskiner, vist til venstre i Figur 6, og tilsvarende for forbruksvann og forvarmet tappevann. Priser for fjernvarme og fjernkjøling er basert på virkelige priser St. Olavs Hospital for 2012 og 2013, og Statskraft priser. Satsene er gitt i Tabell 12.

ØKONOMISK BESPARELSE BASERT PÅ ENERGIMÅLER

Modell 2 «Varmeeffekt basert på målere forbruksvann» tar kun for seg tappevannssystemet, isolert fra resten av kondensatorkretsen og spillvarmekildene. Modellen tar ikke for seg total overskuddsvarme i kondensatorkretsen og mengdene som dumpes til isvannskretsen for fjernkjøling. Det settes derfor opp et eget økonomisk overslag for modell 2, for å beregne besparelsen ved registrerte energimengder for energimåler EM1 vist i Figur 28.

Tabell 46 viser energimengder målt av energimåler EM1, både med EMC og SD-anlegg som datakilde. Årlige energimengder er beregnet med utgangspunkt gjennomsnittlig energi per døgn, basert i måledata fra en måned, beskrevet i kapittel 11.2.1.

Tabell 46 Energimengde og årlig besparelse basert på energimåler EM1

Forvarming	Energi [kWh/døgn]	1.kvartal [kWh]	2013 [kWh]	Besparelse [kr/år]
Energimåler EMC	1183.5	106 515	431 978	167 391
Energimåler SD	998.6	89 874	364 489	141 239

Besparelsen i Tabell 46 er beregnet med utgangspunkt i dagens fjernvarmepris, på 38,75 øre/kWh inkludert merverdiavgift. Ifølge energimåler EM1 er det en årlig besparelse på 140 000 – 167 000 kroner.

I alternativsvurderingen fra Team St. Olav introdusert i kapittel 4.3 ble det anslått en årlig energibesparelse på 245 000 kroner, med en inntjeningstid på 3 år. Resultatene i Tabell 46 gir dårligere besparelse og vil gi en lengre inntjeningstid.

OVERSKUDDSVARMEN I ET ØKONOMISK PERSPEKTIV

For å beregne den økonomiske lønnsomheten er det tatt utgangspunkt i resultater for varmeeffekt i kondensatorkretsen gitt i kapittel 11.1 og 11.3. Tabell 47 gir en oppsummering av resultatene. Modell 1 «Varmeeffekt basert på vannmåling og temperaturlogg» gir årlig energi på 628 MWh. Det er også valgt å inkludere et +/- 5 % avvik, for å se utfallet av dette.

Nederst i Tabell 47 er resultater fra modell 3 «Varmeeffekt basert på spillvarmekildene». Her er det benyttet resultater basert på temperaturlogg kjølekretser, beregnet i kapittel 11.3.5. Det er også lagt til et bidrag på 5000 kWh per kvartal for hurtigkjølerne. For modell 3 er det inkludert et temperaturavvik på 0,6 K for kjølemaskin 1, for å se utfallet av dette. I modell 3 er årlig overskuddsvarme beregnet til 580 MWh.

Tabell 47 Beregnet energimengder i kondensatorkrets, basert på modell 1 og 3 for varmeeffekt

	Kondensatorvarme 1.kvartal [kWh/kvartal]	Kondensatorvarme 2013 [kWh/år]
Modell 1	156 945	627 780
+5 %	164 792	659 169
- 5 %	149 098	596 391
Modell 3	112 830	451 320
+0,6 K	144 880	579 520

Generelt sett for de ulike modellene, er beregnet årlig overskuddsvarme i kondensatorkretsen omkring 500 000 - 600 000 kWh. For å få et forhold til energimengden dette utgjør, settes opp ulike sammenhenger:

En bygning bruker omtrent 150 kWh/m² per år til oppvarming. I kapittel 5.1 ble Akutten- og Hjerte-Lunge-senteret introdusert sammen med nøkkeltall for bygningen og energiforbruket. Sykehusbygget har generelt et høyere energiforbruk enn normalen. For 2012 ble følgende nøkkeltall stilt opp:

Fjernkjøling	56.7 kWh/ år m ²
Fjernvarme	176.0 kWh/ år m ²
Elektrisitet	203.1 kWh/ år m ²
Total energi	435.8 kWh/ år m ²

Arealet til hele Akutten- og Hjerte Lungesenteret er på 40 100 m². I forhold til byggets areal utgjør overskuddsvarmen en spesifikk energimengde på:

$$\frac{600\,000\text{ kWh/år}}{40\,100\text{ m}^2} = 15,0\text{ kWh /m}^2\text{år}$$

Dette utgjør 8 % av det totale fjernvarmeforbruket som kun benyttes til oppvarmingsformål, eller 4,3 % av det totale energiforbruket til Akutten- og Hjerte-Lunge-senteret.

12.1. RESULTAT AV DE ØKONOMISKE MODELLENE

Kapittel 12.1 tar for seg de økonomiske modellene forklart i kapittel 9. Først gis resultatet for den andre økonomiske modellen «Utnytt all varme i eget bygg», ettersom denne tar utgangspunkt i hele energimengden i kondensatorkretsen gitt i Tabell 47.

ALL OVERSKUDDSVARME UTNYTTES I EGET BYGG

Tabell 48 gir resultatene for andre økonomiske modell, der all varme utnyttes i eget bygg. Tabell 48 viser at besparelsen til utnyttelsen av overskuddsvarmen er svært avhengig av prisnivået på energikilden som erstattes. Dersom forvarmingsystemet ikke hadde eksistert ville resultatene i Tabell 48 utgjøre kostnaden for dumping til fjernvarme. Med prisavtalen for 2013 på 31 øre/kWh blir den årlige besparelsen 220 000 – 240 000 kr. Ved å ta utgangspunkt i prisnivået for bedriftskunder hos Statskraft er besparelsen omkring 500 000 kr per år.

Tabell 48 Økonomisk modell 2 der all overskuddsvarme utnyttes av samme bygg, AHL

	Modell 2 All varme utnyttes		
	Pris Statskraft [kr/år]	Prisavtale 2013 [kr/år]	Prisavtale 2012 [kr/år]
Modell 1	536 203	243 265	204 029
+5 %	563 013	255 428	214 230
- 5 %	509 392	231 102	193 827
Modell 3	385 484	174 887	146 679
+0,6 K	494 983	224 564	188 344

Per i dag er ikke forvarmingsanlegget på AHL stort nok til å ta unna all spillvarmen fra kjølemaskinene som vist i Tabell 48. En mulighet er å utvide dagens forvarmingsanlegg med flere akkumulatortanker, slik at mer overskuddsvarme i kondensatorkretser kan utnyttes. Dersom dette ikke lar seg gjøre, må deler av varmen utnyttes til andre formål. Dette vil bli diskutert i kapittel 13. Likevel er det grei å nevne enkelte muligheter.

Ventilasjonskretsen hos AHL utnytter lavere fjernvarmetemperaturer enn de andre kretsene, som vist nede til venstre i Figur 5. Som utredet i alternativsvurdering for spillvarmeanlegg var en av løsningene å varmeveksle kondensatorkrets med ventilasjonsluft.

Et annet alternativ er gulvvarme for AHL, der bygget i dag har elektriske varmekabler på alle bad og garderober. AHL har gatevarme som trekker mye varme ved snøfall. Dette kunne vært en alternativ løsning.

EN ANDEL UTNYTTES OG RESTEN DUMPES TIL FJERNKJØLING

Den første økonomiske modellen bygger på dagens løsning der så mye som mulig av overskuddsvarmen utnyttes til eget bruk, før gjenværende varme dumpes til fjernkjøling.

Varmen som dumpes til reduserer besparelsen. Her er det flere variable som kan virke inn:

- Varmemengden i kondensatorkretsen gitt i Tabell 47.
- Utnyttelsesgraden til forvarming tappevann er i kapittel 11.1 beregnet til 74,1 %, men det er usikkert om dette er korrekt. Det velges også å studere 60 % og 90 %.
- Prisen på fjernvarme og fjernkjøling.

Tabell 49 gir resultatet av den første økonomiske modellen, for ulike prisavtaler på fjernvarmen og fjernkjøling og for ulike utnyttelsesgrader. Ut fra resultater i Tabell 49 med prisavtale for 2013, er det en årlig besparelse på omkring 110 000 kr. Dette forutsetter en utnyttelsesgrad på 74 %.

Tabell 49 Økonomisk modell 1 med varmeopptak og varmedumping fra AHL

	Pris Statskraft [kr/år]			Prisavtale 2013 [kr/år]			Prisavtale 2012 [kr/år]		
	74 %	60 %	90 %	74 %	60 %	90 %	74 %	60 %	90 %
Modell 1	258 450	107 241	428 962	117 254	48 653	194 612	98 342	40 806	163 223
+5 %	271 372	112 603	450 410	123 116	51 086	204 342	103 259	42 846	171 384
- 5 %	245 527	101 878	407 514	111 391	46 220	184 881	93 425	38 765	155 062
Modell 3	185 803	77 097	308 387	84 295	34 977	139 909	70 699	29 336	117 343
+0,6 K	238 582	98 997	395 986	108 240	44 913	179 651	90 782	37 669	150 675

Resultat i Tabell 49 viser at utnyttelsesgraden av overskuddsvarmen er viktig for energibesparelsen. Dersom utnyttelsesgraden reduseres med 14 prosentpoeng til 60 %, blir besparelsen redusert med 60 %. Ved en utnyttelsesgrad på 50 % ville besparelsen blitt null. Tilsvarende er det en stor økning i besparelse dersom utnyttelsesgraden økes med 16 prosentpoeng til 90 %. Det oppnås da 65 % høyere besparelse.

Tabell 50 gis tilsvarende resultat som i Tabell 49, men med halvert pris for fjernkjøling. Ved dårligere utnyttelsesgrad utgjør prisendringen et betydelig bidrag. Ved en utnyttelsesgrad på 90 % fjernkjølingsprisen liten innvirkning på resultatet.

Tabell 50 Økonomisk modell 1 med varmeopptak og varmedumping, halvert fjernvarmepris

	Pris Statskraft			Pris St. Olavs 2013			Pris St. Olavs		
	74 %	60 %	90 %	74 %	60 %	90 %	74 %	60 %	90 %
Modell 1	327 888	214 481	455 772	148 756	97 306	206 775	124 763	81 611	173 424
Modell 3	235 723	154 193	327 661	106 943	69 955	148 654	89 694	58 672	124 677
+0,6 K	302 682	197 993	420 735	137 321	89 826	190 879	115 172	75 338	160 092

EN ANDEL BRUKS OG RESTEN SELGES TIL NABOBYGG

Den tredje økonomiske modellen tar utgangspunkt i at resterende overskuddsvarme selges til nærliggende bygninger. Det er antatt at AHL kan selge overskuddet av spillvarmen til nabobygninger, til 80 % fjernvarmeprisen. Resultatene vises i Tabell 51.

Tabell 51 Økonomisk modell 3 med salg av overskuddsvarme til nabobygg

	Pris Statskraft			Prisavtale 2013			Pris avtale 2012		
	74 %	60 %	90 %	74 %	60 %	90 %	74 %	60 %	90 %
Modell 1	508 427	493 306	525 479	230 664	223 804	238 399	193 460	187 706	199 948
+5 %	533 849	517 972	551 752	242 197	234 994	250 319	203 133	197 092	209 945
- 5 %	483 006	468 641	499 205	219 130	212 613	226 479	183 787	178 321	189 951
Modell 3	365 516	354 645	377 774	165 827	160 896	171 389	139 081	134 945	143 745
+0,6 K	469 342	455 384	485 083	212 932	206 599	220 073	178 588	173 276	184 577

Resultatet i Tabell 51 viser at det er liten endring i besparelse for de ulike utnyttelsesgradene. Dette skyldes at varmeavgivelse er en fortjeneste uansett om den benyttes til eget bygg eller selges til andre. Resultatene i Tabell 51 viser at det fortsatt mest lønnsomt å utnytte mest mulig av varmen til eget formål, som vist i Tabell 48.

Tabell 52 gir en sammenligning av de tre økonomiske løsningene. Den beste løsningen er om all varme kunne komme til nytte til egne formål, slik at enten elektrisitets- eller fjernvarmekostnader kunne reduseres.

Tabell 52 Sammenligning av resultat for økonomiske modeller

Økonomisk modell	Modell 1	Modell 3 0,6 K	Beste løsning
1. Utnytte og dumpe	117 254	108 240	3
2. Utnytte alt selv	243 265	224 564	1
3. Utnytte og selge	230 664	212 932	2

Tabell 52 viser at den dårligste løsningen økonomisk sett er dagens løsning, der noe utnyttes og resten dumpes. Dette skyldes løpende kostnader varmen som dumpes til fjernkjøling og trekker ned. Likevel er alle tre løsninger gode energisparende tiltak, som bidrar til bedre forflytning av termisk energi innad på sykehuset og god utnyttelse av tilgjengelige ressurser.

13. DISKUSJON

13.1. DAGENS ANLEGG MED FORVARMING TAPPEVANN

Kjølemaskinene på Akutten og Hjerte-lunge-senteret driftes hver dag og bidrar med overskuddsvarme. Ut fra modell 1 ble det konkludert med en årlig overskuddsvarme på 628 MWh. En bygning bruker i omtrent 150 kWh /m² år. Overskuddsvarmen fra kjølemaskinene er da tilstrekkelig til å dekke varmebehovet til hele 4200 m² bygningsmasse.

Videre ble det anslått et omtrent 74 % av overskuddsvarmen ble utnyttet til forvarming tappevann, total 116,5 MWh per år. Med utgangspunkt AHL isolert sett utgjør dette 4,3 % av fjernvarmeforbruket per kvartal. Dersom all overskuddsvarmen ble dumpet til fjernkjøling, ville fjernkjølingsforbruket til AHL økt betydelig og overskuddsvarmen ville utgjort 26 %.

Når det gjelder gjennomsnittlig varmeeffekt i kondensatorkretsen er beregnet til 73 kW, med en maksimal verdi på 205 kW. Varmevekslerne for fjerning av overskuddsvarme, forvarming og fjernkjøling, er på 350 kW og 435 kW. Disse er tilstrekkelig store, og vil tåle økt varmeoverskudd ved utvidelse og eventuelle økte kjølebehov i fremtiden.

Temperaturnivået i spillvarmesystemet varierer over døgnet, men synker minimalt til 22 °C ved stort forbruk av forvarmet tappevann. Sammenlignet med temperaturkategoriene i Tabell 5 og Figur 6 generer kjølemaskinene temperaturer i de nederste kategoriene. Dette innebærer reduserte muligheter for spillvarmeutnyttelse og vanskeliggjør lønnsomhet ved anlegg.

Når det gjelder planlegging av AHLs spillvarmeanlegg og valgt løsning med utgangspunkt i tappevann, har dette vært en god systemløsning. Kjølemaskinene har mest overskuddsvarme på dagtid under drift, samtidig som det også er størst tappevannsforbruk ved sykehuset. Spillvarmekilden og utnyttelse har dermed de samme variasjonene og svingningene.

Akkumuleringstankene installert i anlegget vil utgjøre et varmetap. Dette er vanligvis lite, men kan utgjøre en betydelig mengde på årsbasis. Akkumuleringstankene fungerer som et hydraulisk skille som sørger for sirkulering, lengre driftsintervaller og vil jevne ut kortvarige effekttopper. Totalt sett utgjør disse et av de viktigste elementene for at anlegget er vellykket, med jevn leveranse av forvarmet vann og god lønnsomhet.

Per i dag er ikke forvarmingsanlegget på AHL stort nok til å utnytte all spillvarmen fra kjølemaskinene. Om nettene og i helger er vannforbruket i sykehusbyggene er lavt, som gir for høye temperaturer i kondensatorkrets T₂ og dumping til fjernvarme. Situasjonen er motsatt i driftstiden. På dagtid er ventil SB1 lukket som indikerer at all varme leveres til tappevann. Samtidig synker temperaturnivået i kondensatorkretsen, vist i Figur 64. Dette indikerer at varmeopptaket til tappevann er større enn varmegenereringen. På dagtid i hverdager er det dermed et økt behov for spillvarme.

UTVIDELSE OG ØKT TEMPERATURNIVÅ

Selv om temperaturnivået i kondensatorkretsen synker på dagtid og nærmer seg 20 °C, vil dette ikke være grunn til å øke temperaturnivået på kjølemaskinene. Som vist i kapittel 11.3.1 og 11.3.2 vil dette kun føre til mindre varmeeffekt, økt elektrisitetsforbruk, dårlige driftsforhold og dårligere energieffektivitet. Fjernvarmen er hovedsakelig basert på avfallsforbrenning, og utnytter termisk varmeenergi fremfor høyverdig elektrisitet. Eneste mulighet for økt bidrag fra kjølemaskinene er dersom kjøleytelsen økes ved fremtidig økt kjølebehov.

Våren 2013 påbygges kondensatorkretsen ved at det kobles på en ekstra varmeveksler for utnyttelse av overskuddsvarme fra dampproduksjonsanlegg i sterilsentralen og vil kunne gi en økning i turtemperatur T_1 . Dampanlegget driftes hele døgnet og vil gi dermed bidra med konstant varmetilførsel.

Utvidelsen vil gi et positivt bidrag i driftstiden, ved ytterligere bidrag til forvarming tappevann og reduksjon i fjernvarmekostnader. I helger og om nettene vil utvidelsen trolig gi økt dumping til fjernkjøling. Totalt sett er det rimelig å anta en positiv besparelse ettersom varmeopptaket er til forvarming er størst (74 %) i dagens anlegg.

I kapittel 11.3.6 er det gjort enkle overslag over utfallet ved økte temperaturer i kondensatorkretsen. Det ble anslått av dampriggene kunne løfte temperaturen i kretsen med 0,2 K. Verdien høres i utgangspunktet lav ut, men totalt sett har kondensatorkretsen et gjennomsnittlig temperaturløft mellom 0 og 2,5 K. Tabell 43 viser at temperaturøkningen på 0,2 K for turtemperatur T_1 i kondensatorkretsen, vil energimengden i kretsen øke med 22 %. For 1.kvartal 2013 ville denne økningen tilsvare 35,1 MWh.

I beregningene av økt temperaturnivå i kretsen er det flere feilkilder. Det er antatt lik volumstrøm som i dagens anlegg ved beregning av varmeeffekter i kondensatorkretsen. Ved beregning av varmfordeling til forvarming tappevann og isvannskres er det tatt utgangspunkt i opprinnelige verdier for SB1 og T_{F1} og T_{F2} (måledata 1.kvartal 2013). Dette er variabler som vil endres ved temperaturøkning, slik at dette kun er et grovt overslag.

13.2. MULIGHETER FOR ØKT SPILLVARMEUTNYTTELSE

Ideelt sett burde spillvarmesystemet utvides for å øke behovet for spillvarme om nettene og i helger. En mulighet er å utvide med flere akkumulatortanker, slik at varmeopptaket kan jevnes ut over døgnet og økes om nettene og i helger. I dag er det åtte vanntanker på 1000 l. Disse utgjør til sammen 8 m³ og en energimengde på 205 kWh. Dette tilsvarer 2,8 timer med gjennomsnittseffekt fra kondensatorkretsen på 72,3 kW, vist i kapittel 5.1. I helger er gjennomsnittlig effekt lavere, slik energimengden tilsvarer 3 timer. Dette er for lite vannvolum til å kunne lagre opp energi over flere dager.

En mulighet er å koble på flere bygninger for å øke vannforbruket utenom driftstiden. Ideelt sett burde anlegget tilknyttes et bygg som har dominerende vannbehov om nettene og i helger. I driftstiden i hverdager utnyttes store deler av varmeeffekten i kondensatorkretsen allerede, slik at det ikke er mulig å hente ut betydelig med varme på dagtid.

Varmen dumpes kun når temperatur T_2 blir for høy og overstiger settpunkt på 36 °C. Spillvarmen som dumpes er lavtemperatur, men likevel holder den er tilstrekkelig temperatur til å ha andre bruksområder. En annen mulighet er å utnytte overskuddsvarmen i ventilasjonsaggregat for oppvarming av luft i vinterhalvåret. Sykehusbygg har store ventilasjonsmengder og lange driftstider, slik at det vil være behov for varme også på nattestid. Som utdypet i vurderingen til Team St. Olav skulle var et alternativ å utnytte overskuddsvarmen til oppvarming i ventilasjonsaggregat, og kastes i luftuttaket dersom det ikke var behov. Dette ville i så fall redusere eller fjerne utgiftene til fjernkjøling. I dagens spillvarmeanlegg der store deler av varmen unyttes, ville dette trolig ikke bli et lønnsomt prosjekt.

13.3. USIKKERHET OG AVVIK I MODELLER

Kapittel 4 omhandlet problemstillinger tilknyttet energioppfølging av anlegg. Viktige tema var usikkerhet i måledata, manglende instrumentering og mangel på systematiske metoder for å analysere energisystemer. I rapporten har alle disse problemstillingene vært reelle og flere faktorer som påvirket analysen ble gjennomgått kapittel 6.

Måledataene benyttet i denne analysen har en kort måleperiode på tre måneder. Dette gir et lite datagrunnlag for å beregne energi og besparelser på årsbasis. Anleggene er i utgangspunktet ikke klimaavhengige og det er antatt samme driftsmønster for hele året. Likevel kan det skje endringer som ikke plukkes opp. I prosjektrapport «Utnyttelse av spillvarme i sykehus ved bruk av varmepumpe» nevnes det at vannforbruket reduseres om sommeren. Dette kan påvirke varmeopptaket til tappevann. Energimåler EM1 i modell 2 er det tatt utgangspunkt i måledata for en måned. Dette gir et enda mindre datagrunnlag, som i tillegg dekker over påsken.

Generelt preges resultatene av stor usikkerheter i modellene. Mye av metodikken er basert på vann- og temperaturmålinger i kretsene, som introdusert i kapittel 4. Dette utgjør to viktige variabler i modellene. Ved analysing av spillvarmeanlegget ble det antatt konstant volumstrøm året rundt, og små feil i målte volumstrømmer kan dermed gi store avvik på årsbasis. Instrumentet for vannmåling hadde en usikkerhet på 5 %. Usikkerheten øker med små trykkfall, som blant annet var et problem i kapittel 10.1 for vannmålinger tilknyttet kjølemaskinene. Bend eller andre element i rørnett for målepunktet, kan også ha påvirket strømnings og gitt avvikende volumstrøm. Det ble utført få måleforsøk for hvert målepunkt, slik at eventuelle feil eller driftsendringer ikke har blitt plukket opp.

Temperaturene i modellene er hovedsakelig hentet fra SD-anlegget. Også her kan det være avvik i måledata. Dataene kan ha systematiske feil som er vedvarende for hele måleperioden og ikke er oppdaget. Det er ikke nødvendigvis usikkerheten i sensoren som er det største problemet. Som nevnt i kapittel 4.4 kan også dataoverføring i nettverket påvirkes av forstyrrende element, som vibrasjoner og varmeutvikling fra andre anlegg. Dette er relevant for AHL, der det er store mengder teknisk anlegg fordelt over flere rom som kan påvirke hverandre. Både i kondensatorkretsen i modell 1 og i kjølekretsene til kjølemaskinen i modell 3 i kapittel 8.3.5, er det små temperaturløft i kretsene. Tabell 27 viser at gjennomsnittlig temperaturløft i kondensatorkretsen en 0,9 K, med en minimal verdi på 0 K og maksimal på 2,5 K. Små avvik på 0,5 K er ikke uvanlig for temperatursensorer, får dermed store utfall i energimengder, som vist i Tabell 39.

Andre feilkilder i modellene er antagelser. Ved manglende målepunkter og datagrunnlag er det laget forenklinger for å muliggjøre beregninger. Som eksempel er temperaturer i isvannskretsen antatt til 8 K og 10 K i modell 1 kapittel 8.1.4, selv om det ved virkelig drift vil være temperaturvariasjoner. Også for kjølemaskinene gjennomgått i kapittel 8.3.5 har det blitt gjort nødvendige antagelser. Temperaturer i fordampere og kondensator er beregnet via temperaturene i kretsene, og effektfaktor er hentet fra datablad. For hurtigkjølerne i kapittel 8.3.4 er driftstidene for anleggene antatt og energiavgivelse per kvartal estimert ut fra dette.

Modell 2 i kapittel 8.2 gir de mest usikre resultatene. Modellen skiller seg ut ved å utnytte data fra energioppfølgingssystemet. Måledata logges over flere år som burde gi gode datagrunnlag. Likevel er det funnet avvik i modellene som forklart i kapittel 6. De største feilkildene i modell 2 kan ramses opp som: 1. Tidligere defekt energimåler EM1 som kun har en kort måleperiode, og gir avvik mellom målekildene SD-anlegg og EMC. 2. Plassering av vannmålere av forvarmet vann til de ulike byggene er dårlig dokumentert, i kapittel 8.2.2. En andel på 90 % til AHL virker usannsynlig. 3. Avvik mellom undermåler og hovedmåler ettervarming tappevann. I perioder er det registrert negative varmeopptak til tappevann.

Små avvik i temperaturer og volumstrømmer, feilantagelser eller driftsendringer gir store utslag på årlige resultater. Resultatene i kapittel 10, 11 og 12 er dermed ikke endelige, men kan brukes som en pekepinn. Tilnærmede like resultater ved bruk av ulike metoder og datagrunnlag øker troverdigheten til resultatet. Som eksempel er varmeoverskudd i kondensatorkretsen beregnet til 627 MWh og 580 MWh avhengig av modell. Et avvik på 50 MWh er stort, men det indikerer at overskuddsvarmen gjerne er omkring 600 MWh. Det er heller ikke usannsynlig at omkring 74 % av spillvarmen utnyttes til forvarming av tappevann. Ut fra ventilstillingen til isvannskretsen SB1 gitt i Figur 51, er ventilen lukket en større del av døgnet. Den er lukket på dagtid da varmegenereringen fra kjølemaskinene er størst.

FORDELER MED MODELLENE

Ved matematiske beregninger av energisystemer vil det alltid være behov for forenklede metoder og antagelser. Selv om det er gjort mange antagelser i modellene for varmeeffekt gitt i denne rapporten, er disse gjort med omhu. Målet har vært å lage modellene så tett som mulig knyttet opp mot de virkelige anleggene og driften av disse.

Ved mangel på tilgjengelige måledata i kretsene, er det brukt alternative metoder for beregning med utgangspunkt i de virkelige anleggene. Det er benyttet pumpekarakteristikk spesifikt for hver pumpe, ytelsesdata fra produsenter fra hver modell av kjølemaskiner, data for ventiler og omdreining basert på de virkelige komponentene i AHL.

Ved usannsynlige verdier, som negative temperatur- og effektopptak, er det lagt inn effektberegning for unngå subtraksjon i effekt- og energiberegninger. Det er også benyttet flere innfallsvinkler og flere datakilder, for å kunne utføre kontrollberegninger og sjekke troverdighet i resultatene.

13.4. ENERGIOPPFØLGING OG BEVISSTHET

Forvarmingsanlegget for spillvarme fungerer som det skal og bidrar hver dag med forvarmet tappevann. Utnyttelsen av overskuddsvarmen fra kjølemaskinene er et positivt energitiltak. Det er tenkt langsiktig og laget en systemløsning som kan være lønnsom over hele levetiden til anlegget. Spillvarmeanlegget bidrar til reduserte energikostnader hvert år. En ulempe er at besparelsene og de reduserte energimengdene ikke er synlige.

En viktig faktor ved energitiltak er å kunne tallfeste lønnsomheten av de ekstra investeringene. Besparelse både i kWh/år og i kr/år er en viktig motivasjon for ansatte og ledelse. Bevisstgjøring og god energioppfølging øker interessen og kan skape positiv eierfølelse til anlegget. Det kan også være en viktig faktor i bestemmelsesprosessen av andre energitiltak for sykehuset.

Det har vært gode ideer bak anlegget med mål om redusert energiforbruk og effektivisering. Per i dag er det lite instrumentering av kjølemaskiner og kondensatorkrets tilknyttet forvarmingsanlegget. Det kan tyde på at dette er blitt nedprioritert under prosjektering, som er et problem for mange eksisterende bygg i dag. Følgene er at det er vanskelig å avgjøre effektiviteten til anlegget, samt at mulighetene for optimalisering er begrenset.

For å oppnå god styring av anlegget kreves det utvidet og bedre instrumentering. Den ukjente gevinsten kontra kostnaden for å installere ekstra målingsutstyr representerer ofte en utfordring. Dette gjelder også for spillvarmeanlegget i Akutten- og Hjerte-Lunge-senteret. Ettersom det allerede er lagt inn en investeringskostnad i utvidelse av kondensatorkretsen, med ekstra varmeveksler og ekstra rørnett, burde det også kunne inkluderes flere målere.

13.5. ANBEFALTE MÅLERE

Det beste tiltaket vil være å utføre en funksjonskontroll av hele spillvarmeanlegget etter siste spillvarmekilde kobles på. Det bør installeres flere energimålere og temperatursensorer, og lages rutiner for bedre energioppfølging av anlegget. Kostnaden for energimålere inkludert installering, er små utgifter sammenlignet med årlig besparelsen på anlegget vist i Tabell 49. På denne måten er det mulighet for å optimalisere driften, og eksisterende anlegg kan gjerne utbedres med små rimelige driftsendringer. Økt instrumentering vil også kunne effektivisere fremtidig drift- og vedlikeholdsarbeid og gi en besparelse i form av redusert tidsbruk for driftsansatte og konsulenter i kontakt med anleggene.

Følgende instrumentering anbefales som et minimum for fremtidig oppfølging, med en grei oversikt over kjølemaskiner og spillvarmeanlegget:

- Energimåler i kondensatorkretsen, tilknyttet T_1 og T_2 i Figur 22.
- Temperaturmåler mellom forvarmeveksler og isvannsveksler, til høyre i Figur 6.
- Kjølemaskin 1 og kjølemaskin 2 har automatikk og bør kobles opp mot nettverk. Termisk energi, elektrisk energi og ytelser av kjøleanleggene bør logges.
- Oppfølging av vannmålere til Gastro og Bevegelsessenteret. Det bør installeres vannmåler tilknyttet Akutten og Hjerte-Lunge-senteret.

I tillegg er det ønskelig med følgende målere, som en god oversikt over kjølemaskiner og spillvarmeanlegg, med mulighet flere datagrunnlag og kontrollberegninger:

- Energimåler, eller eventuelt temperatursensorer, isvannskrets for fjernvarme tilknyttet isvannsveksler, vist oppe til høyre Figur 22.
- Temperatursensorer i kondensatorkretsen tilknyttet kjølemaskin 1 og 2, vist til høyre i Figur 36.
- Energimåler ettervarming tappevann, sekundærside fjernvarme, vist i Figur 5.

14. KONKLUSJON

Oppgaven har tatt for seg et spillvarmeanlegg på St. Olavs Hospital. Akutten- og Hjerte-Lungesenteret på 40 100 m² utnytter overskuddsvarme fra kjølemaskiner til å forvarme tappevann til tre ulike sykehusbygninger. Overskuddsvarme som ikke utnyttes til oppvarmingsformål dumpes til fjernkjøling.

Målet med oppgaven er å studere omfanget og utnyttelsen av spillvarmen. Det er laget tre ulike modeller som tar for seg tekniske anleggene tilknyttet energiforsyning og spillvarme-utnyttelse. Modellene bruker måledata fra SD-anlegg og energioppfølgingsystem. I tillegg vann- og temperaturmålinger og ytelsesdata fra produsenter inkludert i modellene.

Resultat i modell 1 gir en overskuddsvarme på 630 MWh per år. I driftstiden utnyttes nesten 98,2 % av varmen til forvarming tappevann. I gjennomsnittet er utnyttelsesgraden 74 % som tilsvarer et årlig varmeopptak på 465 MWh. Resten dumpes til fjernkjøling.

Modell 2 gir at 90 % av forvarmet vann leveres til AHL. Med utgangspunkt i dette resultatet utgjør forvarmet tappevanns utnyttelse av spillvarme 24 -30 % av total energiopptak til tappevann.

Resultat i modell 3 gir et årlig varmebidrag fra kjølemaskiner til 580 MWh. I tillegg er det vist at små avvik i temperaturer gir store utslag både for modellene. En utfordring med modellene var manglende målepunkter. Det er derfor benyttet antagelser og alternative beregninger, som øker usikkerhetene i beregningene.

Sykehusbygninger generelt har høyt energi- og vannforbruk. Med et stadig økt fokus for energieffektive sykehus, er tiltak for energieffektivisering av stor interesse. Spillvarmeanlegget ved AHL er et godt tiltak. Den enkleste løsningen ville vært å dumpe all varme til fjernkjølenettet, uten videre oppfølging av systemet. Heldigvis er det tenkt langsiktig og laget en systemløsning som kan være lønnsom over hele driftsperioden. Anlegget utnytter tilgjengelige ressurser i sykehusbygget ved å forflytte termisk energi, og bidrar til reduserte kostnader for fjernkjøling. Samtidig øker det temperaturen på tappevannet, slik at energiopptak av fjernvarme til ettervarming tappevann reduseres. Dette utgjør to positive økonomiske bidrag.

Resultatet i rapporten viser at varmeeffekten generert fra kjølemaskiner trolig er noe lavere enn det som ble antatt i alternativsvurderingen. Spillvarmeanlegget gir likevel en stor besparelse i energikostnader hvert år. Per i dag har St. Olavs Hospital lave energipriser på energiforsyning. Dersom prisnivået på fjernvarme- og fjernkjøling heves i fremtiden, vil også spillvarmeanleggets lønnsomhet øke.

Spillvarmeanlegget fungerer som det skal og bidrar hver dag med varme til forvarming av tappevann, uten videre oppfølging av anlegget. Ideelt sett burde det vært mer instrumentering og bedre energioppfølging av anlegget. Per i dag er det vanskelig å få oversikt over gevinsten som utnyttelsen av spillvarmen utgjør. Synlige tall på besparelse både i kWh og kr/år er viktig motivasjon for ansatte og ledelse.

Prisnivået på kjøp og installasjon av energimålere er små kostnader i forhold til årlig besparelse utnyttelsen av spillvarme utgjør. Det anbefales derfor utvidet instrumentering og bedre energioppfølging av anlegget i fremtiden.

15. VIDERE ARBEID

Kondensatorkretsen og forvarmingsanlegget skal utvides med en ekstra spillvarmekilde. Utvidelsen vil trolig øke varmeeffekten og temperaturnivået i kondensatorkretsen. Det er interessant å studere konsekvensene av utvidelsen ved hjelp av reelle måledata.

Det bør utføres en ny analyse av systemet. Ideelt sett bør det installeres flere energi- og vannmålere, som forklart i diskusjonsdelen i kapittel 13. Dersom dette ikke lar seg gjøre, er modell 1 «varmeeffekt basert på vannmåling og temperaturlogg » et greit utgangspunkt for å analysere varmeeffekten i kondensatorkretsen og varmefordelingen. Ettersom dagens modell gir større usikkerhet, anbefales det å utbedre modellen.

Det bør utføres nye vannmålinger i kondensatorkretsen, gjerne flere måleserier over tid for å studere variasjoner i volumstrømmen. Dette vil gi svar på om tilnærmingen med konstant volumstrøm i kretsen er en grei antagelse.

Volumstrøm på sekundærside (tappevannside) av forvarmeveksler må estimeres. Vannmengden i tappevannskretsen er beregnet med grunnlag i mange variable og er antatt konstant. Denne bør måles eller bestemmes ved hjelp av en bedre metode.

Det bør gjøres flere vannmålinger i isvannskrets for fjernkjøling, under endring av SB1. Målinger bør gjøres både ved åpning og lukking av ventil, både på dagtid og natten. Temperaturløftet over isvannsveksleren er antatt i rapporten. Temperaturer bør måles over tid.

Instrumentering av anlegget bør utvides. Et minimum er at det installeres en temperatursensor mellom forvarmeveksler og ettervarmeveksler, for å gi temperaturfall per veksler. Dette vil bedre modellen og redusere usikkerhetene tilknyttet varmefordeling.

VIKTIG LÆRDOM FOR FREMTIDEN

Gjennomført instrumentering er viktig. Et gjennomgående problem ved analyse av anleggene har vært manglende målere og instrumentering. For å kunne regne på energistrømmene og optimalisere prosesser er vesentlig med tilstrekkelige målepunkter, som måles over lengre tidsperioder. Ideelt sett skal hver energibærer, hvert enkelt system og aggregat ha egne målere.

Ved fremtidig gjennomgang av anlegg bør dette være basert på en referansemåte og kunne sammenlignes opp mot referanseverdier. Følgende punkter bør inkluderes ved energioppfølging av et system:

- Definere systemet og systemgrensene
- Gjennomtenkt instrumentering og måling.
- God oversikt og dokumentasjon av anlegg og målere
- Gjennomtenkte navn på anlegg og målere som er lett å forstå og godt dokumentert
- Plan for måleperioder og -omfang.

KILDER & REFERANSER

Aarvig, S. (2011, 07.11.2012). "Lavenergi på sykehus." Retrieved 25.05, 2013.

Aarvig, S. (2012, 07.11.2012). "Lavenergi på sykehus." Retrieved 25.05, 2013, from http://www.forskningsradet.no/prognett-renergi/Nyheter/Sykehus_pa_lavenergi/1253966160273?lang=no.

Aasen, R. E. (2012). Utnyttelse av spillvarme i sykehus ved hjelp av varmepumpe. Trondheim, Institutt for energi- og prosessteknikk, NTNU: 120.

Abrahamsen, A. S. and M. Bergh (2011). Energibruk i bygninger for tjenesteytende virksomhet. 2008, Statistisk sentralbyrå. **Volume: 17 - 2011:** 75.

Anda, P. (2012, 21.10.2012). "Kunnskapsenteret - St. Olavs hospital." Retrieved 26.05, 2013, from <http://www.arkitektur.no/?nid=243123>.

Authen, M. L. "Akershus universitetssykehus med Europas største anlegg for grunnvarme." Retrieved 12.feb, 2013, from <http://www.fornybar.no/prosjekteksampler/geotermisk-energi/akershus-universitetssykehus-med-europas-storste-anlegg-for-grunnvarme->.

Bakke, J. V. (2013). Energiforbruk og inneklime i Norske sykehus. Dagens og fremtidens bygninger Energi – Arkitektur – Miljø. Trondheim, NTNU: 41.

Bergesen, B., et al. (2012). Energibruksrapporten 2012 Energibruk i husholdningene, Norges vassdrags- og energidirektorat. **30 - 2012**.

Bergh, M. (2012, 19.desember 2013). "Energibruk i tjenesteytende næringer, 2011, foreløpige tall." Retrieved 26.05, 2013, from <http://ssb.no/energi-og-industri/statistikker/entjeneste>.

Bjordal, N. A., et al. (2008). Strategisk plan for energibruk i Helse Midt-Norge, Helse Midt-Norge: 17.

Bryn, I. (2004). Energibruk i sykehus Energiøkonomiske løsninger i klimaanlegg. Forum for Sykehusenes Tekniske Ledelse - FSTL, Erichsen og Horgen AS: 42.

Byggforsk, S. (2010). "Vil utvikle bærekraftig sykehus." Retrieved 04.02, 2013, from <http://www.sintef.no/Byggforsk/Nyheter/Vil-utvikle-barekraftige-sykehus/>.

Danfoss Danfoss Commercial Compressors Datasheet Performer Scroll Compressor. FRCC.PD.SZ185-4.B1.02: 9.

Danfoss (2007). Manuelle indreguleringsventiler MSV-F2, PN16/25, DN50-300. VD.B1.G9.02. Danfoss. **09/2007**.

Danfoss (2010). Performer scroll compressor SM- SY-SZ R407C - 50 Hz Performance Data, Danfoss Refrigeration and Air Conditioning Division: 8.

Danfoss (2013). Danfoss Datasheets Performer scroll compressors SZ 50 Hz, Danfoss Commercial Compressors: 10.

Eggen, G. and O. Steinshamn (2007). Alternativsvurdering varmegjenvinning fra kjølesystem for forsyningskjøkken. Trondheim, Team St. Olavs, COWI: 9.

Electrolux (2012, 28.09). "Electrolux air-o-chill Brast Chiller-Freezer." Retrieved 05.05, 2013, from http://tools.professional.electrolux.com/Mirror/Doc/MAD2/Electrolux/English/Blast%20Chiller-Freezer%20202%20-180%20kg%20-%20Remote_726487-726499.pdf.

Espeland, F. "Energieffektivitet ved nye Ahus sykehus." Retrieved 12.02., 2013, from <http://www.sweco.no/no/Norway/Markedsomraader/Bygninger/Helsebygg/Nytt-sykehus-i-Akershus--Ahus/>.

Fjordkraft (2012). Faktura energi september 2012.

Fortum (2013). "Fortum Öppen Fjärrvärme Frågor og svar." Retrieved 28.05, 2013, from <http://oppenfjarrvarme.fortum.se/fragor-svar/>.

Gillespie, K. L., et al. (2007). A Specifications Guide for Performance Monitoring Systems. **Spec Guide Version 1**: 145.

Giske, T. E. (2013). Mail: Logger AHL, St. Olavs Hospital Drift.

Harsem, T. T. (2012). LCC - Som verktøy ved valg av konsept for ventilasjon

Det optimale valget mellom driftsvennlighet og avansert styring. LCC Forum.

Harsem, T. T. (2013). Lavenergi sykehus - Best praksis. Dagens og fremtidens bygninger Energi – Arkitektur – Miljø. Trondheim, NTNU: 52.

Haugan, S. (2012). "Halvert energiforbruk på sykehuset." Retrieved 25.05, 2013, from http://www.forskningsradet.no/prognett-innoff/Artikkel/Halvert_energiforbruk_pa_sykehuset/1253981421209?lang=no.

Haugen, A. (2008, 12.04.2013). "Universitetssykehus for Midt-Norge og integrert med NTNU." Retrieved 19.05, 2013, from <http://www.stolav.no/no/Om-oss/83713/>.

Haugen, F. (2004). Regulering av dynamiske systemer. Trondheim, Tapir.

Helsebygg (2004). "Bygger ny kjølesentral." Retrieved 25.09.12, 2012, from <http://www.helsebygg.no/nyheter2004/21506/>.

HelsebyggMidt-Norge (2008). Nye St. Olavs Hospital, Bennett AS.

HelsebyggMidt-Norge (2009, 16.11.2009). "Byggefase 2 (2006-2014) Akutten og Hjerte-lunge-senteret (AHL)." Retrieved 2013, 20.05, from <http://www.helsebygg.no/hjerte-lungesenteret/>.

HelsebyggMidt-Norge (2010). "Tenkningen bak det nye." Retrieved 2012, 23.11, from http://www.helsebygg.no/nytt_sykehus/.

HelsebyggMidt-Norge (2012, 12.desember2013). "Vil være energi-forbilde." Retrieved 25.05, 2013, from <http://www.helsebygg.no/nyheter/35439/>.

Hornrtvedt, B. (2010). Varmeeffektivisering Høytemperatur varmepumpeteknologi. Seninar om Varmeeffektivisering i industri. H. Energy. Norconsult AS, Sandvika, Forskningsrådet: 32.

Hornrtvedt, B. and G. Eggen (2010) Hybrid varmepumpe. 2

Huang, G., et al. (2012). Building instantaneous cooling load fused measurement: multiple-sensor-based fusion versus chiller-modell-basert fusion, Building of Services Research and Technology: 18.

Hybrid Energy (2013). "Hybrid Varmepumpesystem." Retrieved 19.feb, 2013, from <http://www.hybridenergy.no/>.

ITT Water & Wastewater (2010). Pumper og rør i teori og praksis, ITT Norge AS: 20.

Kamstrup (2012). Kamstrup sensorer og energimålere. Gjesteforelesning i Klimateknikk. Trondheim.

Kjørsvik, K. A. (2013). Samtale og befaring. Kjøleteknikker, St. Olavs Hospital.

Kvikne, M. (2010). "Akutten- og Hjerte-Lunge-senteret." Retrieved 20.05, 2013, from <http://www.stolav.no/Om-oss/Om-helseforetaket/Sameiet-St-Olavs-Hospital-/Test/Akuttenhjerte-lunge-senteret/93845/>.

Liebe, L., et al. (2009). Fossile eller fornybar oppvarming av sjukehus?, Zero Emission Resource Organisation (ZERO): 17.

Magnussen, I. H., et al. (2011). Energibruk, energibruk i Fastlands-Norge, Norges vassdrags- og energidirektorat.

Martinez, R. (2010). "Halvert energiforbruk i fremtidens sykehus - Diskusjon og målsetning." Retrieved 15.11, 2012, from <http://www.lavenergisykehus.no/discuss.htm>.

Martinez, R. (2011). Lavenergisykehus Brukerstyrt innovasjonsprosjekt 2010-2014 "Halvert energiforbruk i fremtidens sykehus", Norconsult: 32.

NAL (2012). "Kunnskapssenteret - St. Olavs hospital, Trondheim - Norges første sykehusbygg med passivhusstandard." Retrieved 25.05, 2013, from <http://www.enova.no/innsikt/historier/forbildebygg/universitet-hoyskolebygg/kunnskapssenteret---st-olavs-hospital/436/920/>.

Neumann, C. and H. Yoshida (2010). Annex 47 Cost-Effective Commissioning of Existing and Low Energy Buildings, IEA, International Energy Agency.

Nilsson, P. E. (2003). Achieving the desired indoor climate : energy efficiency aspects of system design, Studentlitteratur AB.

Nord, N. (2012). Monitoring and inspection of energy performance, SINTEF, NTNU - Energiforsyning og klimatisering av bygninger: 28.

NOVAP (2010, 5.mai). "Hybridvarmepumpe ved Nortura Rudshøgda." Retrieved 19.feb, 2013, from http://www.novap.no/Hybridvarmepumpe_ved_Nortura_Rudshoegda.

Olsen, P. (2013). Miljørapport 2012, HelseSør-Øst: 20.

Pettersen, J. E. (2010). Vannrapport 115 Forebygging av legionellasmitte – en veiledning, Folkehelseinstituttet: 134.

Siemens (2012). St Olavs Hospital Fase 2 - 70T030 Akutten- og Hjerte-Lunge-senteret, Siemens AS, Infrastructure & Cities, Building Technologies Division, Building Automation Section: 218.

Singer, B. C., et al. (2009). Hospital Energy Benchmarking Guidance - Version 1.0, Environmental Energy Technologies Division, Lawrence Berkeley National Laboratory, Berkeley, California. **1.0**.

Skovgaard, A. and C. B. Nielsen (2004). Hydraulic terms Grundfos Industry - Pump Handbook, Grundfos Management AS: 160.

Skovgaard, A. and C. B. Nielsen (2004). Section 3.1 System characteristics. Grundfos Industry - Pump handbook, Grundfos Management AS: 160.

Sollesnes, G. and H. E. Helgerud (2009). Utnyttelse av spillvarme fra norsk industri - en potensialstudie. Enova-rapport, Enova, Nepas, Norsk Energi, Norsk Industri. **2009:1**: 73.

Sretenovic, A. (2013). Analysis of energy use at university, NTNU.

StandardNorge (2011). Beregning av bygningers energiytelser. Metode og data. Beregning av behov for levert energi: 76.

StandardNorge (2012). NS 3701:2012 Kriterier for passivhus og lavenergibygninger. Yrkesbygninger, Norsk Standard, Standard.no: 28.

Statistisk sentralbyrå (2012). Energibruk, tjenesteytende næringer - Energibruk, etter bygningstype og energivare, kWh/m². SSB.

Statistisk sentralbyrå (2013). "Energiregnskap og energibalanse, 2011-2012, foreløpige tall." Retrieved 25.05., 2013, from <http://ssb.no/energi-og-industri/statistikker/energiregn/aar-forelopige/2013-05-06#content>.

StatRes (2009). "Høyest energibruk på sykehus." Retrieved 13.11, 2012, from http://www.ssb.no/entjen_statres/.

Stene, J. (2001). Grunnleggende varmepumpeteknikk. SINTEF Energi, SINTEF Energiforskning.

Stølås, R. (2009, 05.11.2009). "Lagrer kulden - Haukeland lager isbiter om natten for å kjøle bygninger om dagen." Retrieved 28.05, 2013, from <http://www.bt.no/nyheter/lokalt/Lagrer-kulden-1937650.html#.UaTDHED0GC9>.

Sundet, P. E. (2013). Mail: Masteroppgave - Utnyttelse av overskuddsvarme, St Olavs Hospital.

Svenning, K. (2010, 10.04.2012). "Nøkkeltall 1. tertial 2010-2012." Retrieved 19.05, 2013.

TeknovaAS (2010). Exergi utnyttelse av spillvarme, Teknova, IRIS, Eyde-nettverket, cenSE: 44.

TrønderEnergi (2012). Faktura nettleie septemeber 2012.

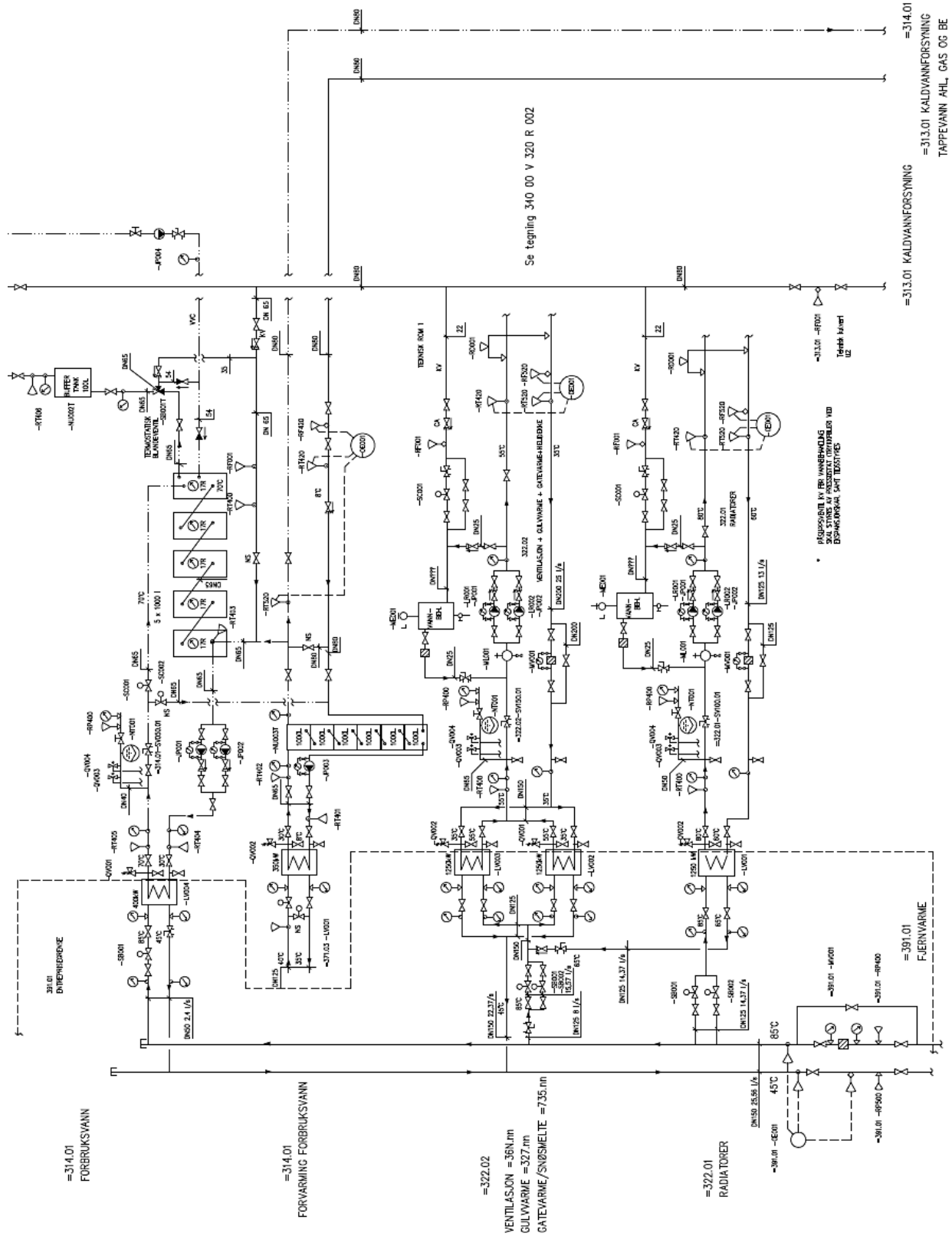
Uv, M. (2012). Prisavtale for fjernvarme og fjernkjøling, Leder Allmenn Teknikk, St Olavs Hospital. Personlig kommunikasjon og mail.

Wheeler, A. J. and A. R. Ganji (2010). 6.6 Correlation of Experimental Data. Introduction to Engineering Experimentation. 3.utgave, Pearson Education: 480.

Wheeler, A. J. and A. R. Ganji (2010). 10.1 System of measuring fluid flow rate. Introduction to Engineering Experimentation, Pearson Education. **3.utgave**: 480.

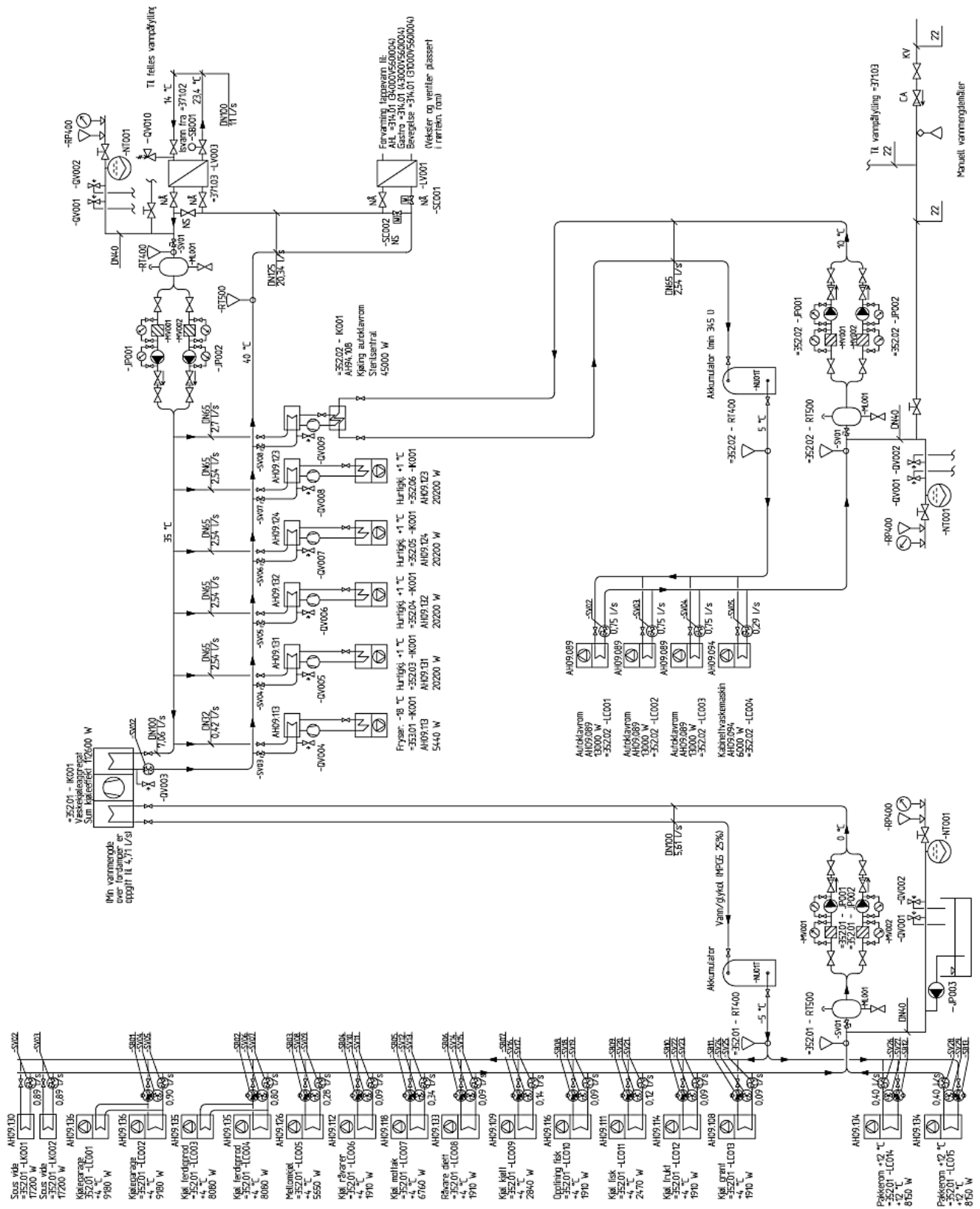
Yuzawa, H. (2010). Sensor Deployment based on the SHASE - Manual of Measurement Procedures of Energy Performance of HVAC systems, Nikken Sekkei Research Institute: 28.

VEDLEGG 1 SYSTEMSKJEMA FOR FJERNVARME OG FORBRUKSVANN



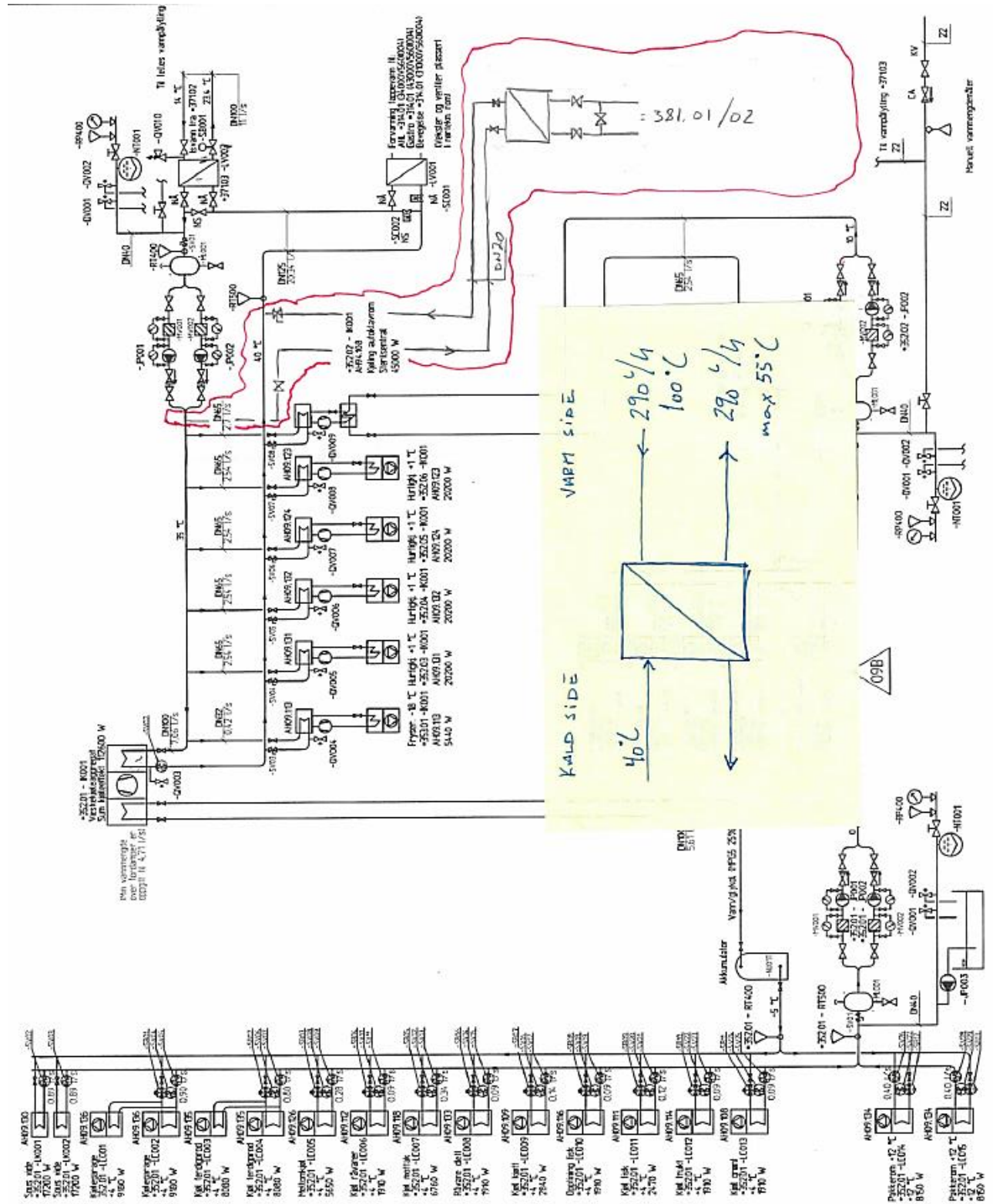
Figur 86 Systemskjema for fjernvarmeforsyning og forbruksvann inkludert forvarming

VEDLEGG 2 SYSTEMSKJEMA KJØLEMASKINER OG KONDESATORKRETS



Figur 87 Systemskjema for kjølemaskiner og kondensatorkrets med varmevekslere for forvarming av tappevann og varmedumping til fjernkjøling.

VEDLEGG 3 UTVIDELSE MED TILKNYTNING TIL DAMPANLEGG



VEDLEGG 4 TEKNISK INFORMASJON OM KJØLEMASKINER

Vedlegg 4 gir teknisk informasjon om kjølemaskinene er gitt i Figur 10. De to største kjølemaskinene er kompakte væskekjøleaggregat fra Chiller. Disse har en kjøleeffekt på henholdsvis 105 kW og 54 kW, egen indirekte kjølekretser og forsyner flere kjøleenheter. Det er mulig å lese av driftsinformasjon av automatikk/PLS i aggregatene.

Kjølemaskin 1 - 352.01	Chiller CGIW-48-4D-X-W1-W2-W3-STD
Kuldemedium	R-407C
Serienummer:	CHS24703
Kjølekapasitet	105 kW
Kompressoreffekt	44 kW
Kompressor	Danfoss Performer Scroll SZ185S4CC
Reguleringstrinn	5 trinn– 0, 25,50,75, 100 %
Loddede platevekslere	Swep, loddede platevekslere
Settpunkttemperatur	2 °C
Pumper	Siemens
Akkumulator	OSO 51R 400 SP – 380 liter

Kjølemaskin 2 - 352.02	Chiller CGIW-16-2D-X-W1-W2-W3-STD
Kuldemedium	R-407C
Serienummer	CHS24704
Kjølekapasitet	54 kW
Kompressoreffekt	15 kW
Kompressor	Danfoss Performer Scroll SZ125S4CC
Reguleringstrinn	3 trinn– 0, 50, 100 %
Fordamper/kondensator	Swep, Loddede platevekslere
Settpunkttemperatur	10 °C
Pumper	Grundfos UPS
Akkumulator	OSO

Det er fire hurtigkjølere og en fryser av produsent Bitzer. Alle disse er direkte kjølemaskiner, med fordamper utplassert i kjølerom. Informasjon om anleggene er lest av kompressor og kondensator. Driftsdata er hentet i Bitzer Software.

Fire hurtigkjølere 352.03-352.06	Bitzer
Kuldemedium	R-507A
Serienummer	12060785-12060788
Kompressor	4 VCS-10.2Y-40P
Kondensator	K1053H
Kjølekapasitet	20.2 kW

Fryser - 353.01	Bitzer
Kuldemedium	R-507A
Serienummer	12060684
Kompressor	4EC-4.2Y-40S
Kondensator	K203H
Kjølekapasitet	4.8 kW
Kompressoreffekt	3.28 kW
Kondensatoreffekt	8.11 kW

Det er også to kjølemaskiner tilknyttet kjølekretsen til kjølemaskin 1 forsyningskjøkken, 352.01. Kjølemaskinene er vist oppe til venstre i Figur 12.

	Tecumseh/Crocco	Bitzer
Systemnavn	352.07	352.08
Kuldemedium	R-507A	R-507A
Modell	CAJ4519z/NE40-115F	2FC-2.2Y
Kjøleeffekt	3 kW	5 kW
Plassering	E1 KJ07 Senterkjøkken	E3 KJ08 Kjølelager

VEDLEGG 5 INFORMASJON VENTILER VANNMÅLINGER

Informasjon innreguleringsventiler brukt til måling av vannmengde ved i kondensatorkrets og tilhørende kjøleanlegg. Tabell 53 angir om ventiltipe, dimensjoner, innregulering omdreining og mediet for de aktuelle ventilene.

Tabell 53 Verdier for innreguleringsventiler brukt til vannmålinger

	Ventil	DN	Omdreining	Medium	Maks [l/s] $\Delta P = 2\text{bar}$	Min [l/s] $\Delta P = 0.01$ bar
KONDENSATORKRETS						
Kondensatorkrets	MSV-F2	100	8	Vann	77.8	5.6
Kjølemaskin 1	MSV-F2	80	9.5	Vann	41.7	3.1
Kjølemaskin 2	MSV-C	50	8	Vann	16.7	1.1
Hurtigkjøler 3	MSV-C	50	2	Vann	2.1	0.2
Hurtigkjøler 4	MSV-C	50	2	Vann	2.1	0.2
Hurtigkjøler 5	MSV-C	50	2	Vann	2.1	0.2
Hurtigkjøler 6	MSV-C	50	2	Vann	2.1	0.2
Fryser	MSV-C	25	4.4	Vann	1.7	0.1
KJØLEKRETS/ISVANNSKRETS						
Isvann fjernkjøling	MSV-F2	80	4.6	Vann	23.6	1.7
352.01 Kjøkken	MSV-F2	80	9	Ethylenglykol		
352.02 Sterilsentral	MSV-C	50	8	Ethylenglykol		

Volumstrøm i Tabell 53 er hentet fra strømningsdiagrammer i datablad ved gitt ventilstørrelse, omdreining og ventilmfaktor. Volumstrømmen øker proporsjonalt med økning i differansetrykk. Diagrammene strekker seg fra 0,01 bar til 2 bar. Dette kan antyde hvilke verdier som bør forventes under vannmåling.

VEDLEGG 6 INFORMASJON OM PUMPER I SYSTEMET

Tabell 54 og Tabell 55 gir informasjon om pumpene som er installert i vannkretsene som analyseres. Tabell 54 gir informasjon om pumpene i kondensatorkretsen. Dette er to identiske pumper som er installert i parallell, og som drives i sekvens for å jevne ut driften. Pumpen har en nominell volumstrøm på 68 m³/h.

Tabell 54 Informasjon pumper i kondensatorkrets

Pumpe	TP 80-240/2 AFA BAQE
Nominell volumstrøm	68,0 m ³ /h
Nominell løftehøyde	20,2 meter
Effekt til pumpe (P2)	5,5 kW
Virkningsgrad	90 %
Motor	EFF1

Feil! Ugyldig selvreferanse for bokmerke. gir informasjon om alle pumpene i sirkulasjonskretsene. Ut fra ytelseskurver for hver enkelt pumpe, er volumstrøm beregnes som en kontroll mot målte vannmengder.

Tabell 55 Informasjon pumper installert i de ulike kretsene

System	Systemnavn	Produsent	Produktnavn	Produktnr.
Kondensatorkrets	371.03 JP1-2	Grundfos	TP 80-240/2 AFA BAQE	96108448
Kjølemaskin 1	352.02 JP1-2	Siemens	D-91056	1LA9096-4KA91-Z
Kjølemaskin 2	352.01 JP1-2	Grundfos	UPS 40-180 F	96401979
Forvarming tappevann	314.01 JP3	Grundfos	UPS 40-120 FB	96401951
Ettervarming tappevann	314.01 JP1-2	Grundfos	UPS 32-120 F B	96401845
Sirkulasjon tappevann	314.01 JP4	Grundfos	UPS 32-60 F B	220

VEDLEGG 7 FUNKSJONER OG METODER I MATLAB

Det er lagt inn flere funksjoner i MATLAB i forbindelse med utregning av modellene. Enkelte funksjoner er laget for å gjøre skriptet mer ryddig. Dette gjelder blant annet plott-funksjoner som inneholder mye informasjon for å få grafene i korrekt design og utforming.

Det er også funksjoner som henter ut verdier basert på måledata, som temperaturnivå og driftsmodus. Dette gjelder blant annet pumpekarakteristikker for kretsene, og kuldeytelse og kompressorarbeid for kjølemaskinene.

Ligning (V.1) til ligning (V.3) benyttes i MATLAB for å beregne ut spesifikk varmekapasitet for de ulike mediene, for hvert målepunkt. Ved bruk av mer nøyaktige konstanter i kalkylene vil avvikene kunne reduseres. Temperaturene i kretsene endres over tid. Som et eksempel kan temperaturen i kondensatorkretsen variere mellom 22 °C og 38 °C. For tappevann starter vannet på omkring 5 °C og økes til over 70 °C.

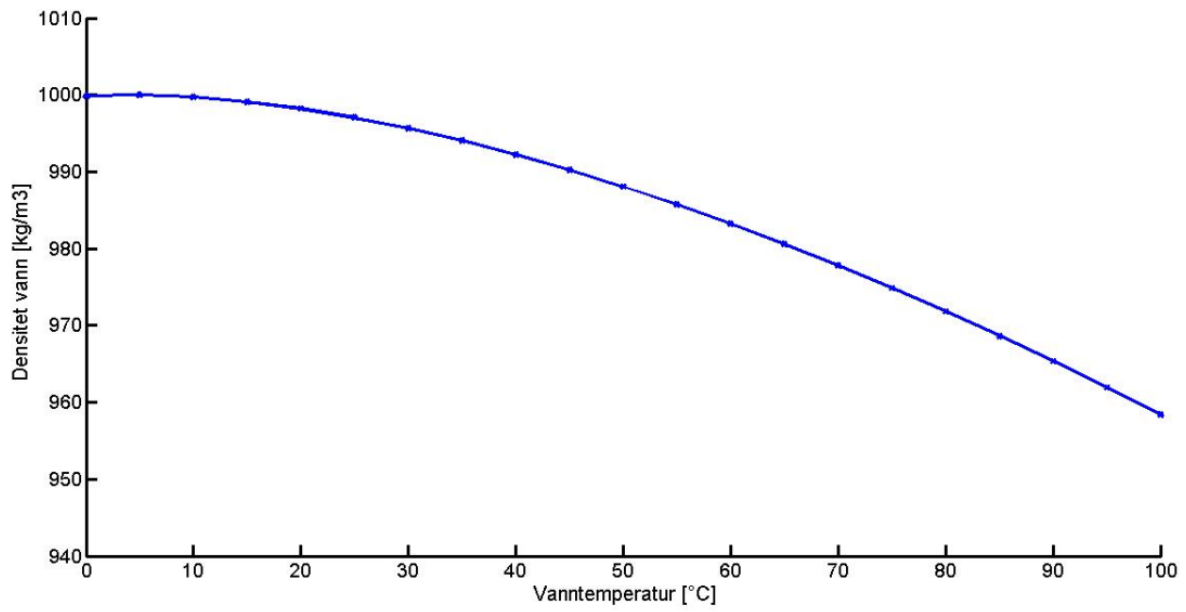
$$\text{snitttemperatur} = \frac{T_{\text{tur}} + T_{\text{retur}}}{2} \quad (\text{V.1})$$

$$c_p = f(\text{medium}, \text{snitttemperatur}) \quad (\text{V.1})$$

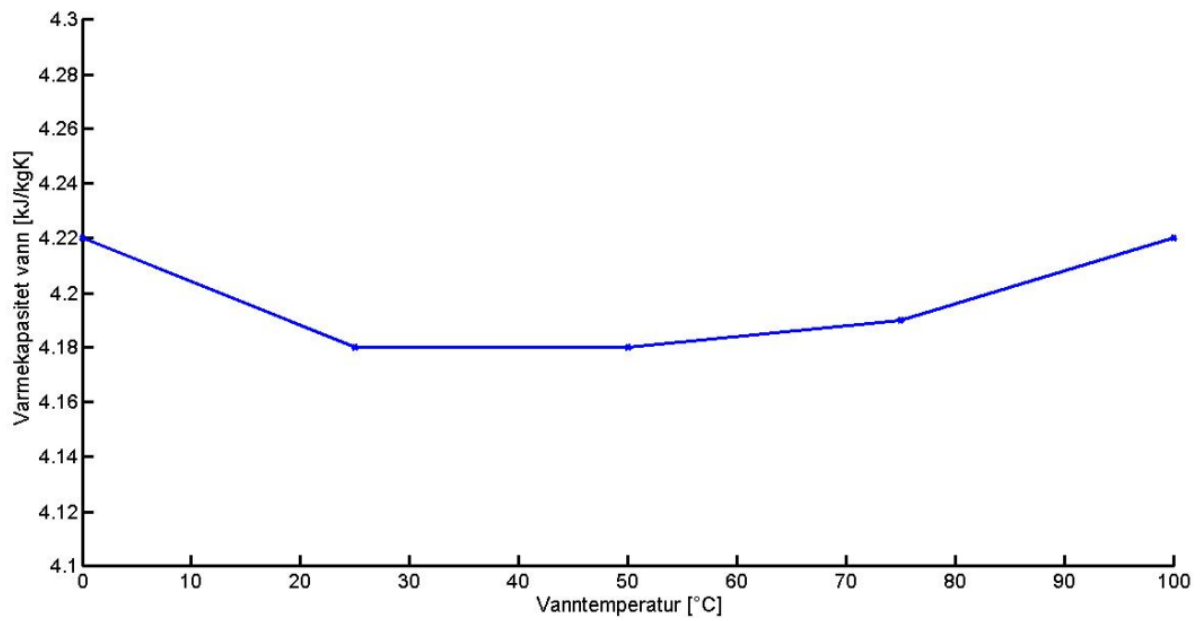
$$\rho_{\text{vann}} = f(\text{medium}, \text{snitttemperatur}) \quad (\text{V.2})$$

Ettersom mediens egenskaper endres med temperaturen på mediet, er det laget funksjoner for å hente ut riktige verdier ved gitt temperaturnivå. Det skilles mellom kuldemedium i kjøleaggregater, glykolblanding i isvannskretsene (ethylenglykol 30 %) og vann som benyttes i kondensatorkrets, til fjernkjøling og varmtvann.

Figur 89 og Figur 90 viser vannets densitet og spesifikke varmekapasitet ved ulike temperaturer. Verdiene gis som funksjon av gjennomsnittlig temperatur i tur og retur i kretsene, som vist i ligning (V.1)- (V.3). Tilsvarende funksjoner er laget for de andre mediene.



Figur 89 Vannets densitet ved ulike temperaturer



Figur 90 Vannets spesifikke varmekapasitet ved ulike temperaturer

Tabell 56 Funksjoner som er utviklet i Matlab og som inkluderes i modellene

FUNKSJONER	Formål og bruksmetoder
GENERELT	
tetthetvann	Densiteten til vann, ved gitt temperatur
tetthetglykol	Densiteten til glykol, ved gitt temperatur
tetthetmedium	Densiteten til kuldemediet i kjølemaskin, ved gitt temperatur
varmekapasitet	Spesifikk varmekapasitet vann
varmekapasitetglykol	Spesifikk varmekapasitet glykol
MODELL1	
Modell_1_kondensatorkrets	Modell 1
Modell_1_energi	Skript brukt for å beregne energi fordelt på driftssituasjoner (hverdag, helg, driftstid)
Modell_1_effekt	Skript brukt for å beregne effekter fordelt på driftssituasjoner
Helg	Skiller ut helger og påskeferie fra måleperioden (hverdag=0)
Hverdag	Skiller ut hverdager i måleperioden (hverdag=1, helg=0)
Driftstid	Skiller ut driftstiden, klokken 07-18 på hverdager
plot_pumpe_kond	Plotter pumpekarakteristikken til pumpene i kondensatorkrets. Punktene lest av under befaring er lagt inn.
plot_energidag	Plotter energiforbruket per dag i måleperioden
plot_energimonth	Beregner og plotter energiforbruk per måned
MODELL 2	
Modell_2_forvarming	Modell 2
MODELL3	
Modell_3_kjølemaskinene	Modell 3
kjølemaskinene.m	Eget skript som plotter temperaturer og trykk i isvannskrets 1 og 2
plot_chiller_km1	Plotter driftskurver for Chiller, Danfoss Performer kompressor. Viser en av fire kompressorer.
plot_chiller_km2	Plotter driftskurver for Chiller, Danfoss Performer kompressor. Viser en av to kompressorer.
plot_bitzer_hk	Plotter driftskurver for Bitzer hurtigkjølere i AHL Viser verdier for en av fire identiske kjølemaskiner.
plot_bitzer_fryser	Plotter driftskurver for Bitzer fryser i AHL. Det er kun en fryser.
interpolere_km1	Interpolerer verdier fra driftskurvene som funksjon av temperatur kondensator og fordampner. Chiller kjølemaskin 1.
interpolere_km2	Interpolerer verdier fra driftskurvene til Chiller kjølemaskin 2
interpolere_hk	Interpolerer verdier fra driftskurvene Bitzer kjølemaskin.
interpolere_fryser	Interpolerer verdier fra driftskurvene Bitzer fryser.

VEDLEGG 8 UTKAST AV ARTIKKEL

Utnyttelse av spillvarme på sykehus generert fra kjølemaskiner

Renate Ekehaug Aasen, juni 2013

1. Sammendrag

Artikkelen tar for seg et spillvarmeanlegg ved Akutten og Hjerte-Lunge-senteret på St. Olavs Hospital på Øya i Trondheim. Akutten og Hjerte-Lunge-senteret var ferdigstilt i 2009 og er et av de største og mest energikrevende av sykehusbyggene på Øya. Bygget har flere kjølemaskiner som genererer overskuddsvarme, og denne varmen utnyttes i et felles spillvarmeanlegg som forvarmer av tappevann til 30 °C. Forvarmet vann leveres til tre ulike sykehusbygninger. Overskuddsvarme som ikke utnyttes blir dumpet til en fjernkjølingskrets.

Per i dag er det ingen energioppfølging av spillvarmeanlegget. Målet er dermed å analysere omfanget av overskuddsvarmen og utnyttelsesgraden ved dagens anlegg. Grunnet mangel på energimålere og lite instrumentering, er det utviklet matematiske modeller som tar for seg de tekniske anleggene tilknyttet spillvarmeutnyttelsen. Modellen tar utgangspunkt i måledata fra SD-anlegg og energioppfølgingssystem, i tillegg til praktiske målinger og ytelsesdata fra leverandører. Modell 1 og 3 er gjennomgått og sammenlignet i denne artikkelen

Modell 1 gir en total overskuddsvarme på 628 MWh per år, men en midlere varmeeffekt på 73 kW. Av dette utnyttes 74 % til forvarming av tappevann. Modell 2 gir en total overskuddsvarme på 580 MWh per år. Mange ukjente variable gir resultatene stor usikkerhet.

Spillvarmeanlegget ved AHL fungerer som det skal og bidrar hver dag med varme til forvarming av tappevann. Spillvarmeanlegget er et godt tiltak, som gir besparelse i energikostnader hvert år. Ideelt sett burde det vært mer instrumentering av anlegget. Per i dag er det vanskelig å få oversikt over gevinsten som utnyttelsen av spillvarmen utgjør. Synlige tall på besparelse er viktig motivasjon for ansatte og ledelse. Det anbefales utvidet instrumentering og bedre energioppfølging av anlegget i fremtiden.

2. Introduksjon

Nye sykehus i Norge i dag har høyt energiforbruk og utgjør noen av de mest energikrevende bygningsmassene i samfunnet. Spesielt store regionale sykehus har høy energiintensitet. I de senere årene er det blitt et økt fokus på energieffektive sykehus. Samarbeidet som «Grønt sykehus» [1] og forskningsprosjekt som «Halvert energiforbruk fra fremtidens sykehus» [2] har som mål å bevisstgjøre energibruket på sykehus, kartlegge gode miljøtiltak og tvinge frem ny tenking og mer energieffektive sykehusbygg. Bedre forflytning av termisk energi, utvidet energimåling, tettere energioppfølging og bevisstgjøring er anbefalt som viktige tiltak [3].

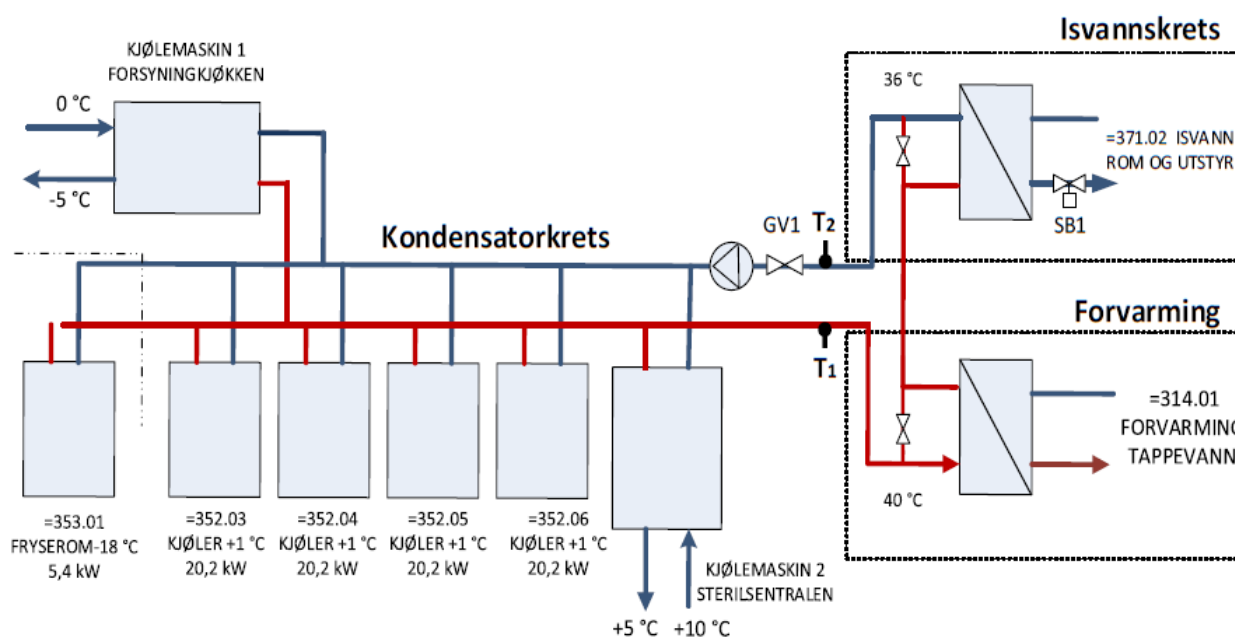
Ved ENØK-analyser av tekniske installasjoner i mange dagens sykehus er nedprioritert og manglende på målere et problem. Det bør jobbes mot fullstendig oversikt over energibruk og installeres energimålere til å dekke hvert funksjonsområde[3].

3. Problem

Akuten- og Hjerne-Lunge-senteret er et av de største sykehusbyggene til St. Olavs Hospital på Øya. Bygningen er på 40 100 m² fordelt over 7.etasjer og 2.kjelleretasjer. Akuten- og Hjerne-Lunge-senteret (AHL) har flere kjølemaskiner som genererer overskuddsvarme på 35 – 40 °C. Varmen utnyttes i et felles spillvarmeanlegg som forvarmer av tappevann til tre ulike sykehusbygninger - til AHL, Gastro-senteret og Bevegelses-senteret.

Figur 1 viser en skisse over spillvarmeanlegget som skal analyseres. Til venstre vises kjølemaskinene som genererer overskuddsvarmen. Kjølemaskinene er koblet på en felles kondensatorkrets, som har til formål å fjerne overskuddsvarme fra kondensatorene. Varmen leveres til en forvarmingsveksler, vist nede til høyre i Figur 1, med en turtemperatur T1.

For høy returtemperatur tilbake til kjølemaskinene, T2, er kritisk. Overskuddsvarme som ikke utnyttes i til forvarming av tappevann, dumpes til en isvannskrets for fjernkjøling vist øverst til høyre i Figur 1. Reguleringsventilen SB1 i isvannskretsen reguleres slik at returtemperatur T2 ikke overstiger 36 °C.



Figur 1 Oversikt over kjølemaskiner koblet på kondensatorkrets, som leverer varme til forvarming tappevann og isvannskrets f for fjernkjøling

Kjølemaskinene er tilknyttet kjølerom forsyningskjøkkenet og autoklavrom i sterilsentralen. Dette er to viktige ikke-medisinske tjenester på Akuten – og Hjerne-Lunge-senteret, som leverer ferdigprodusert mat og sterilt utstyr til hele St. Olavs Hospital. Det er totalt syv kjølemaskiner, og disse kan ramses opp som:

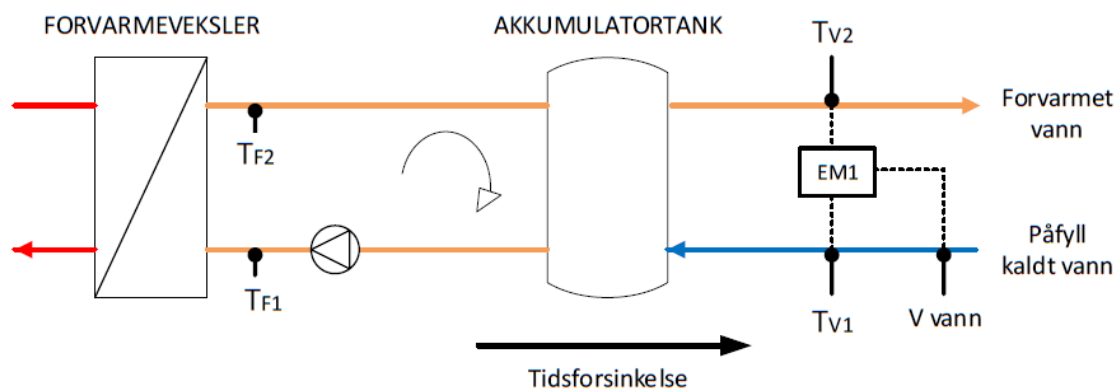
- Fire hurtigkjøleanlegg med kuldeytelse 20 kW. I tillegg er det et fryseanlegg på 5 kW. Alle anleggene er tilknyttet innfrysingsrom på forsyningskjøkkenet. Fryser og hurtigkjølere er vist nede til venstre i Figur 1.
- Kjølemaskin 1 tilknyttet forsyningskjøkkenet, og har en kjøleytelse på 105 kW. Kjølemaskinen har en indirekte kjølekrets som forsyner flere kjølerom med ulike temperaturnivå. I tillegg kjøler den kondensator til små mindre kjølemaskiner. Kjølemaskin 1 er vist oppe til venstre i Figur 1.
- Kjølemaskin 2 er tilknyttet sterilsentralen og autoklavrom. Kjølemaskinen har en kuldeytelse på 54 kW og en indirekte kjølekrets som forsyner flere enheter. Kjølemaskin er gitt nede i Figur 1 til høyre for hurtigkjølerne.

Kjølemaskin 1 og 2 driftes kontinuerlig. De indirekte kjølekretsene sørger for jevnere drift og bedre temperaturregulering. Hurtigkjølerne driftes kun når mat skal fryses raskt ned. Hurtigkjølerne har en kort innfrysingsperiode og er direkte tilknyttet drift av kjøkkenet.

Per i dag finnes det ingen oversikt over spillvarmens omfang og utnyttelsesgrad. Det er ingen energimålere knyttet opp mot kjølemaskinene eller kondensatorkretsen. Ved gjennomgang av anlegget er lite instrumentering og mangel på vannmålere en utfordring. For å analysere potensialet i spillvarmeanlegget kreves det alternative beregningsmetoder. Det er derfor utviklet tre matematiske modeller for analyse av spillvarmeanlegget. Første modell tar for seg hele kondensatorkretsen vist i Figur 1 inkludert varmfordeling til de to systemene. Andre modell tar for seg forvarmingsanlegget og tappevann vist nede til høyre i Figur 1. Siste modell tar for seg spillvarmekildene og fokuserer på kjølemaskinene vist til venstre i Figur 1.

Modell 1 og modell 3 vil bli gjennomgått i artikkelen. Metodikken i modellene gis i kapittel 4 og resultater gis i kapittel 5.

Figur 2 viser varmeveksler for forvarming av tappevann. Tappevannet forvarmes til 30 °C og lagres i akkumulertank. Totalt sett er det åtte tanker på 1000 l. Temperaturløftet over forvarmeveksleren vises av TF1 og TF2. I tillegg finnes det en energimåler EM1 etter forvarming av tappevann. Denne energimåleren har vært defekt, men er startet registrering fra mars 2013.



Figur 2 System for forvarming tappevann via kondensatorkrets

4. Metode

Det er laget tre ulike modeller som tar for seg det tekniske anlegget tilknyttet kjølemaskinene og forvarming av tappevann. Modellene bygger på ulike datagrunnlag. Det er benyttet måledata fra SD-anlegg og energioppfølgingsanlegg. Data fra praktiske målinger av vannmengder og temperatur inkluderes i modellene, sammen med ytelsesdata fra produsent.

4.1. Modell 1 varmeeffekt basert på vannmåling og temperaturlogg

Varmeeffekten i kondensatorkretsen kan beregnes ut fra temperaturdata av T1 og T2 som er måles i SD-anlegget. Densitet og spesifikk varmekapasitet gis ut fra gjennomsnittlig temperatur. Det antas konstant volumstrøm, estimert ved hjelp av pumpearbeidet og målt over innreguleringsventil GV1. Varmeeffekten i kondensatorkretsen beregnes som:

$$\dot{Q}_{kondensator} = \dot{V}_{kondensatorkrets} \cdot \rho_{vann} \cdot c_{p\ vann} \cdot (T_2 - T_1) \quad (4.1)$$

hvor $\dot{V}_{kondensatorkrets}$ er volumstrøm estimert ut fra vannmålinger [m^3/s], ρ_{vann} er densitet til kondensatorkrets, $c_{p\ vann}$ er spesifikk varmekapasitet for vannet, T_1 er turtemperatur etter kjølemaskiner før forvarmeveksler [$^{\circ}C$] og T_2 er returtemperatur til kjølemaskiner [$^{\circ}C$].

Måledata fra SD-anlegget logges med 15 minutters intervall. Det antas at varmeeffekten holdes konstant over intervallet. Ved å summere effektene over tidsintervallet overføres verdiene til energimengder i kWh. Energimengden i kondensatorkretsen beregnes som:

$$Q_{kondensator} = \int \dot{Q}_{kondensator} d\tau = \sum \dot{Q}_{kondensator} \cdot \Delta\tau \quad (4.2)$$

hvor $\Delta\tau$ er tidskonstanten på $\frac{1}{4}$ time.

For å beregne varmeeffekt levert til forvarming tappevann og isvannskretsen, brukes det to metoder. Metode A effektbalanse bygger på ligning (4.1) og temperaturer over veksler TF1 og TF2, for å beregne volumstrøm og effektopptak til forvarming tappevann markert nede til høyre i Figur 1. Gjenværende varmeeffekt leveres til isvannskretsen som

$$\dot{Q}_{fjernkjøling_balanse} = \dot{Q}_{kondensator} - \dot{Q}_{forvarming} \quad (4.3)$$

Hvor $\dot{Q}_{forvarming}$ er varmeeffekt levert til forvarming tappevann og $\dot{Q}_{fjernkjøling_balanse}$ er varmeeffekt levert til isvannskrets fjernkjøling, basert på metode A effektbalanse.

Metode B ventilstilling bygger på reguleringsventilen SB1 vist øverst i Figur 1, der ventilstilling måles i SD-anlegget. Ved hjelp av vannmålinger under drift, finnes sammenhengen mellom ventilstilling og volumstrøm. Volumstrømmen i isvannskretsen er gitt som funksjon av ventilstilling, som:

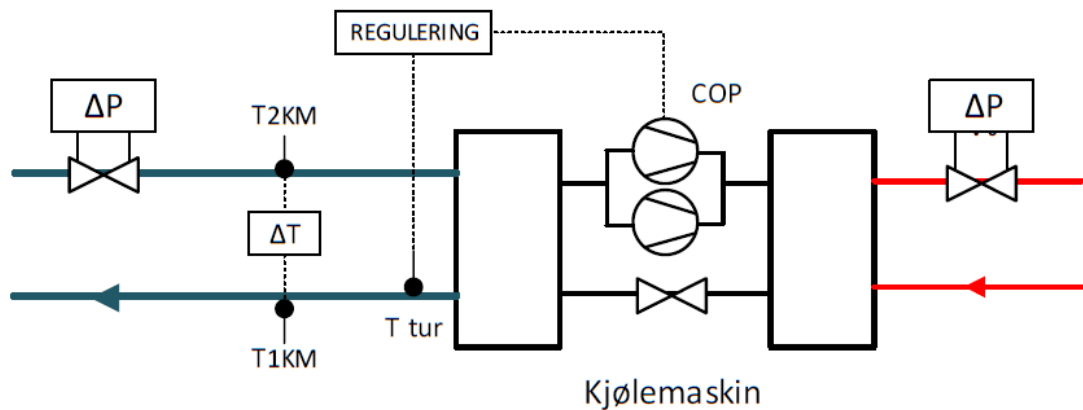
$$\dot{V}_{isvannskrets} = 150 SB1^3 - 75 SB1^2 + 18.6 SB1 \quad (4.4)$$

hvor $SB1$ er ventilstillingen til reguleringsventil isvannskrets [%]. Det antas at isvannskretsen har stabile driftsforhold, og endringer i isvannskretsen grunnet regulering neglisjeres.

Prinsippet i ligning (4.1) benyttes for å beregne varmeeffekt til isvannskrets fjernkjøling. Ettersom det ikke er temperatursensorer i isvannskretsen må temperaturløftet antas. Det velges to ulike temperaturløft; 8 K og 10 K. Igjen antas det at gjenværende varmeeffekt i kondensatorkretsen leveres til den andre kretsen.

4.2. Modell 3 Varmeeffekt basert på spillvarmekilder

Modell 3 varmeeffekt basert på spillvarmekilder tar for seg driften og varmeavgivelsen fra kjølemaskinene, vist til venstre i Figur 1. Modellen tar utgangspunkt i temperaturer og vannmålinger i kjølekretsen på fordampersiden. Ut fra logget temperaturer beregnes effektfaktor og varmeeffekt fra kondensatorene. Figur 3 viser en forenklet skisse oven kjølemaskin 1. Kompressor reguleres ut fra settpunkt-temperatur i kjølekretsen. Temperaturer i kjølekrets $T1KM$ og $T2KM$ logges i SD-anlegg.



Figur 3 Kjølemaskin med indirekte kjølekrets og målepunkter for vann- og temperaturmåling

Kjølemaskin 1 og 2 har temperatursensorer i kjølekretsen som logges i SD-anlegg. Ut fra praktiske vannmålinger i kjølekretsen og temperaturdifferansen av $T1KM$ og $T2KM$, beregnes kuldeytelsen til kjølemaskinene som:

$$\dot{Q}_{kjølemaskin} = \dot{V}_{kjølekrets_måling} \cdot \rho_{glykol} \cdot c_{p\ glykol} \cdot \Delta T_{kjølekrets} \quad (4.5)$$

Hvor $\dot{V}_{kjølekrets_måling}$ er volumstrøm i kjølemaskinens kjølekrets, målt over ventil, og $\Delta T_{kjølekrets}$ er temperaturdifferansen over fordamperen.

Ytelsesdata til kjølemaskinene er oppgitt av produsenter. Ved hjelp av kondensering- og fordampingstemperatur, hentes effektfaktor ut fra ytelsesdata for hvert målepunkt gitt av:

$$COP_{kjølemaskin} = f(T_{kond}, T_{ford}) \quad (8.6)$$

Temperaturene i ligning (8.6) i kretsen antas ut fra måledata av T1 og T1KM. Det antas et temperaturtap over varmeveksler på 5 K. Temperaturene i kjølemaskinen beregnes som:

$$T_{ford} = T_{1KM} - 5 \text{ K} \quad (4.7)$$

$$T_{kond} = T_1 + 5 \text{ K} \quad (4.8)$$

Turtemperatur i kondensatorkrets T1 kan variere mellom 22 og 37 °C. For å unngå store variasjoner og for lave temperaturer i kjølemaskinen settes det en nedre grense på temperatur i kondensator på 35, 40 og 45 °C. Resultatene sammenlignes opp mot hverandre.

Ved hjelp av beregnet effektfaktor fra ligning (8.6) og beregnet kjøleytelse i kjølekretsen fra ligning (8.5), beregnes kompressor- og kondensatoreffekt som:

$$W_{komp} = \dot{Q}_{kjølemaskin} / COP_{kjølemaskin} \quad (4.9)$$

$$\dot{Q}_{kond_kjølemaskin} = \dot{Q}_{kjølemaskin} + W_{komp} \quad (4.10)$$

hvor W_{komp} er elektrisk effekt tilført kjølemaskinens kompressor og $\dot{Q}_{kond_kjølemaskin}$ er varmeeffekt avgitt fra kjølemaskinens kondensator. Som i modell 1 beregnes varmeenergien levert til kondensatorkretsen ved tidsintervall på 15 minutt og ligning (4.3).

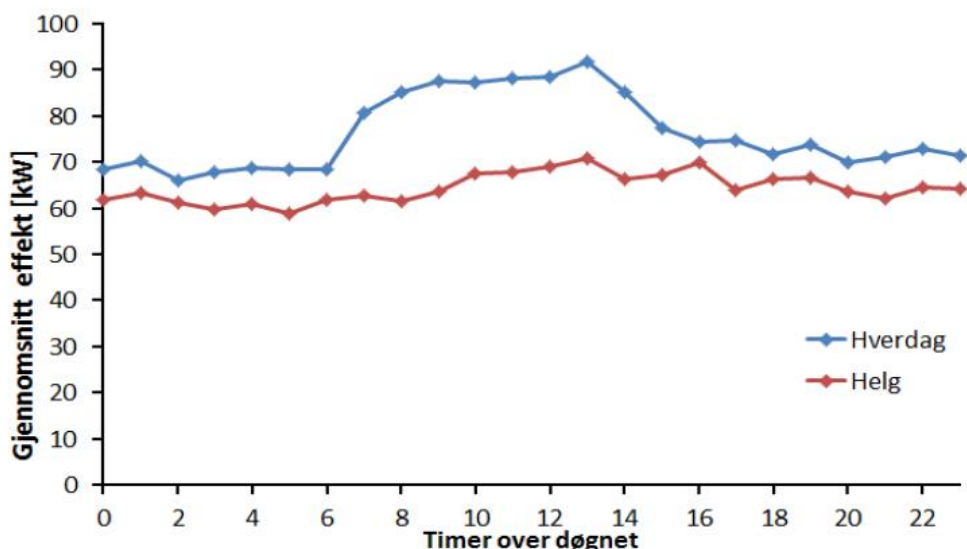
Når det gjelder hurtigkjølere og fryser er minimalt instrumentert. Det utføres praktiske målinger over en innfrysingsperiode på 85 minutt, for å anslå et daglig energibidrag av overskuddsvarme.

5. Resultater

5.1. Resultat modell 1

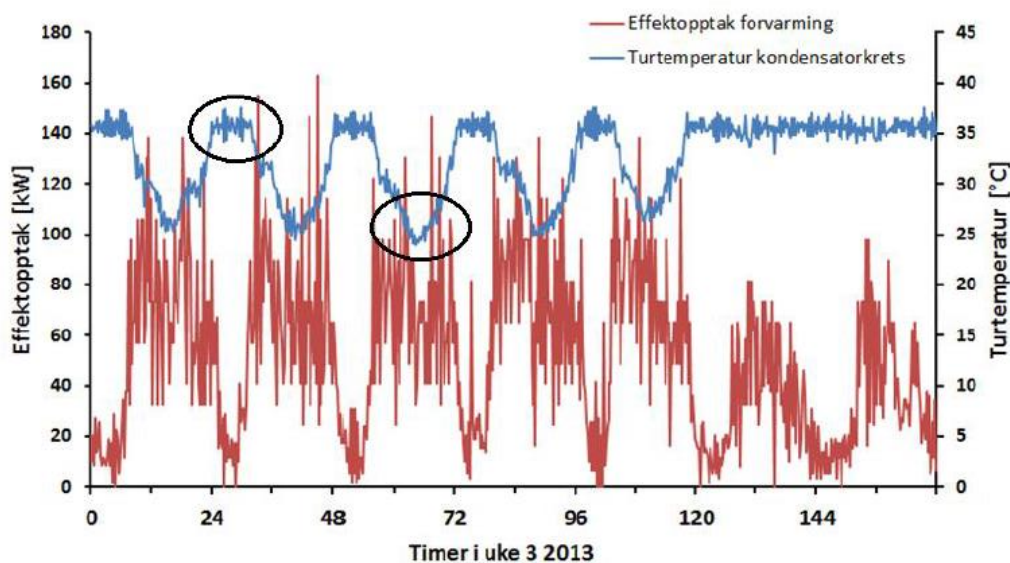
Varmeeffekt er beregnet med utgangspunkt i vannmåling over innreguleringsventil og temperaturlogg i kondensatorkretsen. Figur 4 viser gjennomsnittlig beregnet varmeeffekt i kondensatorkretsen. Det genereres mer varme i hverdagene, og spesielt på dagtid mellom klokken 7 og 15 er det mer overskuddsvarme i kretsen. For helger er det også en liten økning på dagtid.

Laveste gjennomsnittlig effekt på overskuddsvarmen er om nettene når driften på AHL av har roet seg og kjølerommene holder lave temperaturer. I følge modell 1 er gjennomsnittlig effekt 72,7 kW som tilsvarer ¼ kapasiteten til kjølemaskinene. I helgene er gjennomsnittlig effekt 64 kW og i driftstid øker den til 84 kW.



Figur 4 Gjennomsnittlig varmeeffekt i kondensatorkrets fordelt over døgnet, hverdager og helg

Figur 5 viser turtemperaturen T1 i kondensatorkretsen levert fra kjølemaskin, og effektopptak til forvarming tappevann, vist til nede høyre i Figur 1, ved bruk av metode A effektbalanse. Måleperioden er uke 3 i 2013.



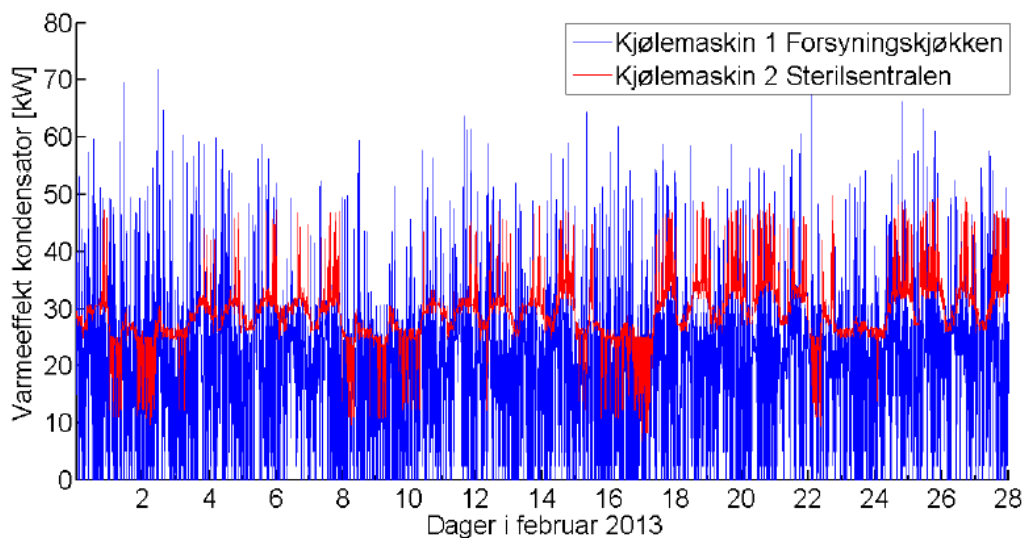
Figur 5 Temperatur i kondensatorkretsen og varmeeffekt forvarming tappevann, uke 3 2013

Figur 5 viser at temperaturnivået i kondensatorkretsen varierer over døgnet. Det er hovedsakelig høyest temperatur utenom driftstiden, når det er lite varmtvannsbehov. Temperaturen ligger da stabilt rundt settpunkt på 35 - 36 °C, og varme dumpes for å unngå høy returtemperatur til kjølemaskiner. Den første markeringen oppe til venstre viser temperaturen natt til tirsdag i uke 3, der temperaturen holder stabilt omkring 36 °C.

Figur 5 viser at laveste temperaturene er registrert på hverdager. Andre markering viser dagtid på onsdagen. I driftstiden synker temperaturen jevnt gjennom dagen. Laveste temperaturer er på ettermiddagene, registrert nede i 22-23 °C. Reduksjonen i temperatur skyldes varmeopptaket til forvarming, der tappevannsforbruket dominerer på dagtid.

5.2. Resultat modell 3

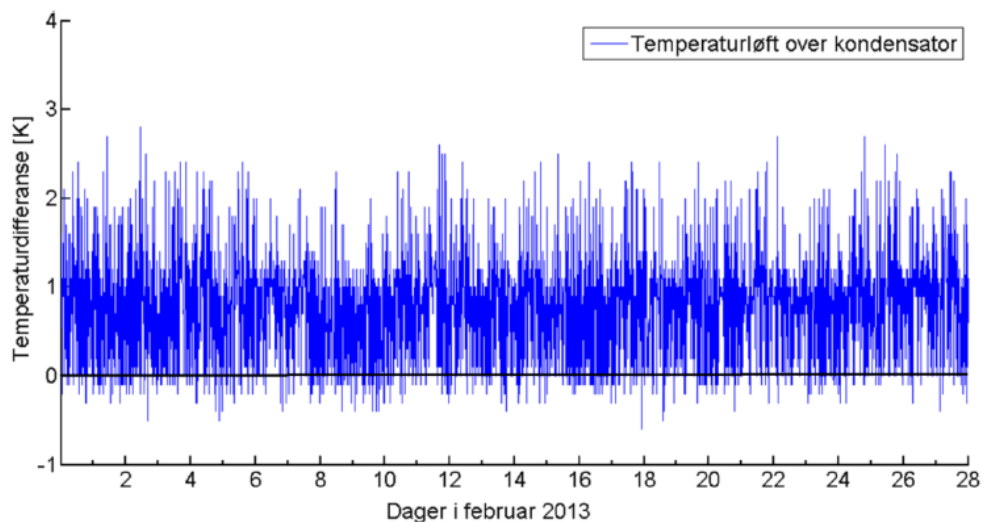
Figur 6 viser beregnet varmeeffekt fra kjølemaskin 1 og kjølemaskin 2, i februar 2013. Varmeeffektene er basert på temperaturer i kjølekretsen vist til venstre i Figur 3 og effektfaktor for kjølemaskinene gitt av ligning (8.6).



Figur 6 Beregnet varmeeffekt fra kjølemaskin 1 og kjølemaskin 2 i februar 2013

Resultatene i Figur 6 gir svært varierende varmeeffekt for kjølemaskin 1. Dette skyldes den varierende temperaturdifferansen i kjølekretsen. Kjølemaskin 2 har en jevnere driftsforhold, med en varmeeffekt fra kondensator omkring 30 kW. Varmeeffekten har naturlige svingninger med økt varmeavgivelse i driftstid og redusert varmeavgivelse i helger.

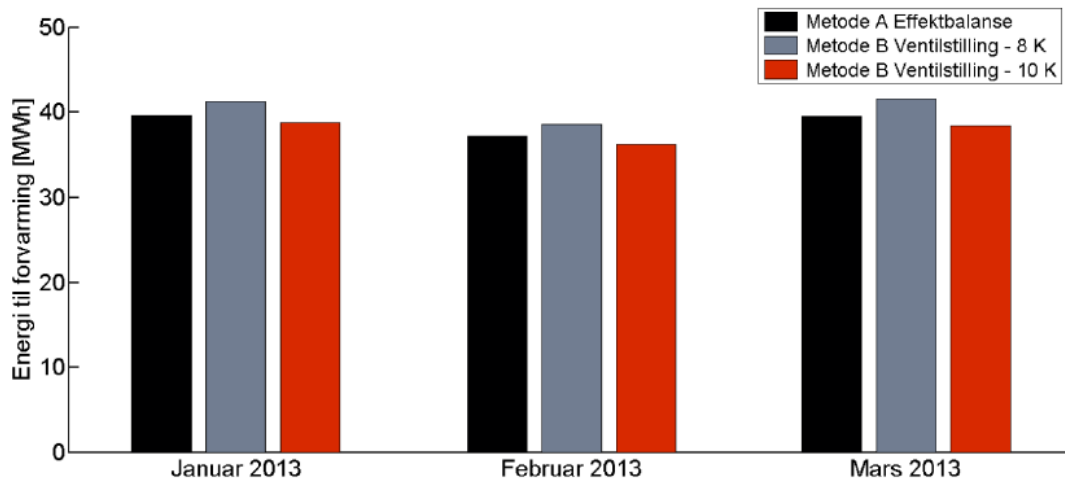
Figur 7 viser temperaturdifferansen registrert i kjølekretsen over fordampere til kjølemaskin 1 forsyningskjøkkenet, vist til venstre i Figur 3. Resultatene viser at temperaturdifferansen ofte havner under null. Kjølemaskin 1 har negativ temperaturdifferanse, registeret som $-0,6$ K på det laveste. I teorien skal det ikke skje etter varmeopptak fra fordampere, slik at det er større sannsynlighet at temperatursensorene har et avvik.



Figur 7 Temperaturdifferanse over fordampere kjølemaskin 1, februar 2013

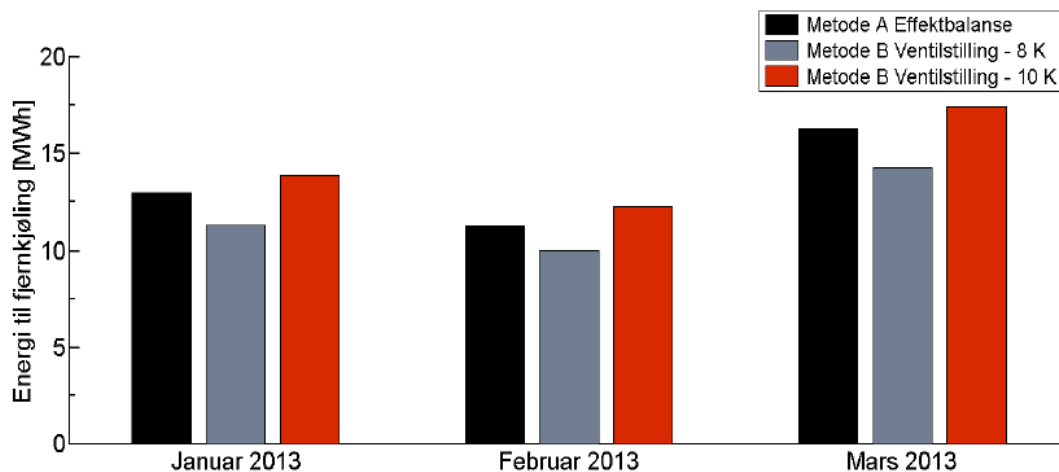
5.3. Sammenligner resultater

Figur 8 gir akkumulert energi avgitt til forvarming tappevann for de tre første månedene i 2013. Det er metode B1 basert på ventilstilling med avtatt temperaturløft på 8K som gir det største varmeopptaket over tid. Varmeopptaket til forvarming varierer mellom 38 – 42 MWh per måned. Variasjonen mellom de ulike metodene utgjør maksimalt 4 MWh per måned.



Figur 8 Resultat energi per måned til forvarming - Modell Metode A effektbalanse og B ventilstilling

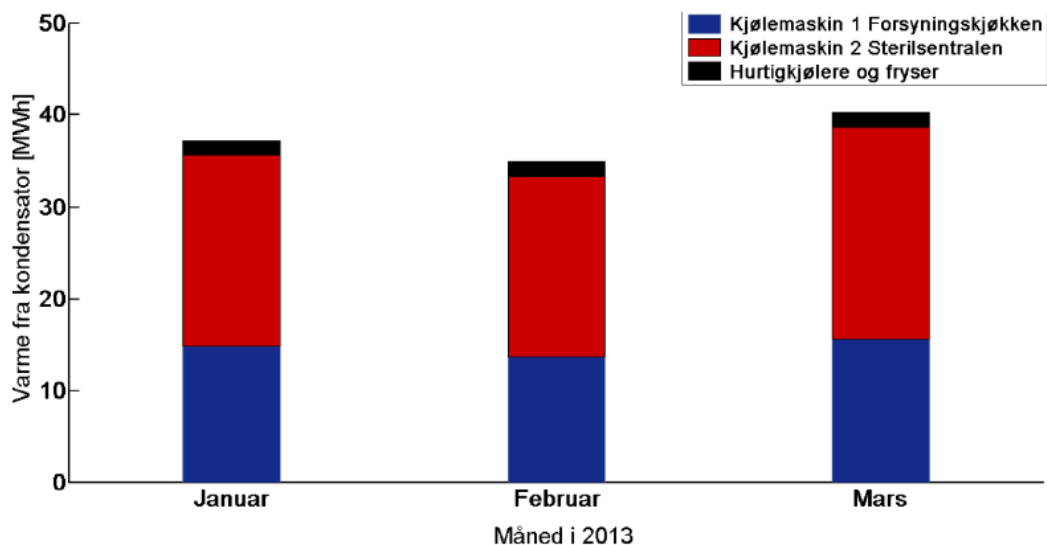
Figur 9 gir akkumulert energi avgitt til fjernkjøling for de tre første månedene i 2013. Det er metode B2 ventilstilling 10 K som gir størst energidumping over tid. Varmedumping til fjernkjøling varierer mellom 12 MWh og 18 MWh per måned.



Figur 9 Resultat energi per måned til fjernkjøling - Modell Metode A effektbalanse og B ventilstilling

Resultatene i Figur 8 og Figur 9 utgjør til sammen total overskuddsvarmen i kondensator-kretsen. Total overskuddsvarme er beregnet til 157 MWh for 1.kvartal 2013, som utgjør 627,8 MWh på årsbasis. Det tas utgangspunkt i metode A effektbalanse, som gir at 74 % av overskuddsvarmen leveres til forvarming av tappevann. Dette utgjør 465,8 MWh per år.

Figur 10 viser varmeenergi avgitt fra kondesantorkretsen fra kjølemaskin 1 forsyningskjøkkenet, kjølemaskin 2 sterilsentralen og hurtigkjølere. Varmeenergien er summert opp i måneder for 1.kvartal 2013.



Figur 10 Varmeenergi fra kjølemaskin 1 og 2 fordelt på måneder 1.kvartal 2013

Figur 10 viser total varmegenerering på 35 – 42 MWh per måned. Totalt utgjør overskuddsvarmen fra kjølemaskin 1 og 2 107,8 MWh i 1.kvartal. I tillegg vil det være et mindre bidrag fra hurtigkjølere og frysere på omtrent 5 MWh.

Resultat i Figur 10 tyder på at kjølemaskin 2 sterilsentralen har det største varmeavgivelsen og dermed produseres mest overskuddsvarme. Dette er overraskende ettersom kjølemaskin 1 forsyningskjøkkenet er det største aggregatet, med størst kjølekapaistet og tilknytning til flere kjølerom. Dette kan tyde på at kjølemaskin 1 er overdimensjonert og går mye på lav last.

En annen årsak kan være avvik i temperatursensorer T1KM eller T2KM, som fører til store avvik i energimengder. Figur 7 viser at kjølemaskin 1 har negativ temperaturdifferanse, registrert til -0,6 K. Ved å justere temperaturen med + 0,6 K, blir temperaturene i Figur 7 løftet opp over nullinjen. Overskuddsvarmen fra kjølemaskin 1 øker fra 44,2 MWh til 76,3 MWh for første kvartal, som er en betydelig forandring.

Tabell 1 gir overskuddsvarme i kondensatorkretsen beregnet ved bruk av modell 1 og 3. Det er avvik i resultatene mellom modellene, hvor modell 1 gir store varmemengde på 627,8 MWh per år. Temperaturjustering for kjølemaskin 1 mer samsvarende resultat på 580 MWh.

Tabell 1 Årlig overskuddsvarme i kondensatorkrets fra kjøleanlegg, basert på modell 1 og 3

	1.kvartal 2013 [MWh/kvartal]	Årlig 2013 [MWh/år]
Modell 1	160,0	627,8
Modell 3	112,8	447,3
Modell 3 justert +0,6 K	144,9	579,5

6. Diskusjon og økonomisk betraktning

St. Olavs Hospital har gode prisavtaler for energiforsyning. Sykehuset får levert fjernvarme og fjernkjøling fra Statskraft. For 2013 er pris på varme og kjøling 31 øre/kWh ekskludert mva.. I 2012 var prisen nede i 26 øre/kWh. Statskraft sin pris for bedriftskunder er 68,33 øre/kWh ekskludert mva. [4].

For å beregne økonomiske besparelse er det tatt utgangspunkt i resultater fra av varmeeffekter i kapittel 5. For modell 1 «Varmeeffekt basert på vannmåling og temperaturlogg» er det valgt å inkludere et +/- 5 % avvik. For modell 3 «Varmeeffekt basert på spillvarmekildene» er det valgt å inkludere et temperaturavvik på 0,6 K for kjølemaskin 1. Det er laget tre økonomiske modeller uavhengig av modellene for varmeeffekt. To av den vil bli presentert: 1. Dagens løsning med varme til tappevann og dumping til fjernvarme. 2. All overskuddsvarme utnyttes i samme bygg. Målet er å oppnå maksimal verdi.

6.1. Dagens løsning med dumping til fjernkjøling

Tabell 2 gir besparelsen ved dagens anlegg der overskuddsvarmen benyttes til forvarming av tappevann, mens ubenyttet varme dumpes til fjernkjøling. Dette tilsvarer 1. økonomisk modell. Besparelsen gis for tre ulike prisnivå og tre ulike utnyttelsesgrader.

Tabell 2 Økonomisk modell i dag med varmeopptak og varmedumping fra AHL

	Pris Statskraft [kr/år]			Prisavtale 2013 [kr/år]			Prisavtale 2012 [kr/år]		
	74 %	60 %	90 %	74 %	60 %	90 %	74 %	60 %	90 %
Modell 1	258 450	107 241	428 962	117 254	48 653	194 612	98 342	40 806	163 223
+5 %	271 372	112 603	450 410	123 116	51 086	204 342	103 259	42 846	171 384
- 5 %	245 527	101 878	407 514	111 391	46 220	184 881	93 425	38 765	155 062
Modell 3	185 803	77 097	308 387	84 295	34 977	139 909	70 699	29 336	117 343
+0,6 K	238 582	98 997	395 986	108 240	44 913	179 651	90 782	37 669	150 675

Ved bruk av modell 1 blir den årlige besparelsen omkring 117 000 kr ved prisavtalen for 2013. Dette forutsetter en utnyttelsesgrad på 74 %. Avviket på 5 % for modell 1 utgjør en årlig forskjell på omtrent 5000 kr til eller fra. Det er et betydelig større avvik mellom modell 1 og modell 3. Uten å justere temperaturnivået i kjølemaskin 1 er det en differanse på 33 000 kr mellom modell 1 og modell 3. Ved temperaturjustering reduseres differansen til 9 000 kr.

Resultat Tabell 2 viser at utnyttelsesgraden av overskuddsvarmen er viktig for besparelsen. Dersom utnyttelsesgraden reduseres med 14 prosentpoeng til 60 %, blir besparelsen redusert med 60 %. Ved en utnyttelsesgrad på 50 % ville besparelsen blitt null. Tilsvarende er det en stor økning i besparelse dersom utnyttelsesgraden økes med 16 prosentpoeng til 90 %.

Akuten- Hjerne og Lungesenteret leverer forvarmet vann til tre sykehusbygninger. Varmen sees på som et positivt bidrag til de tre byggene og det påløper ikke noe faktura for levert forvarmet vann. Tabell 2 gir total besparelse for all forvarmet tappevann, og ikke besparelsen som AHL alene oppnår.

Tabell 3 gir besparelse dersom all overskuddsvarme utnyttes av samme bygg. Dette innebærer at forvarmingsanlegget klarer å utnytte all overskuddsvarmen, slik at utnyttelsesgraden blir 100 %. Dette tilsvarer 2.økonomiske modell. Resultatene er gitt for tre prisnivåer.

Tabell 3 Økonomisk modell 2 der all overskuddsvarme utnyttes av samme bygg, AHL

	Pris Statskraft [kr/år]	Prisavtale 2013 [kr/år]	Prisavtale 2012 [kr/år]
Modell 1	536 203	243 265	204 029
+5 %	563 013	255 428	214 230
- 5 %	509 392	231 102	193 827
Modell 3	385 484	174 887	146 679
+0,6 K	494 983	224 564	188 344

Med prisavtalen for 2013 på 31 øre/kWh blir den årlige besparelsen 220 000 – 240 000 kr. Ved å ta utgangspunkt i prisnivået for bedriftskunder hos Statskraft er besparelsen omkring 500 000 kr per år. Både i Tabell 2 og Tabell 3 vises det at besparelsen er svært avhengig av energiprisene de sammenlignes opp mot.

Per i dag er ikke forvarmingsanlegget på AHL stort nok til å utnytte all spillvarmen fra kjølemaskinene. Om nettene og i helger er vannforbruket i sykehusbyggene lavt, som gir for høye temperaturer i kondensatorkrets T2 og varmedumping til fjernvarme. Situasjonen er motsatt i driftstiden. På dagtid er ventil SB1 lukket som indikerer at all varme leveres til tappevann. Samtidig synker temperaturnivået i kondensatorkretsen, vist i Figur 5, som indikerer at varmeopptaket til tappevann er større enn varmegenereringen. På dagtid i hverdager er det dermed et økt behov for spillvarme.

6.2. Ekstra spillvarmekilde og mulighet for økt spillvarmeutnyttelse

Høsten 2013 påbygges kondensatorkretsen ved at det kobles på en ekstra varmeveksler for utnyttelse av overskuddsvarme fra dampproduksjonsanlegg i sterilsentralen. Varmeveksler kobles på etter kjølemaskinene, før T1 i Figur 1, og vil kunne gi en økning i turtemperatur T1. Dampanlegget driftes hele døgnet og vil gi dermed bidra med konstant varmetilførsel. Utvidelsen vil gi et positivt bidrag i driftstiden, ved ytterligere bidrag til forvarming tappevann og reduksjon i fjernvarmekostnader. I helger og om nettene vil utvidelsen trolig økt dumping til fjernkjøling.

Ideelt sett burde forvarmingssystemet utvides for å øke behovet for spillvarme om nettene og i helger. En mulighet er å øke antall akkumulatortanker, slik at varmeopptaket kan jevnes ut over døgnet og økes om nettene og i helger. I dag er det åtte vanntanker på 1000 l. Disse utgjør til sammen 8 m³ og en energimengde på 205 kWh. Dette er for lite vannvolum til å kunne lagre opp energi over flere døgn.

En annen mulighet er å koble på flere bygninger for å øke vannforbruket utenom driftstiden. Ideelt sett burde anlegget tilknyttes et bygg som har dominerende vannbehov om nettene og i helger. I driftstiden i hverdager utnyttes store deler av varmeeffekten i kondensatorkretsen allerede slik at det ikke er mulig å hente ut betydelig mer varme på dagtid.

6.3. Energioppfølging og bevissthet

Forvarmingsanlegget for spillvarme fungerer som det skal og bidrar hver dag med forvarmet tappevann. Utnyttelsen av overskuddsvarmen fra kjølemaskinene er et positivt energitiltak. Det er tenkt langsiktig og laget en systemløsning som kan være lønnsom over hele levetiden til anlegget. Spillvarmeanlegget bidrar til reduserte energikostnader hvert år. En ulempe er at besparelsene og de reduserte energimengdene ikke er synlige. En viktig faktor ved energitiltak er å kunne tallfeste lønnsomheten av de ekstra investeringene. Besparelse både i kWh/år og i kr/år er en viktig motivasjon for ansatte og ledelse. Bevisstgjøring og god energioppfølging øker interessen og kan skape positiv eierfølelse til anlegget. Det kan også være en viktig faktor i bestemmelsesprosessen av andre energitiltak for sykehuset.

Som vist i Tabell 2 er det stor usikkerhet i resultatene, både med tanke på energimengder og økonomisk besparelse. Små avvik i temperaturer og volumstrømmer, feilantagelser eller driftsendringer gir store utslag på årlige resultater. Resultatene i kapittel 5 og 6 er dermed ikke endelige, men kan brukes som en pekepinn. Det beste tiltaket vil være å utføre en funksjonskontroll av hele spillvarmeanlegget etter siste spillvarmekilde er kobles på. Det bør installeres flere energimålere og temperatursensorer, og settes mål om bedre energioppfølging av anlegget. Kostnaden for energimålere inkludert installering, er små utgifter sammenlignet med årlig besparelsen på anlegget vist i Tabell 2. På denne måten er det mulighet for å optimalisere driften og eksisterende anlegg kan gjerne utbedres med små driftsendringer. Økt instrumentering vil også kunne effektivisere fremtidig drift- og vedlikeholdsarbeidet og gi en besparelse i form av redusert tidsbruk for driftsansatte i kontakt med anleggene.

Følgende instrumentering anbefales som et minimum for forvarmingsanlegget på AHL:

- Energimåler i kondensatorkretsen, tilknyttet T1 og T2 i Figur 1
- Temperaturmåler mellom forvarmeveksler og isvannsvexler, til høyre i Figur 1
- Kjølemaskin 1 og kjølemaskin 2 har automatikk og bør kobles opp mot nettverk. Termisk energi, elektrisk energi og ytelser av kjøleanleggene bør logges.
- Oppfølging av vannmålere til Gastro og Bevegelsessenteret. Det bør installeres vannmåler tilknyttet Akutten og Hjerne-Lunge-senteret.

7. Konklusjon

Oppgaven har tatt for seg et spillvarmeanlegg på Akutten- og Hjerne-Lungesenteret som utnytter overskuddsvarme fra kjølemaskiner til å forvarme tappevann til tre ulike sykehusbygninger. Målet med oppgaven er å studere omfanget og utnyttelsen av spillvarmen.

Det er laget tre ulike modeller som tar for seg kjølemaskinene og forvarmingsanlegget. Modellene bruker måledata fra SD-anlegg og energioppfølgingssystem. En utfordring med modellene var manglende målepunkter. Det er benyttet antagelser og alternative beregninger, som øker usikkerhetene i beregningene.

Resultat i modell 1 gir en overskuddsvarme på 630 MWh per år. I gjennomsnittet er utnyttelsesgraden 74 % som tilsvarer et årlig varmeopptak på 465 MWh. Resten dumpes til fjernkjøling. Resultat i modell 3 gir et årlig varmebidrag fra kjølemaskiner til 580 MWh. I tillegg viser det av små avvik i temperaturer gir store utslag for begge.

Utnyttelsen av overskuddsvarmen på AHL gir en økonomisk gevinst. Anlegget fungerer som det skal og bidrar hver dag til forvarming av tappevann. Per i dag er det vanskelig å få oversikt over gevinsten som utnyttelsen av spillvarmen utgjør. Ideelt sett burde det vært mer instrumentering og bedre energioppfølging av anlegget. Synlige tall på besparelse er viktig motivasjon for ansatte og ledelse. Prisnivået på kjøp og installasjon av energimålere er små kostnader i forhold til årlig besparelse utnyttelsen av spillvarme utgjør. Det anbefales derfor utvidet instrumentering og bedre energioppfølging av anlegget i fremtiden.

1. HelsebyggMidt-Norge. *Nye sykehusbygg må blir passivhus*. 2013 31.01.2013 [cited 2013 25.05]; Available from: <http://www.helsebygg.no/nyheter/37445/>.
2. Aarvig, S. *Lavenergi på sykehus*. 2012 07.11.2012 [cited 2013 25.05]; Available from: http://www.forskningsradet.no/prognnett-renergi/Nyheter/Sykehus_pa_lavenergi/1253966160273?lang=no.
3. Harsem, T.T., *Lavenergi sykehus - Best praksis*, in *Dagens og fremtidens bygninger Energi – Arkitektur – Miljø2013*: Trondheim, NTNU. p. 52.
4. Statskraft Varme. *Statskraft Bedrift Fjernvarmepriser*. 2013 [cited 2013 06.06]; Available from: <http://www.statkraftvarme.no/bedrift/priser/>.