

Analyse av termisk energiforsyning ved Hotell Scandic Lerkendal

Henrikke Aashammer

Master i energi og miljø
Innlevert: juni 2016
Hovedveileder: Jørn Stene, EPT

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for energi- og prosesseteknikk

EPT-M-2016-04

MASTEROPPGAVE

for

Student Henrikke Aashammer

Våren 2016

Analyse av termisk energiforsyning ved Hotel Scandic Lerkendal

*Analysis of the System for Thermal Energy Supply at Hotel Scandic Lerkendal***Bakgrunn**

Scandic Lerkendal i Trondheim er Nordens største kurs- og konferansehotell med 400 rom, 50 møterom og en konferansesal på 1420 m². Hotellet kan ta imot 1800 konferansegjester. Hotellet er bygd i passivhusstandard, og har Energimerke klasse A. Beregnet spesifikk energibruk indikerer at bygningen kan være en av verdens mest energieffektive hoteller.

For å oppnå lav primærenergi bruk har hotellet en bygningskropp med lav gjennomsnittlig U-verdi, lavt lekkasjetall og begrenset vindusareal. Det er benyttet en desentralisert ventilasjonsløsning med to behovsstyrte VAV-aggregater per etasje. Ventilasjonsaggregatene har lav SFP-faktor og høyeffektive varmegjennvinnere. Et kombinert luft/vann varmepumpe-/kjøleanlegg benyttes til romoppvarming, oppvarming av ventilasjonsluft og eventuelt klimakjøling. Hotellet har et relativt høyt varmtvannsbehov, og tappevannet varmes av bl.a. kondensatorvarme fra flere kjøle- og fryseanlegg samt et solfangeranlegg med 350 m² plane solfangere. Alle tekniske installasjoner styres, reguleres og overvåkes av et avansert SD-anlegg.

Mål

Studenten skal foreta en inngående presentasjon og analyse av bygningens energibruk og termisk energiforsyning ved hotellet gjennom tilgjengelig informasjon om systemløsninger, komponenter, reguleringsstrategier osv. samt måledata fra SD-anlegget. Aktuelle forbedringer av termisk energiforsyning mht. utforming, dimensjonering og regulering skal vurderes ved hjelp av tekniske/økonomiske analyser. Analysene skal danne grunnlag for anbefalinger med hensyn til utforming og drift av varme-/kjølesystemer basert på intern varmegjenvinning, solfangersystemer og varmepumper for hoteller av passivhusstandard eller ZEB-standard.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter

1. Dyptgående presentasjon og analyse av bygningens energibruk samt systemene for termisk energiforsyning basert på bl.a. måledata fra SD-anlegg.
2. Beskrivelse og analyse av alternativ utforming, dimensjonering og regulering/drift av termisk energiforsyning ved hotellet med spesiell vekt på solfangersystemet.

3. Utarbeidelse av retningslinjer for hvordan aktuelle systemer for termisk energiforsyning i hoteller av passivhusstandard eller ZEB-standard bør utformes, dimensjoneres og driftes

” - ”

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdriftsplan for oppgaven til evaluering og evt. diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved evt. 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 på en oversiktlig måte samt 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 hht. 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. Hvis dokumentasjonen på risikovurderingen utgjør veldig mange sider, leveres den fulle versjonen elektronisk til veileder og et utdrag inkluderes i 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.

Arbeid i laboratorium (vannkraftlaboratoriet, strømnings teknisk, varmeteknisk)

Feltarbeid – befaring på tekniske anlegg ved hotell Scandic Lerkendal

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 14. januar 2016



Olav Bolland
Instituttleder



Jørn Stene
Faglig ansvarlig/veileder

Medveileder(e): Rune Gjertesen, Knut Ivar Klefsås og Dag Rune Stensaas, GK Trondheim

Forord

Denne masteroppgaven er skrevet i forbindelse med faget TEP4900, oppgaven omfatter 30 studiepoeng og er den avsluttende oppgaven for studiet Energi og miljø med retning energi- og prosessteknikk, industriell prosessteknikk.

Jeg vil gjerne takke min hovedveileder Jørn Stene, førsteamanuensis II ved institutt for energi- og prosessteknikk ved NTNU, for god oppfølging og tilgjengelighet. Jeg har satt pris på alle samtaler vi har hatt i løpet av året, både faglige og ikke-faglige. I tillegg vil jeg takke GK Inneklima AS avdeling Trondheim for et godt samarbeid, og særdeles god veiledning og oppfølging fra Rune Gjertsen og Knut Ivar Klefsås. En takk rettes også til Leif Høili, teknisk sjef i Scandic Hotels, for at han har tatt seg tid til å ta meg med på befaringer og den kunnskapen om anlegget og andre innspill han har bidratt med.

Takker for øvrig venner for all moralsk støtte de har gitt i løpet av dette året, og ellers alle jeg har blitt kjent med for en fantastisk studietid i Trondheim.

Henrikke Aashammer
Trondheim
10. juni 2016

Sammendrag

Hotell Scandic Lerkendal beskrives som et av verdens mest miljøvennlige bygg. Høsten 2015 ble den termiske energiforsyningen til hotellet undersøkt gjennom en prosjektoppgave ved NTNU, og innledende målinger viste at energibruken til bygget er langt høyere enn prosjektert. Dette gjelder spesielt til romoppvarming. I tillegg kom det frem at bidraget fra de ulike energikildene til tappevannsoppvarming heller ikke stemmer overens med prosjekteringen. I denne masteroppgaven er det gjennomført en dybdeanalyse av deler av systemet for termisk energiforsyning, med spesiell vekt på solfangeranlegget (hvor avviket er spesielt stort).

Til tappevannsoppvarming har de reelle energidekningsgradene avveket mye fra prosjekterte verdier, og vært som følger:

- 17 % fra varmegjenvinning fra kjøle- og fryserom (prosjektert 30 %).
- 17 % fra solfangeranlegget (prosjektert 50 %).
- 66 % fra fjernvarme (prosjektert 20 %).

Det store behovet for spisslast skyldes underdimensjonering av effekten til varmegjenvinneren og, hovedsakelig, alt for lav energiutnyttelse fra solfangeranlegget. For å vurdere oppbygningen av solfangeranlegget er det blitt laget en simuleringsmodell i programmet Polysun. Med utgangspunkt i simuleringsmodellen, analyse av systemet og innhenting av måledata er følgende faktorer undersøkt:

- Plassering av varmegjenvinningsanlegget før solfangeren.
- Dimensjonering av varmeveksler LV001T.
- Styringen av pumpe JP401.
- Prosjekteringsgrunnlaget til leverandør.

For å kunne komme med forslag til aktuelle systemendringer som forbedrer energiutbyttet fra solfangeranlegget, er det gjennomført vurderinger av ulike systemutforminger. Med bakgrunn i energiemessige og økonomiske analyser er det foreslått en mulig systemendring i form av å bytte ut varmeveksler LV001T og pumpe JP401 med en AquaEfficiency-løsning.

Når det gjelder systemet for romoppvarming har det totale energibehovet vært ca. 70 % høyere enn prosjektert. Energimålinger har vist at varmepumpens energidekningsgrad er ca. 80 %, som prosjektert. Dette betyr at grunnen til det store energibehovet til romoppvarming skyldes faktorer utenfor energisentralen. Dette kan for eksempel være problemer med varmegjenvinningen i ventilasjonsaggregatene (opplysninger fra driftspersonell har bekreftet dette), bygningsmessige utfordringer med tanke på infiltrasjon og kuldebroer eller manglende bruk av varmekabler i badegulv på rommene. For å få bekreftet eller avkreftet hvorfor energibehovet til romoppvarming har vært så mye høyere enn prosjektert, anbefales det å undersøke saken videre.

Abstract

Hotel Scandic Lerkendal is described as one of the world's most environmentally friendly buildings. In the autumn of 2015 the system of thermal energy supply to the hotel were examined through a project assignment at NTNU, and preliminary measurements showed that the energy use of the building is far higher than projected. This is especially true for space heating. In addition, it was discovered that the contribution of the different energy sources for heating of domestic hot water does not match the projected values. In this thesis, an in-depth analysis of parts of the system for thermal energy supply is carried out, with special emphasis on the solar collector (where the differences are particularly large).

In the system for heating of domestic hot water the real energy contribution from the different energy sources differs much from the designed values, and have been as follows:

- 17 % from heat recovery from refrigerator and freezer (projected value 30 %)
- 17 % from the solar collector (projected value 50 %)
- 66 % from district heating (projected value 20%)

The great need for peak load is due to lack of capacity of the effect of the heat recovery and, mainly, from the low energy utilization of the solar collector. To assess the structure of the solar system, it has been created a simulation model in the simulation program Polysun. Based on the simulation model, the analysis of the system and obtained measurement data, the following factors have been investigated:

- Placement of the heat recovery before the solar collector.
- Dimensioning of heat exchanger LV001T.
- Operation of pump JP401.
- Design basis for the supplier.

To propose appropriate system changes to improve the energy yield of the solar collector system, reviews of different system configurations has been carried out. Based on energetic and financial analysis a possible system change is suggested; replacing heat exchanger LV001T and pump JP401 with an AquaEfficiency solution.

Regarding the system for space heating, the total energy demand was approximately 70% higher than projected. Energy measurements have shown that the heat pump's energy coverage is approximately 80%, as planned. This means that the reason for the large energy demand for space heating is due to factors outside the energy central. This may include problems with heat recovery in ventilation units (information from operational staff have confirmed this), structural challenges in terms of infiltration and thermal bridging or non-use of heated bathroom floors in the rooms. To

confirm or refute why energy demand for space heating has been so much higher than planned, it is recommended to investigate this further.

Figurliste

Figur 1 Bilde av Hotell Scandic Lerkendal.	7
Figur 2 Effekt-/varighetsdiagram for oppvarming av sykehjem med TEK10-standard. 33 % av totalt årlig varmebehov er til varmtvannsberedning. (Stene & Smedegård, 2013)	11
Figur 3 Effekt-/varighetsdiagram for oppvarming av sykehjem med passivhusstandard. 57 % av totalt årlig varmebehov er til varmtvannsberedning. (Stene & Smedegård, 2013)	11
Figur 4 Energibehov til tappevann i løpet av en driftsdøgn på et hotell. Hentet fra prNS 3031. (Standard Norge, 2015).....	12
Figur 5 Systemskjema av system 310.012 varmegjenvinning fra kjøle- og fryserom. OE001 – energimåler.....	14
Figur 6 Bilde av varmegjenvinningstanken i system 310.012.	15
Figur 7 Systemskjema av system 310.004 solfangere på tak. OE001 - energimåler.	15
Figur 8 Bilde av solfangerne på Hotell Scandic Lerkendal.	16
Figur 9 Systemskjema av system 320.001 fjernvarme primærside. OE001-003 – energimålere. RT400-402 – temperaturfølere.	17
Figur 10 Systemskjema av system 310.003 forbruksvann hotell. OE003 – energimåler. RT402 – temperaturføler.	17
Figur 11 Systemskjema av system 350.001 varmpumpekurs hotell. OE001 – energimåler.....	18
Figur 12 Forenklet prinsippsskisse av energisystemet. Basert på systemskjema/tegninger fra SD-anlegg.....	20
Figur 13 Solpotensialet på takflater for Lerkendalsområdet i Trondheim. Solfangere på Scandic Lerkendal markert med blå firkant og rød pil (solkart.no, 2016).	24
Figur 14 Sammenligning av gjennomsnittlig global solinnstråling på horisontalt plan og på panel med 55° helningsvinkel per måned i Trondheim (European Comission, J.R.C., 2016).	25
Figur 15 Prosentvis forskjell på innstrålt solenergi avhengig av helningsvinkel. Sammenligning av horisontalt plan og 55°. (European Comission, J.R.C., 2016).....	25
Figur 16 Solens effekt på horisontal flate på Sørlandet med ulike skydekker (Zijdemans, 2014).....	26
Figur 17 Gjennomsnittlig antall soltimer målt i normalperioden 1961-1990 på Tyholt/Voll (Meteorologisk institutt, 2009).....	26
Figur 18 Konsekvens av asimutvinkel avvikende fra ideell posisjon (0°) (Zijdemans, 2014).	27
Figur 19 Korreksjonsfaktor for solfangere med ikke-optimal helningsvinkel (Zijdemans, 2014).	28
Figur 20 Bilde av solfangeranlegget på Scandic Lerkendal.	29
Figur 21 Eksempel på vakuumsolfanger (Fornybar.no, 2015).	29
Figur 22 Virkningsgrad for ulike typer solfangere ved 1000 W/m ² solintensitet (Zijdemans, 2014)....	30
Figur 23 Virkningsgrad for ulike typer solfangere ved 500 W/m ² solintensitet (Zijdemans, 2014).....	30
Figur 24 Akkumuleringstankene til solfangeranlegget med eksempel på temperatursjiktning.....	31
Figur 25 Termisk energimengde i akkumuleringstankene ved Hotell Scandic Lerkendal. Avhengig av temperaturløft (ΔT mellom kaldt nettvann og oppvarmet vann).	33
Figur 26 Bilde av solfangerne på Hotell Scandic Lerkendal.	34
Figur 27 Skjematisk tegning av solfanger Pro C250V (SGP Varmeteknikk AS, 2016).....	35
Figur 28 Skjematisk tegning av solfanger Pro C250H (SGP Varmeteknikk AS, 2016).	35
Figur 29 Oversiktsbilde av solfangeranlegget ved Hotell Scandic Lerkendal.....	36
Figur 30 Bilde av felles tur- og returledning for solfangeranlegget på Hotell Scandic Lerkendal.....	37
Figur 31 Bilde av tur- og returkobling på solfangerne ved Hotell Scandic Lerkendal.	37

Figur 32 Tegning av PAW SolexMaxi-Kaskade og kontroller. Fra leverandør (SGP Varmeteknikk AS, 2009).	39
Figur 33 Tegning av innsiden til PAW SolexMaxi-Kaskade. Fra leverandør (PAW, 2008).	39
Figur 34 Bilde av soloverføringsstasjonene av typen PAW SolexMaxi.	40
Figur 35 Sammenkobling av akkumuleringstankene i system 310.004. Røde linjer = rør med varmt vann, blå linjer = rør med kaldt vann.	41
Figur 36 Bilde av pumpe JP401 i system 310.004.	41
Figur 37 Bilde av varmeveksler LV001T og pumpe JP401 i system 310.004.	42
Figur 38 Systemskjema av solfangeranlegget med alle målere inntegnet.	43
Figur 39 Bilde av temperaturføler RT401 i system 310.004. Plassert på tank NU101.	43
Figur 40 Antall timer det tar å fullade akkumuleringstankene avhengig av ΔT med en solintensitet på 1000 W/m^2 .	44
Figur 41 Antall timer det tar å fullade akkumuleringstankene avhengig av ΔT med en solintensitet på 500 W/m^2 .	45
Figur 42 Variasjon i tappevannsmengde i løpet av et døgn ved Hotell Scandic Lerkendal. Basert på gjennomsnittstemperaturer for perioden 26.-28. april 2016 ut av system 310.012 (varmegjenvinning fra kjøle- og fryserom).	46
Figur 43 Sammenligning av tappevannsmengde og spesifikt energibehov til tappevannsoppvarming. Gjennomsnittlig over en periode på tre døgn 26.-28. april 2016.	46
Figur 44 Modell av solfangeranlegget laget i Polysun.	48
Figur 45 Nøyaktig plassering av anlegget i Polysun. Utklipp fra simuleringsprogrammet.	49
Figur 46 Solprofil og muligheter for å legge inn skygge fra omgivelser i Polysun. Utklipp fra simuleringsprogrammet.	49
Figur 47 Varmtvannsbehov lagt inn i Polysun. Basert på forbruk av varmtvann første driftsår. Utklipp fra simuleringsprogrammet.	50
Figur 48 Modell av solfangernalegget laget i Polysun.	51
Figur 49 Simuleringsresultater av energiutbytte fra solfangernalegget, fra simuleringer i Polysun med ulike tankvolum.	53
Figur 50 Simulerte energimengder hentet ut fra akkumuleringstankene gjennom varmeveksler LV001T med ulike totalvolum på tankene og virkelig variasjon i tappevannsbehov.	54
Figur 51 Simulerte energimengder hentet ut fra akkumuleringstankene gjennom varmeveksler LV001T med ulike totalvolum på tankene og konstant månedlig tappevannsbehov.	55
Figur 52 Nødvendig varmevekslerkapasitet avhengig av massestrøm og ΔT .	57
Figur 53 Fremstilling av akkumuleringstanker i solfangersystem uten varmeveksler LV001T.	58
Figur 54 Modell av solfangeranlegget i Polysun med seriekoblede tappevannsspiraler i akkumuleringstankene.	59
Figur 55 Energiutbytte fra solfanger avhengig av helningsvinkel, basert på nåværende systemløsning.	60
Figur 56 Energiutbytte fra solfanger avhengig av asimutvinkel, basert på dagens systemutforming. 90° = østvendt, -90° = vestvendt.	61
Figur 57 Systemskjema av system 310.002 - varmegjenvinning fra kjøle- og fryserom.	63
Figur 58 Sammenlignet døgnvariasjon av vannmengde og -temperatur etter varmegjenvinning.	64
Figur 59 Nødvendig varmevekslereffekt avhengig av antall hotellrom. Basert på formel for maksimal samtidig vannmengde og tre ulike ΔT .	66

Figur 60 Temperaturgraf fra måler RT501 i system 310.012. Grafen viser døgnvariasjon i temperatur basert på gjennomsnitt fra perioden 26.-28. april 2016.....	67
Figur 61 Fremstilling av parallellkobling av system 310.012 varmegjenvinning fra kjøle- og fryserom og system 310.004 solfangere på tak.	68
Figur 62 Tempersturgrafer fra måler RT401 og RT402 i system 310.004. Grafen viser temperaturer målt i løpet av perioden 25.-27. mai 2016.....	69
Figur 63 Systemskjema av system 310.003 forbruksvann hotell. Dagens utforming.	71
Figur 64 Tegning av alternativ systemutforming for system 310.003 forbruksvann hotell.	72
Figur 65 Bilde av AquaEfficiency-løsningen(Alfa Laval, 2016).	74
Figur 66 Bilde av varmepumpeaggregatet på Hotell Scandic Lerkendal.	80
Figur 67 COP for varmepumpen ved varierende utelufttemperatur.....	81
Figur 68 Avgitt varmeeffekt fra varmepumpen ved varierende utelufttemperatur.	81

Tabelliste

Tabell 1 Fakta for Scandic Lerkendal Hotell (Høili & Lindø, 2015; Elvebakk, 2014).....	6
Tabell 2 Normalvannmengder for tappesteder. Hentet fra Tabell 1 i "Standard abonnementsvilkår for vann og avløp - Tekniske bestemmelser" (Kommuneforlaget, 2008).....	12
Tabell 3 Sammenligning av prosjekterte og målte verdier for energibruk til romoppvarming. VP = varmepumpe.....	21
Tabell 4 Sammenligning av prosjekterte og målte verdier for energibruk til tappevannsoppvarming.	21
Tabell 5 Avvik mellom prosjekterte og målte verdier for tappevanns- og romoppvarming.	22
Tabell 6 Spesifikasjoner for varmeveksler LV001T i system 310.004.	42
Tabell 7 Sammenligning av simulerte verdier for potensiell energi hentet fra solfangeranlegget.	52
Tabell 8 Sammenligning av prosjekterte og målte verdier for energibruk til romoppvarming for perioden 01.01.2015-31.12.2015.	82
Tabell 9 Energidekningsfordeling mellom varmepumpe og spisslast til romoppvarming for perioden 01.01.2015-31.12.2015.....	83

Innhold

Forord.....	i
Sammendrag.....	iii
Abstract.....	v
Figurliste.....	vii
Tabelliste.....	x
Innhold.....	xi
1 Innledning.....	1
1.1 Bakgrunn og formål.....	1
1.2 Problemstilling.....	1
1.3 Avgrensning.....	2
1.3.1 Tilgang på måledata.....	2
2 Oppbygning av oppgaven.....	4
3 Tidligere arbeid.....	6
3.1 Om Scandic Lerkendal hotell.....	6
3.2 Gjeldende bestemmelser angående energibruk i bygninger.....	7
3.2.1 TEK10.....	7
3.2.2 NS 3701 og ny teknisk forskrift.....	8
3.2.3 Varmebehov for yrkesbygg av lavenergi- og passivhusstandard.....	9
3.2.4 Energifbruk til oppvarming i yrkesbygg av lavenergi- og passivhusstandard.....	10
3.3 Tappevannsbehov.....	11
3.4 Beregnet energi- og varmebehov ved Hotell Scandic Lerkendal.....	13
3.5 Oppbygning av systemet.....	14
3.6 Resultater.....	21
3.7 Konklusjon fra prosjektoppgaven.....	22
3.8 Kommentarer til prosjektoppgaven.....	22
4 Solfangere og potensiale for utnyttelse av solenergi.....	24
4.1 Solinnstråling/-effekt.....	24
4.2 Soltimer i Trondheim.....	26
4.3 Orientering av solfangere.....	27
4.4 Solfangertyper.....	28
4.5 Virkningsgrad for ulike typer solfangere.....	30
4.6 Temperatursjiktning i akkumuleringstanker.....	31
4.7 Effektivitets- og arealberegninger.....	32
4.8 Anlegget på Scandic Lerkendal.....	34
4.8.1 Kobling av solfangere.....	36

4.8.2	Propyleglykol.....	38
4.8.3	Kaskadevekslere – varmevekslere mellom solfanger og akkumuleringstank.....	38
4.8.4	Kobling av akkumuleringstanker.....	40
4.8.5	Styring av pumpe JP401 i system 310.004.....	41
4.8.6	Varmeveksler LV001T.....	42
4.8.7	Målerutrustning.....	43
4.8.8	Nødvendig energimengde fra solfanger for full «oppladning» av tankene.....	44
4.8.9	Døgnvariasjon i tappevannsmengde.....	45
5	Polysun og simulering av solfangeranlegget.....	47
5.1	Om Polysun.....	47
5.2	Modellen i Polysun.....	47
5.2.1	Forenklinger og antagelser.....	48
5.2.2	Plassering av anlegget.....	49
5.2.3	Horisont og solkurver.....	49
5.2.4	Varmtvannsforbruk/behov.....	50
5.2.5	Kaldtvannsforsyning.....	51
5.2.6	Kontrollere.....	51
5.3	Sammenligning av egne og prosjekterte simuleringsresultater.....	52
6	Simulering av solfangeranlegg med ulike systemutforminger.....	53
6.1	Tankvolum.....	53
6.1.1	Variierende tankvolum avhengig av årstid.....	54
6.2	Varmeveksler LV001T.....	56
6.2.1	Endre varmeveksler mellom akkumuleringstanker og tappevannskrets.....	56
6.2.2	Fjerne varmeveksler mellom akkumuleringstanker og tappevannskrets.....	57
6.2.3	Tappevannsspiraler.....	59
6.3	Vinkling av solfangeranlegget.....	60
6.3.1	Endre helningsvinkel.....	60
6.3.2	Endre asimutvinkel.....	61
6.4	Kommentarer til simuleringene.....	62
7	Vurdering av systemet for oppvarming av tappevann.....	63
7.1	Vurdering av system 310.012 – varmegjenvinning kjøle- og fryserom.....	63
7.2	Vurdering av system 310.004 – solfangere på tak.....	65
7.2.1	Varmeveksler mellom solfangeranlegget og tappevannskretsen.....	65
7.2.2	Kommentarer til styring av pumpe JP401.....	68

7.2.3	Simulering av anlegg med virkelige forutsetninger	70
7.3	Vurdering av system 310.003 – forbruksvann hotell.....	71
7.4	Oppsummering av feil i systemet for oppvarming av tappevann.....	72
8	Alternativ systemutforming for oppvarming av tappevann	73
8.1	Øke varmevekslerkapasitet og få orden på pumpestyringen.....	73
8.2	Installere AquaEfficiency.....	73
8.3	Bruk av tappespiral i akkumuleringstanker	75
8.4	Parallellkobling av varmegjenvinning og solfangeranlegg.....	76
9	Økonomisk analyse av foreslåtte endringer	77
9.1	Utvidet varmeveksler og ordentlig pumpestyring	78
9.2	Installere AquaEfficiency.....	78
9.3	Lønnsomhet ved bruk av tappevannsspiraler.....	79
10	Vurdering av systemet for romoppvarming	80
10.1	Varmepumpen	80
10.1.1	Dimensjonering.....	81
10.1.2	Styring og regulering	82
10.1.3	Energidekningsgrad.....	82
10.1.4	Årsvarmefaktor og Carnot-virkningsgrad.....	83
10.2	Mulige årsaker til høyt energiforbruk til romoppvarming.....	84
10.3	Kommentarer	85
11	Forslag til hvordan termiske energisystemer med solfanger og luft/vann-varmepumpe i hoteller av passivhus- eller ZEB-standard bør utformes.....	87
12	Diskusjon.....	89
12.1	Systemet for oppvarming av tappevann.....	89
12.2	Systemet for romoppvarming.....	90
12.3	Alternativ utforming av systemet	91
13	Konklusjon.....	93
14	Forslag til videre arbeid	94
	Kildeliste.....	95
	Vedlegg	I
	A1: Modell i Polysun med en akkumuleringstank, 5000 L.....	II
	A2: Modell i Polysun med to akkumuleringstanker, 10 000 L	II
	A3: Modell i Polysun med tre akkumuleringstanker, 15 000 L.....	III
	A4: Modellen i Polysun med fem akkumuleringstanker, 25 000 L	III
	A5: Modell i Polysun uten varmeveksler LV001T.....	IV
	A6: Temperaturer i akkumuleringstanker i mai.....	IV
	A7: Hotelletasje med inndeling av aggregatsoner.....	V

1 Innledning

1.1 Bakgrunn og formål

I Norge i dag går ca. 40 % av energiforbruket på fastlandet til drift av bygninger (DIBK, 2015). Med dagens bekymringer rundt globale klimaendringer og økt fokus på å senke energibruk, er det naturlig at energibruk i bygg reduseres så mye som mulig. Scandic Lerkendal hotell og kongress er et av prosjektene med fokus på energieffektive løsninger og lav energibruk. Dette prosjektet ble bygget etter kravene til TEK10, men et ambisiøst mål om lav energibruk har gjort at bygget, i følge prosjekterte verdier, tilfredsstillende passivhusstandard når det gjelder energibruk. Det er kun hotelldelen, og ikke konferansedelen, som er prosjektert til å ha et så lavt energiforbruk.

Denne oppgaven er en videreføring av prosjektoppgaven med tittel «Analyse av varme- og kjølesystem ved Hotell Scandic Lerkendal» som ble gjennomført høsten 2015 (av samme student som her). Prosjektoppgaven tok i hovedsak for seg den termiske delen av energisystemet ved Hotell Scandic Lerkendal og beskrivelsen av dette, i tillegg til en sammenligning av prosjektert og målt energibruk basert på innledende målinger fra SD-anlegg (sentral driftskontroll) og EOS (energioppfølgningssystem). En gjennomgang av prosjektoppgaven blir foretatt i kapittel 3.

Resultatene fra prosjektoppgaven viste at det var relativt store avvik mellom prosjektert og målt energibruk. Reell energibruk i en bygning vil ofte gå ned etter noen driftsår (Klinski et al., 2012), men avviket på Scandic Lerkendal er fortsatt unormalt høyt. Dette gjelder spesielt mengden energi til romoppvarming. Til tappevannsoppvarming er det også brukt mer energi enn prosjektert, men her er det energidekningsgraden til de ulike energikildene som er det største avviket.

Masteroppgaven vil fortsette å fokusere på det samme systemet, analysere det og foreslå hvilke endringer det kan være mulig å gjennomføre for at det skal fungere så bra som mulig. Med utgangspunkt i dette arbeidet er det også utarbeidet forslag til retningslinjer for hvordan systemer for termisk energiforsyning i hoteller av passivhus- eller ZEB-standard bør utformes.

Resultatene fra prosjektoppgaven er oppsummert innledningsvis og det er derfor ingen forutsetning å ha lest den på forhånd.

1.2 Problemstilling

Denne oppgaven skal dybdeanalysere systemet for termisk energiforsyning på Hotell Scandic Lerkendal, med spesiell vekt på solfangeranlegget. Hovedfokuset ligger på systemet for oppvarming av tappevann, hvordan det fungerer og hvilke endringer det kan være aktuelt å gjøre i systemet for å få ned total energibruk, og samtidig få en energifordeling som er nærmere prosjekterte verdier. Romoppvarmingssystemet er også vurdert, men ikke like grundig.

De viktigste teamene i denne oppgaven er:

1. Hvorfor avviker energiforbruket på Hotell Scandic Lerkendal fra prosjekterte verdier?
2. Hvilke endringer kan gjøres i systemet for at man på en lønnsom måte kan få ned energibruken?
3. Hvordan bør termiske energisystemer i hoteller med ZEB eller passivhusstandard utformes?

1.3 Avgrensning

Denne oppgaven tar for seg deler av det termiske energisystemet ved Hotell Scandic Lerkendal. Det er i oppgaven foreslått endringer det kan være aktuelt å gjøre i systemet for å bedre energibruk. Det er fokusert på løsninger som kan la seg gjennomføre både praktisk og innenfor realistiske økonomiske rammer.

I prosjektoppgaven ble målte verdier for energibruk satt til 01.09.2014-31.08.2015, mens det i denne oppgaven vil være første hele kalenderdriftsår som brukes, altså 01.01.2015-31.12.2015.

Hovedfokuset i denne oppgaven ligger på systemet for oppvarming av tappevann med spesiell vekt på solfangeranlegget. Det er valgt å begrense oppgaven til å kun se på komponentene som befinner seg i energisentralen, ikke distribusjonsnett. Luft/vann-varmepumpen i systemet for romoppvarming er også gjennomgått, men ikke like grundig som systemet for oppvarming av tappevann

Dersom ikke annet er oppgitt er alle figurer i form av fotografier, grafer og tegnede figurer egenproduserte.

Hotellet var periodevis stengt under siste del av arbeidet med oppgaven på grunn av streik. Dette førte til en begrenset tilgang på reelle målinger i denne perioden.

Energisimulering fra rådgiver er brukt som grunnlag for sammenligning av prosjektert og målt energibruk.

1.3.1 Tilgang på måledata

Gjennom arbeidet med oppgaven har det vært kontinuerlig tilgang til både SD-anlegg og EOS. Begge disse plattformene har gode muligheter for uthenting av måledata, men det er også begrensinger:

- Logging av temperaturer i SD-anlegg skjer hvert 15. minutt og 500 historiske logger er lagret.
- Det er ikke logging for alle temperaturfølere. Temperaturfølere knyttet til energimålere logges ikke.

- Den eneste temperaturen som er historisk lagret i EOS er utetemperatur.
- Det finnes ingen målinger av massestrømmer i anlegget.
- Alle energimålinger i EOS har kWh som enhet.
- Det finnes ikke loggninger for hvor mange trinn luft/vann-varmepumpen kjører på (den har fire trinn).
- Det er ingen energimåler som måler energien direkte hentet ut av solfangerne (før soloverføringssatsjoner, akkumuleringstanker og varmeveksler).

2 Oppbygning av oppgaven

Dette kapittelet går gjennom hvordan oppgaven er bygget opp og beskriver kort innholdet i de ulike kapitlene.

Forarbeidet til denne oppgaven ble gjennomført i prosjektoppgaven til samme student høsten 2015. Kapittel 3 inneholder en presentasjon av hotellet, en oppsummering av gjeldende bestemmelser for energibruk i bygninger, energibruk til oppvarming, tappevannsbehov og temperatursjiktning i akkumuleringstanker. Det termiske energisystemet ved Hotell Scandic Lerkendal presenteres, i tillegg til resultatene fra prosjektoppgaven i form av en oppsummering.

I kapittel 4 er det gjennomført en undersøkelse av potensialet for bruk av solenergi i Trondheim og informasjon om solfangere generelt. I tillegg presenteres detaljene til solfangeranlegget på Scandic Lerkendal.

For å gjøre en grundigere vurdering av solfangeranlegget er det valgt å lage en simuleringsmodell. I kapittel 5 går det gjennom hvordan solfangeranlegget er simulert og hvilke antagelser som ble lagt til grunn.

I kapittel 6 er det gjort gjennomført simuleringer med ulike systemendringer/-utforminger og med bakgrunn i simuleringene undersøkt hvilke konsekvenser systemendringene har når det gjelder energiutbytte.

Kapittel 7 inneholder en vurdering av hele systemet for oppvarming av varmt tappevann. Her brukes blant annet sammenligninger av prosjekterte og målte verdier for energibruk til å analysere og undersøke kvaliteten av systemet.

Videre vil det i kapittel 8 foreslås alternative systemutforminger for å kunne bedre energiutbyttet fra solfangeranlegget. De alternativene som antas å være aktuelle vil gjennomgå en økonomisk analyse i kapittel 9.

En vurdering av systemet for romoppvarming med hovedfokus på varmepumpen og dens ytelse gjennomføres i kapittel 10. Årsaker til hvorfor energibehovet til romoppvarming har vært så høyt vil også vurderes.

I kapittel 11 er det utarbeidet en liste av retningslinjer for hvordan termiske energisystemer i hoteller av ZEB eller passivstandard bør utformes. Denne listen er basert på erfaringer fra arbeidet med denne oppgaven og vil i hovedsak omfatte anbefalinger for hvordan energisentralen bør utformes.

En diskusjon av funnene fra oppgaven foretas i kapittel 12, før konklusjon og forslag til videre arbeid presenteres i kapittel 13 og 14.

3 Tidligere arbeid

Dette kapitlet oppsummerer teori som ble gjennomgått i prosjektoppgaven i tillegg til fremstillingen av det termiske energisystemet på Hotell Scandic Lerkendal. De viktigste resultatene fra de innledende målingene som ble gjort er også presentert. Dette er for å på en enklest mulig måte fremstille arbeidet fra prosjektoppgaven, som en grunnlaget for denne masteroppgaven.

3.1 Om Scandic Lerkendal hotell

Scandic Lerkendal hotell er en del av Scandic Lerkendal hotell og kongress som ligger i Trondheim og markedsføres som et av *verdens mest miljøvennlige bygg* (Scandic Hotels, 2016). For hotellet er det prosjektert et netto energibehov på kun **68,8 kWh/m²·år** og at levert energi til bygget skal være 46,9 kWh/m²·år (Elvebakk, 2014). Sammenlignet med tall fra Enovas byggstatistikk er disse tallene fremragende. Denne statistikken baserer seg på bygg Enova har gitt støtte til i tillegg til bygg som frivillig rapporterer inn sin energibruk (Enova, 2014a), og i følge statistikken var netto energibruk i norske hoteller følgende i 2014 (Enova, 2014b):

- 246 kWh/m²·år for hoteller generelt
- 170 kWh/m²·år for hoteller av lavenergi/passivhusstandard

Hotelldelen består av 400 rom, har et samlet areal på 11 434 m² og har, i følge Scandic, energimerke A++. Det termiske energisystemet er sammensatt av både varmegjenvinning fra fryse- og kjølerom på kjøkken, solfangeranlegg, luft/vann-varmepumpe og spisslast fra fjernvarme. Denne løsningen er unik for hotellbygg i Norge. Delen som inneholder kontor, kongress og parkering er på ca. 25 000 m² og har energimerke B (Høili & Lindø, 2015).

Tabell 1 viser oppsummerte fakta om hotellet.

Scandic Lerkendal Hotell	
Adresse	Klæbuveien 127, 7031 Trondheim
Eier	Arthur Buchardt
Byggeperiode	Oktober 2012 – august 2014
Bygningskategori	Næringsbygg: hotell
BRA	11 434 m ²
Totalt netto energibehov	68,8 kWh/m ² (prosjektert)
Totalt levert energi	46,9 kWh/m ² (prosjektert)
Energimerke	A(++)

Tabell 1 Fakta for Scandic Lerkendal Hotell (Høili & Lindø, 2015; Elvebakk, 2014)

Byggingen ble påbegynt i oktober 2012 og bygget ble ferdigstilt i august 2014. På grunn av satsning på en miljøvennlig profil og energieffektive løsninger fikk prosjektet støtte fra Enovas støtteprogram for introduksjon av ny teknologi på 14 millioner NOK (Enova, 2015). Anlegget har vært i drift i snart to år og det følges nøye med på energibruken. Scandic har selv en egen ansatt som sørger for at bygget driftes så optimalt som mulig.

Figur 1 viser et bilde av hotellet. Kongressdelen vises nederst til venstre.



Figur 1 Bilde av Hotell Scandic Lerkendal.

3.2 Gjeldende bestemmelser angående energibruk i bygninger

3.2.1 TEK10

TEK10 var gjeldende byggeteknisk forskrift da Hotell Scandic Lerkendal ble bygget og satte de tekniske kravene byggherren måtte forholde seg til for å kunne oppføre bygget. Kravene beskrevet i TEK10 er et minimum for hva et bygg må oppfylle. Kapittel 14 handler om Energi og hvilke krav som stilles til energibruk og energiforsyning i bygg som oppføres eller rehabiliteres (DIBK, 2013a):

- § 14-3. Energiltak. Setter krav til byggets energikvaliteter.

- § 14-4. Energirammer. Setter krav til totalt netto energibehov.
- § 14-7. Energiforsyning. Setter krav til hvilken energikilde som benyttes. Avhengig av byggets størrelse skal det prosjekteres slik at en viss andel av «..netto varmebehov kan dekkes med annen energiforsyning enn direktevirkende elektrisitet eller fossile brenslers hos sluttbruker».

Ifølge TEK10 skal totalt årlig netto energibehov for et hotell ikke overstige **220 kWh/m²** oppvarmet BRA per år (DIBK, 2013b). Utover dette settes det spesifikke krav til bygningskroppen, men ingen spesifikke krav til hvordan energien fordeles eller energieffektivitet generelt.

3.2.2 NS 3701 og ny teknisk forskrift

Passivhus som begrep oppstod i Tyskland. NS 3701 er en norsk standard som omfatter kravene til yrkesbygg av lavenergi- eller passivhusstandard. NS 3701:2012 ble fastsatt i september 2012, og er en nasjonal tilpasning av den tyske passivhus-definisjonen. Denne standarden setter blant annet krav til:

- Varmetapstall.
- Netto energibehov til oppvarming, kjøling og belysning.
- Minstekrav til bygningsdeler, komponenter, systemer og lekkasjetall.

Gjeldende teknisk forskrift har nylig blitt oppdatert. Målet med ny teknisk forskrift er en forenkling av TEK10 som skal gjøre det mer oversiktlig og forutsigbart hvilke tekniske krav som er gjeldende for norske bygg. Kommunal- og moderniseringsdepartementet har nå fastsatt nye energikrav til bygg i byggeteknisk forskrift som trådte i kraft fra 1. januar 2016 og innføres i en et års overgangsperiode. Noen av de nye kravene er (DIBK, 2016):

- Lekkasjetall på 0,6 for alle bygg.
- Økt gulvisolasjon (U-verdi: $\leq 0,18 \text{ W/m}^2\text{K}$).
- U-verdi for vindu og dører inkludert karm/ramme $\leq 1,2 \text{ W/m}^2\text{K}$.
- Strengere krav til SFP-faktor ($\leq 1,5 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{s})$).
- Varmegjenvinning i ventilasjonsaggregater ($> 80 \%$ temperaturvirkningsgrad).
- Totalforbud mot bruk av fossilt brensel.

I TEK10 finnes det krav om hvor stor andel av oppvarmingsbehovet i et bygg som kan dekkes av elektrisitet, dvs. hvor stor andel av oppvarmingen som må dekkes av fornybare kilder. Dette kravet er endret i ny teknisk forskrift til at bygg under 1000 m^2 har lov til å benytte elektrisitet til oppvarming, mens større bygg må installere vannbåren varme og legge til rette for andre energiløsninger enn elektrisitet. Det har vært en del diskusjoner angående krav rundt elektrisitet som oppvarmingskilde, men nå er det vedtatt at 60 % varmebehovet til bygg over 1000 m^2 må dekkes av andre kilder enn direktevirkende elektrisitet (Røine, 2016).

3.2.3 Varmebehov for yrkesbygg av lavenergi- og passivhusstandard

For bygninger av lavenergi- og passivhusstandard er både varme- og kjølebehovet lavere enn for bygninger som er bygget etter eldre forskrifter. Det er flere grunner til dette, blant annet:

- Bedre isolert og tettere bygningskropp fører til lavt årlig spesifikt varmebehov.
- Høyere gjenvinningsgrad for varmegjenvinner (80-85 %) fører til begrenset antall dager med behov for oppvarming av ventilasjonsluft.
- Relativt slak effekt-/varighetskurve grunnet moderat effektbehov og begrenset årlig varmebehov.
- Varmtvannsbehovet vil utgjøre en større relativ andel av det totale energibehovet for bygningen. Dette gjelder spesielt bygninger som i utgangspunktet har stort varmtvannsbehov, som f.eks. hoteller og sykehus.
- Redusert kjølebehov grunnet god isolasjon, men behov for kjøling grunnet internlast. Klimakjøling for godt inneklime og prosesskjøling for kjøling av f.eks. serverrom og KR-rom.

I følge NS 3701 kan netto spesifikt energibehov til oppvarming for en bygning av lavenergi- eller passivhusstandard på en lokasjon med årsmiddeltemperatur $< 6,3$ °C med oppvarmet del av BRA ≥ 1000 m² beregnes fra følgende formel (Standard Norge, 2012):

$$EP_{H,0} + K_1(6,3 - \theta_{ym}) \quad (1)$$

Hvor

- $EP_{H,0}$ er basis netto spesifikt oppvarmingsbehov avhengig av bygningskategori, gitt i tabell 5 i NS 3701; 25 kWh/m²*år for hotellbygg av passivhusstandard og 40 kWh/m²*år for hotellbygg av lavenergistandard.
- K_1 er klimakoeffisient gitt i tabell 5 i NS 3701; 4 for hotellbygg av passivhusstandard og 4,8 for hotellbygg av lavenergistandard.
- θ_{ym} er årsmiddeltemperaturen i °C. 5,1 °C for Trondheim (ProgramByggerne, 2013).

Denne formelen brukes til å finne maksimalt tillatt energi som kan brukes på oppvarming av bygget og er avhengig av klimasone. Dersom oppvarmet del av BRA < 1000 m² brukes en annen formel for denne beregningen. Ligningene kan brukes til å verifisere om Hotell Scandic Lerkendal virkelig oppfyller passivhusnivå når det kommer til behov for oppvarming. Det finnes en tilsvarende formel for å regne ut klimakjølebehov, men det er ikke installert kjøling på Hotell Scandic Lerkendal.

3.2.4 Energibruk til oppvarming i yrkesbygg av lavenergi- og passivhusstandard

Et bygg har to typer oppvarmingsbehov:

- Temperaturavhengig; romoppvarming og ventilasjonsvarme
- Temperaturuavhengig; oppvarming av tappevann

Det er gjort få eller ingen studier på endring av energibruk i hotellbygg med økende standardkrav. For andre typer bygninger finnes det studier på dette, for eksempel «Hensiktsmessige varme- og kjøleløsninger i bygninger» (Stene & Smedegård, 2013). Denne rapporten er utarbeidet for Enova og beskriver blant annet hvordan ulike typer bygningers effekt- og energibehov til oppvarming endrer seg i takt med nye tekniske forskrifter. Den bygningstypen beskrevet i rapporten med et oppvarmingsbehov som ligner mest på behovet til et hotell, er sykehjem. Begge disse bygningstypene har døgkontinuerlig drift og et stort forbruk av varmt tappevann.

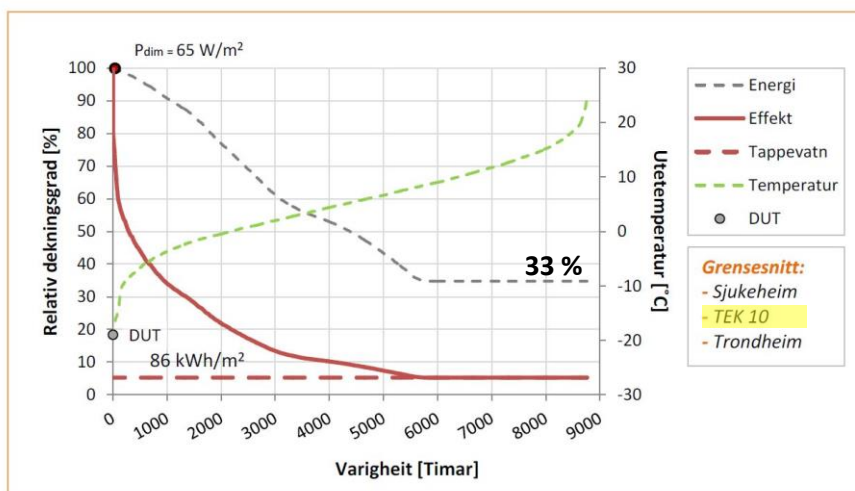
Figur 2 og Figur 3 viser at:

- Dimensjonerende varmeeffekt, P_{dim} , blir lavere med økende standard for byggene.
- Effektbehovet for tappevann, rød stiplet linje, synker noe med økende standard.
- Den relative energidekningsgraden til oppvarming av tappevann [%], stiplet grå linje, øker med økende standard.

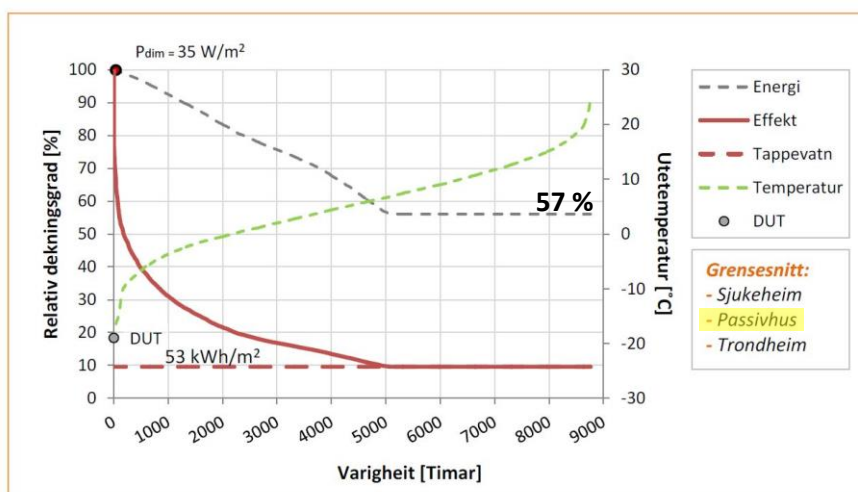
Fra disse figurene er det derfor tydelig at et synkende effektbehov for oppvarming av en bygning, fører til en annerledes fordeling av energidekningsgraden til de ulike behovene. Oppvarming av tappevann står for en høyere og høyere relativ andel av totalt årlig energibehov i bygninger.

For bygg med et høyt forbruk av varmt tappevann, som for eksempel sykehjem eller hotellbygg, er det viktig å fokusere på effektiv tappevannsberedning. Dette kan for eksempel løses ved å bruke løsninger som solfanger, CO₂-varmepumpe (Stene, 2015a) eller varmegjenvinning fra andre energikilder i bygget til tappevannsoppvarming.

På Hotell Scandic Lerkendal er denne problemstillingen løst ved å installere ulike tiltak for forvarming av tappevann. Dette gjelder varmegjenvinning fra kjøle- og fryserom og et solfangeranlegg som til sammen skal stå for 80 % av tappevannsoppvarmingen.



Figur 2 Effekt-/varighetsdiagram for oppvarming av sykehjem med TEK10-standard. 33 % av totalt årlig varmebehov er til varmtvannsberedning. (Stene & Smedegård, 2013)



Figur 3 Effekt-/varighetsdiagram for oppvarming av sykehjem med passivhusstandard. 57 % av totalt årlig varmebehov er til varmtvannsberedning. (Stene & Smedegård, 2013)

3.3 Tappevannsbehov

Beregning av maksimal samtidig vannmengde i forsyningsnett til et bygg kan beregnes ved hjelp av Kommuneforlagets «Standard abonnementsvilkår for vann og avløp, Tekniske bestemmelser». Benytter følgende ligning (Kommuneforlaget, 2008):

$$q = q_1 + 0,015 \cdot (Q - q_1) + 0,17 \cdot \sqrt{Q - q_1} \quad (2)$$

q = maksimal vannmengde [L/s]

Q = summen av normalvannmengder etter tabell 1 [L/s]

q_1 = normalvannmengde til største tappested [L/s]

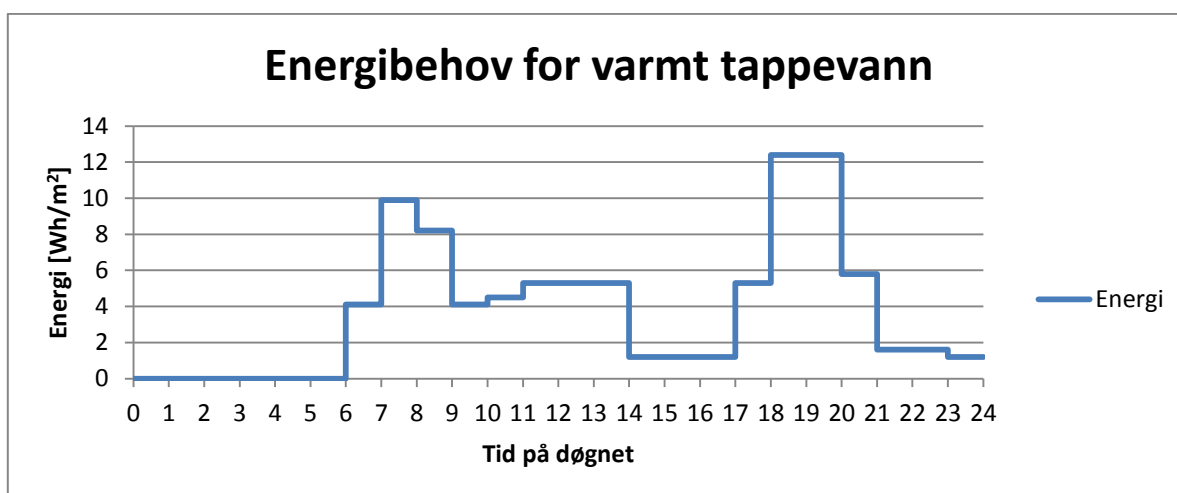
Formelen er gyldig for beregning av maksimal samtidig vannmengde i boligbygg, hoteller, forretningsbygg, sykehus og lignende. I Tabell 2 er de aktuelle tappestedene for Scandic Lerkendal og aktuelle vannmengder presentert.

Teppested	Normalvannmengder [L/s]	
	Kaldt	Varmt
Klosettsisterne	0,1	-
Servantbatteri	0,1	0,1
Oppvaskbatteri	0,2	0,2
Dusjbatteri	0,2	0,2

Tabell 2 Normalvannmengder for tappesteder. Hentet fra Tabell 1 i "Standard abonnementsvilkår for vann og avløp - Tekniske bestemmelser" (Kommuneforlaget, 2008).

Med 400 rom (med dusj, toalett og vask i alle rom) pluss et kjøkken som forsynes av samme varmtvannssystem er det beregnet at summen av normalvannmengder $Q \approx 170$ L/s. Med normalvannmengde til største tappested $q_1 = 0,2$ L/s, blir maksimal samtidig vannmengde $q = 4,96 \approx 5$ L/s.

Høsten 2015 ble et forslag til ny en revidert utgave av NS 3031:2014 sendt ut på høring. prNS3031, Bygningers energiytelse – Beregning av energibehov og energiforsyning, inneholdt blant annet beregningsmetoder for energibehov og -forsyning for bygninger. I forslaget finnes også normerte inndata for nye bygninger. Basert på tall fra tabell A.2 i Tillegg A er energi til varmt tappevann per time for et driftsdøgn i hotellbygg plottet i Figur 4.



Figur 4 Energiforbruk til tappevann i løpet av et driftsdøgn på et hotell. Hentet fra prNS 3031. (Standard Norge, 2015)

Grafen i Figur 4 viser hvordan prNS3031 antar at tappevannsbehovet på et hotell skal variere i løpet av et døgn. Her er det et høyt forbruk på morgenen og formiddagen, mens det største behovet er antatt å forekomme tidlig på kvelden.

3.4 Beregnet energi- og varmebehov ved Hotell Scandic Lerkendal

Beregnet energibehov for bygget ble utført av rådgiver under prosjekteringsfasen ved hjelp av simuleringprogrammet SIMIEN. Verdier fra simuleringen ble brukt som grunnlag for prosjektoppgaven og er brukt videre i masteroppgaven. Dette kapittelet fremstiller det totale energibehovet til tappevanns- og romoppvarming og dekning av energibudsjettet fordelt på energikilder.

Det er systemet for tappevannsoppvarming som er den mest utradisjonelle og innovative delen av energisystemet på Hotell Scandic Lerkendal. Det totale energibehovet til oppvarming av tappevann er i følge prosjekterte verdier 230 465 kWh/år (20,2 kWh/m²·år for bygget på 11 434 m²). Kombinasjonen av varmegjenvinning fra kjøle- og fryserom, solfanger og fjernvarme som spisslast skal i følge de prosjekterte verdiene gi følgende bidragsfordeling fra de ulike energikildene:

- 30 % fra varmegjenvinning fra kjøle- og fryserom – 6 kWh/m²
- 50 % fra solfangeranlegget – 10,1 kWh/m²
- 20 % fra spisslast – 4 kWh/m²

Det at solfangeranlegget er prosjektert for å dekke en så stor andel av tappevannsoppvarmingen bidrar i stor grad til redusert energibruk for hotellet. Energi til tappevannsoppvarming utgjør en betydelig andel av det totale energibudsjettet, og med virkningsgraden solfangeren gir er dette en god kombinasjon. Spesifikk levert energi til solfangeranlegget for drift av sirkulasjonspumper er prosjektert til å være 1 kWh/m², mens spesifikk levert energi fra anlegget skal være ca. 10 kWh/m² – altså et energiutbytte på 10.

Det totale årlige termiske energibehovet for tappevanns- og romoppvarming for bygget er ca. 40 kWh/m². Den prosjekterte dekningen av det *totale termiske energibehovet* fra solfangeranlegget er ca. 25 %.

Romoppvarmingen dekkes av en luft/vann-varmepumpe som grunnlast og fjernvarme som spisslast. For romoppvarmingen, inkludert energi til varmbatterier, er beregnet energifordeling som følger:

- 80 % fra luft/vann-varmepumpe – 9,4 kWh/m²
- 20 % fra spisslast – 2,4 kWh/m²

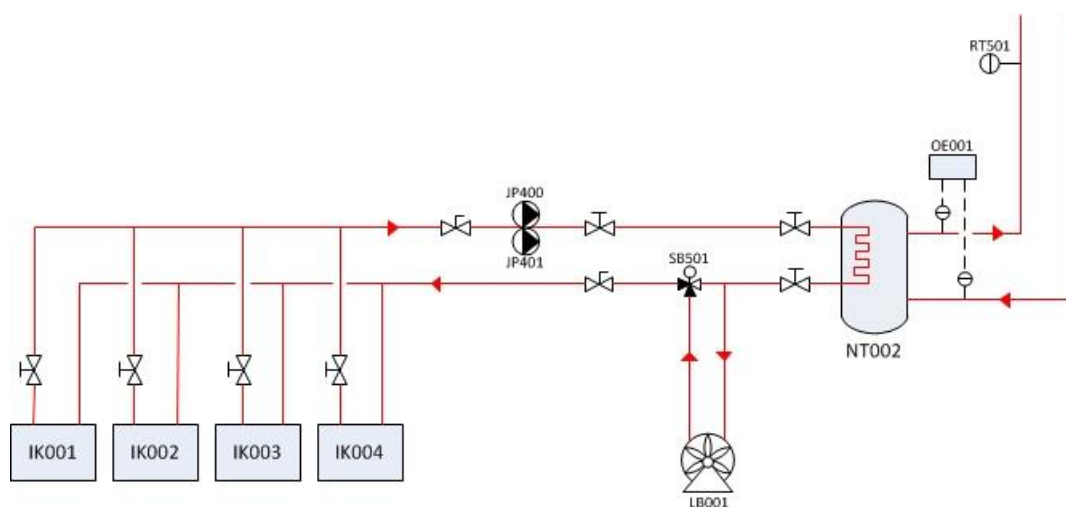
En dekningsgrad på 80 % fra en luft/vann-varmepumpe er høyere enn det normalt antas at denne typen oppnår. Normalt sett vil en uteluft/vann-varmepumpe ha en energidekningsgrad på 60-75 % (Stene, 2015b).

3.5 Oppbygning av systemet

Dette kapitlet beskriver hovedkomponentene i den termiske energiforsyningen ved hotellet. En helhetlig fremstilling av systemet er også presentert.

System 310.012 – Varmegjenvinning kjøle- og fryserom

Første ledd for forvarming av tappevann skjer ved varmegjenvinning fra kjøle- og fryserom. Nettvann kommer inn i bygget under tapping, og føres først gjennom en tank med rørvarmeveksler, NT002, hvor det blir tatt opp overskuddsvarme (kondensatorvarme) fra fire kjøle- og fryseanlegg. Figur 5 viser oppbygningen av systemet.



Figur 5 Systemskjema av system 310.012 varmegjenvinning fra kjøle- og fryserom. OE001 – energimåler.

Tanken er av type CTC FerroModul T400 K30, den rommer 390 L og har en kapasitet på 30 kW for en midlere ΔT på 35 °C, som er tilfellet ved lav vannhastighet gjennom tanken. Varmegjenvinningen er plassert før solfangeranlegget og det er prosjektert at 30 % av tappevannsoppvarmingen skal dekkes av denne energikilden. Energimåler OE001 måler hvor mye energi som hentes fra dette systemet. Eventuell overskuddsenergi dumpes i tørrkjøler LB001. Figur 6 viser et bilde av tanken.

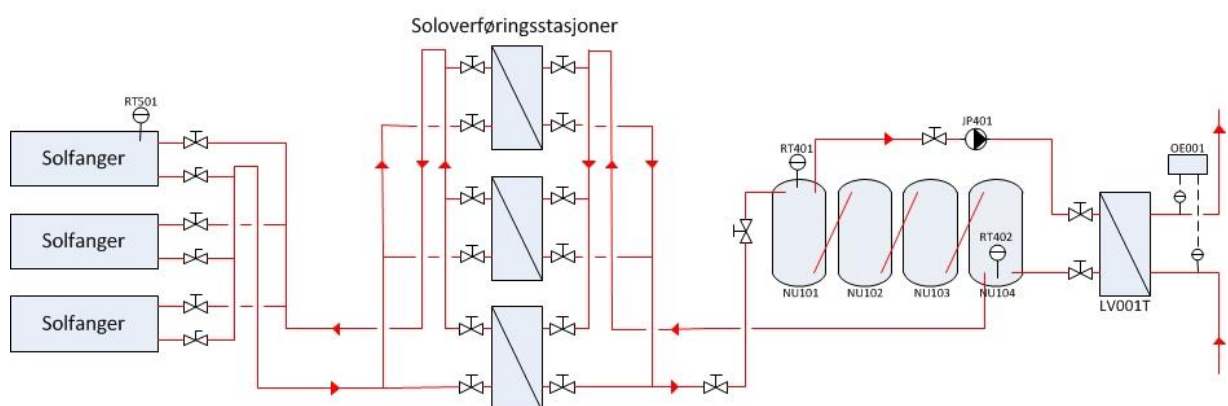
Temperaturen ut av tanken avhenger av mengden vann som tappes i tillegg til årstid (nett vanns-temperaturen varierer fra typisk 5-10 °C), og varierer fra rundt 8 °C opp til maksimalt ca. 36 °C.



Figur 6 Bilde av varmegjenvinningstanken i system 310.012.

System 310.004 – Solfangere på tak

Solfangeranlegget er plassert etter varmegjenvinningssystemet og Figur 7 viser oppbygningen av systemet. Anlegget består av plane solfangerer med et aktivt areal på ca. 350 m². Det er et indirekte system med tvungen sirkulasjon og fire akkumuleringstanker med et samlet volum på 20 000 L lagrer den termiske energien som hentes.



Figur 7 Systemskjema av system 310.004 solfangere på tak. OE001 - energimåler.

Propylenglykol, ca. 35 % glykolblanding, varmes opp i solfangerne, avgir varme i tre solfangermoduler (soloverføringsstasjoner med blant annet integrerte pumper og varmeveksler) og lagres i fire akkumuleringstanker på 5000 L hver. Når det tappes vann i hotellet momentanveksles det gjennom platevarmeveksler LV001T. Anlegget styres ved at det måles en ønsket ΔT på 10 K mellom solfanger og akkumuleringstaker før kursene startes. Solfangerne skal ifølge prosjekterte verdier stå for 50 % av den totale tappevannsoppvarmingen. Energimåler OE001 måler hvor mye termisk energi som tilføres tappevannet fra solfangeranlegget. Temperaturen på tappevannet etter solfangeranlegget varierer i løpet av året. Det finnes dessverre ingen historikk på målt temperatur her. Figur 8 viser et bilde av solfangerne.



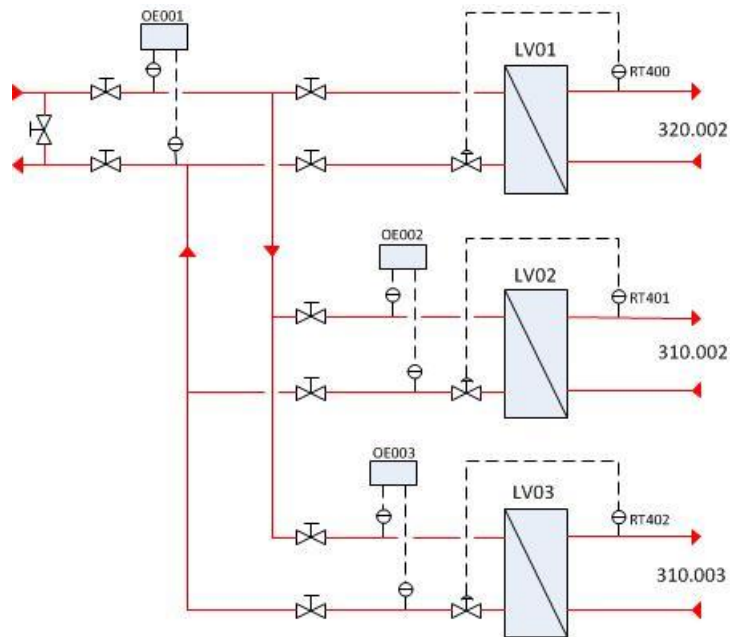
Figur 8 Bilde av solfangerne på Hotell Scandic Lerkendal.

System 320.001 – Fjernvarme primærside

Som spisslast benyttes fjernvarme med platevarmeveksler tilknyttet fjernvarmenettet. Dette gjelder både for tappevanns- og romoppvarming. Figur 9 viser hvordan systemet for spisslast er bygget opp.

For tappevannsoppvarmingen er spisslasten plassert etter solfangeranlegget, og det er prosjektert at spisslast skal dekke de resterende 20 % av tappevannsoppvarmingsbehovet. For romoppvarmingen er den plassert etter varmepumpens kondensator, og også her er det ment at spisslast skal dekke 20 % av det totale oppvarmingsbehovet.

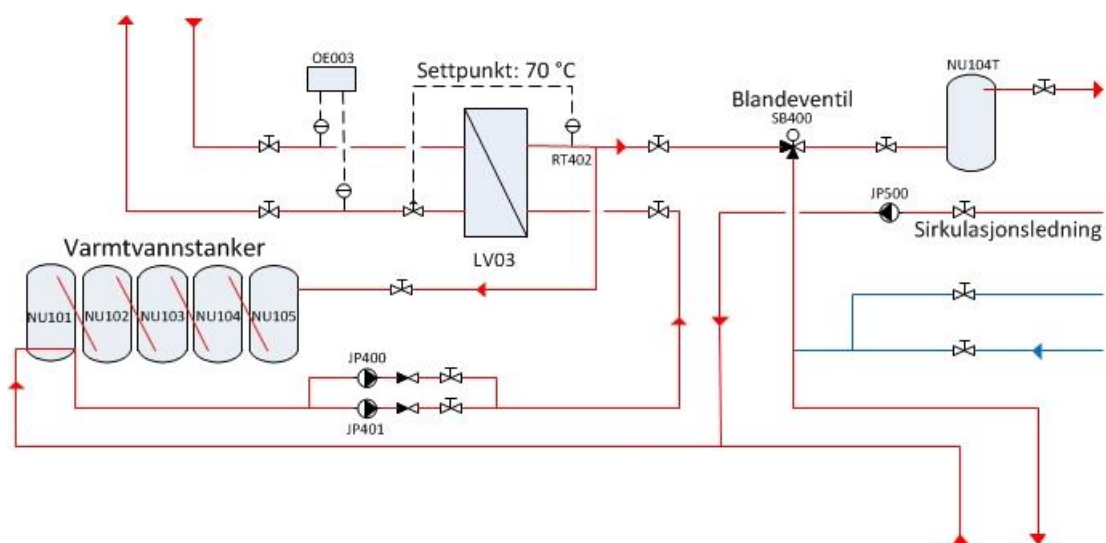
Det er installert individuelle platevarmevekslere til de ulike systemene som benytter spisslast; LV01 til system 350.001 (romoppvarming) og LV03 til system 310.003 (tappevannsoppvarming). Ved begge disse varmevekslerne er det temperaturfølere som bestemmer massestrømmen ved å kontrollere en motorventil. Også her er det energimålere som måler hvor mye termisk energi fra spisslast som leveres.



Figur 9 Systemskjema av system 320.001 fjernvarme primærside. OE001-003 – energimålere. RT400-402 – temperaturfølere.

System 310.003 – Forbruksvann hotell

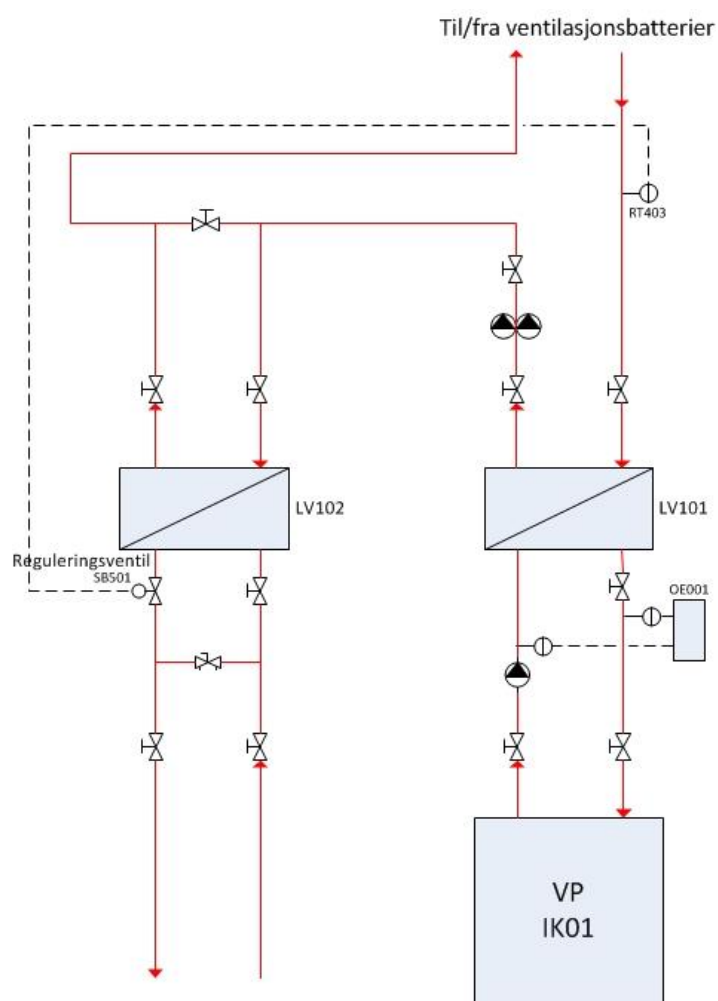
Dette systemet sørger for nødvendig ettervarming av tappevannet før det sirkuleres ut til hotellet. Som nevnt benyttes fjernvarme som spisslast og i perioder uten tapping av vann lades tankene NU101-NU105 med varmt tappevann ved hjelp av sirkulasjonspumper JP400 og JP401. Tankene er av type CTC FerroModul T400, og rommer 400 L hver. Måler RT402 sørger for at vannet ut av varmeveksler LV03 er tilstrekkelig varmt for å unngå legionella. Temperaturen her skal være 70 °C. Figur 10 viser hvordan systemet er bygget opp.



Figur 10 Systemskjema av system 310.003 forbruksvann hotell. OE003 – energimåler. RT402 – temperaturføler.

System 350.001 – Varmepumpekurs hotell

Varmepumpen i system 350.001 leverer varme til hotellrommene. Det er en reverserbar luft-/vannkjølemaskin, men benyttes i dag kun som varmpumpe. Den benytter uteluft som varmekilde. Aggregatet styres av en fast settpunkts-/returtemperatur på 43/38 °C. Varmen leveres via en platevarmeveksler til fordelingsnett 350.001 med fast 40/30 °C tur-/returvannstemperatur. På hotellrommene brukes ventilasjonsluft som eneste oppvarmingskilde, og varmen avgis fra det vannbårne systemet via et kombibatteri. Det er lagt til rette for bruk av kjøling. I prosjekteringen ble det antatt at varmpumpen skal dekke 80 % av det totale årlige energibehovet for romoppvarming. Også her benyttes fjernvarme som spisslast. Figur 11 viser oppbygningen av systemet. Varmepumpen er merket som VP IK01.

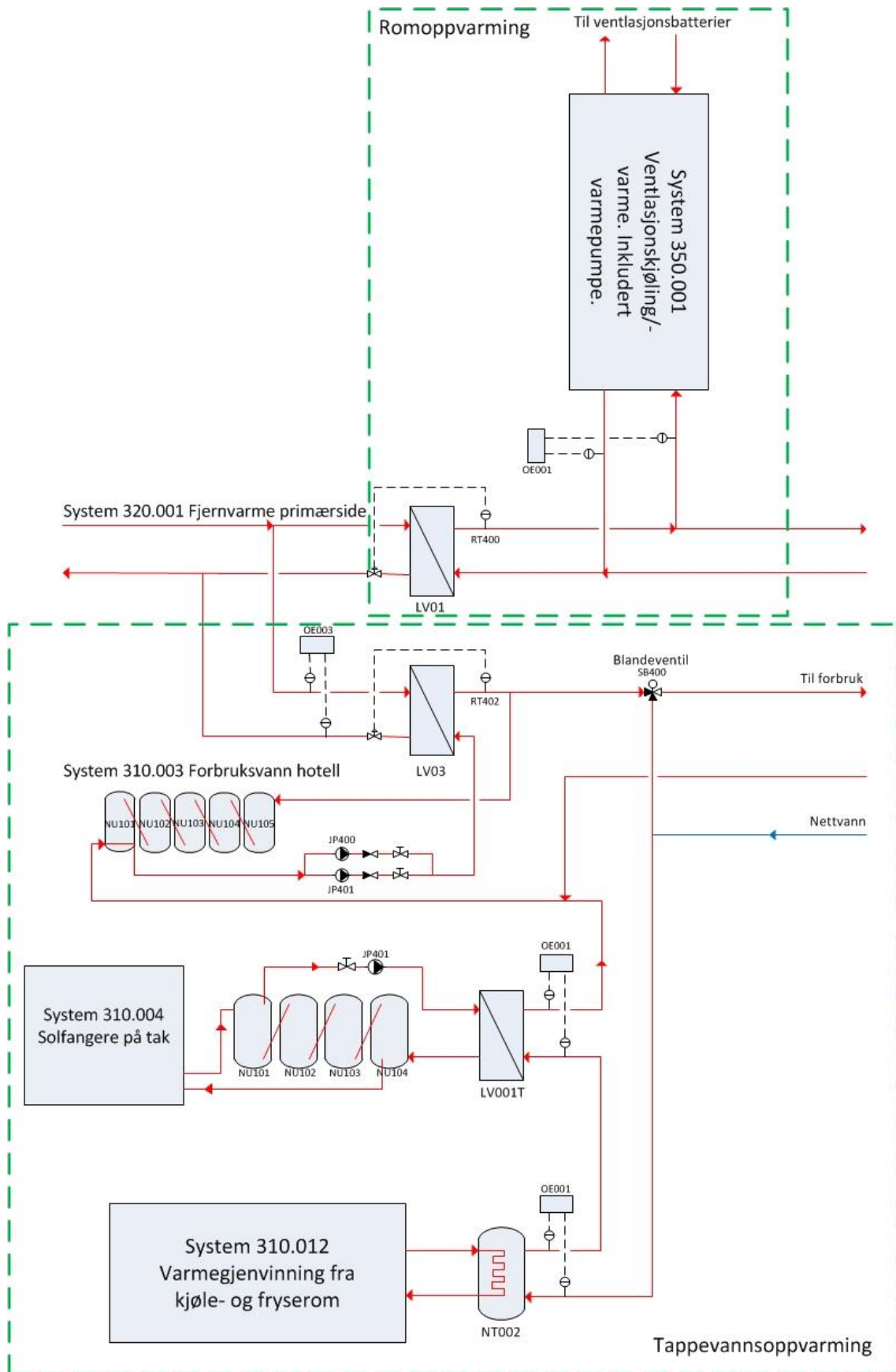


Figur 11 Systemskjema av system 350.001 varmpumpekurs hotell. OE001 – energimåler.

Systemet er dimensjonert til å kunne benyttes til kjøling av rommene (System 350.001 betegnes derfor Ventilasjonkjøling/-varme i systemskjema fra prosjekterende ingeniør), men foreløpig ser det ut til at det ikke er noe behov for dette. Grunnen til at det er valgt å ikke bruke kjøling er for å redusere energibehovet til bygget. Med en god gjennomsnittlig U-verdi for bygget og trøndersk klima har det ikke vært opplevd problemer med for varme rom i sommermånedene.

Systemet i sin helhet

Figur 12 viser oppbygningen av det termiske energisystemet ved Hotell Scandic Lerkendal og inndelingen mellom rom- og tappevannsoppvarming. Denne fremstillingen er en forenkling av det virkelige systemet tilpasset denne Masteroppgaven, og er ment å gi en generell oversikt. Figuren viser hvordan varmegjenvinningen og solfangeranlegget er koblet i serie før spisslasten.



Figur 12 Forenklet prinsippkisse av energisystemet. Basert på systemskjema/tegninger fra SD-anlegg.

3.6 Resultater

Innledende målinger av hotellets energibruk viste at det er store avvik mellom prosjektert og målt energibruk. Dette gjaldt både for tappevanns- og romoppvarming. Tabell 3 og Tabell 4 viser en oppsummering av prosjekterte og målte verdier for energibehov til henholdsvis rom- og tappevannsoppvarming, og prosentvis avvik mellom disse. Verdiene presentert i tabellene er prosjekterte målinger og målinger hentet fra EOS og er fra perioden 01.09.2014-31.08.2015 – det første driftsåret til anlegget.

Sammenligning av prosjekterte og målte verdier - romoppvarming					
	Prosjektert	Prosjektert spesifikt	Målt	Målt spesifikt	Avvik
Levert energi fra spisslast	45 015 kWh	3,9 kWh/m ²	68 689 kWh	6 kWh/m ²	+53 %
Levert energi fra VP	180 058 kWh	15,7 kWh/m ²	298 107 kWh	26,1 kWh/m ²	+66 %
Levert el. energi til VP	84 933 kWh	7,4 kWh/m ²	150 172 kWh	13,1 kWh/m ²	+77 %
Energibehov totalt	225 073 kWh	19,7 kWh/m ²	366 796 kWh	32,1 kWh/m ²	+63 %

Tabell 3 Sammenligning av prosjekterte og målte verdier for energibruk til romoppvarming. VP = varmepumpe.

Sammenligning av prosjekterte og målte verdier - forbruk tappevann					
	Prosjektert	Prosjektert spesifikt	Målt	Målt spesifikt	Avvik
Gjenvinningsanlegg	68 604 kWh	6 kWh/m ²	48 411 kWh	4,2 kWh/m ²	-30 %
Solfangeranlegg	115 483 kWh	10,1 kWh/m ²	52 954 kWh	4,6 kWh/m ²	-54 %
Spisslast	45 736 kWh	4 kWh/m ²	192 523 kWh	16,8 kWh/m ²	+321 %
Totalt	229 823 kWh	20,1 kWh/m ²	293 888 kWh	25,7 kWh/m ²	+28 %

Tabell 4 Sammenligning av prosjekterte og målte verdier for energibruk til tappevannsoppvarming.

Det er tydelig at det termiske energisystemet ved Hotell Scandic Lerkendal ikke har fungert som planlagt. Det kan være flere grunner til dette, blant annet:

- Solfangeranlegget leverer ikke på langt nær så mye termisk energi som prosjektert. Avviket har vært på over 50 %, og dette kan blant annet skyldes at leverandør av anlegget ikke hadde fullt innsyn i prosjektet og at den prosjekterte verdien for levert energi fra anlegget er høyere enn hva som er mulig med nåværende systemutforming.
- Et ambisiøst mål med hensyn til lite levert energi til bygget kan ha ført til for optimistisk prosjektering.

Når det gjelder romoppvarmingen er det brukt ca. 60 % mer energi enn det som var prosjektert, samtidig som antall gjester på hotellet har vært færre en man hadde regnet med. Til tappevannsoppvarming er det totalt brukt ca. 30 % mer energi enn prosjektert, så totalavviket her er mindre enn for romoppvarming. Hverken varmegjenvinningen eller solfangeranlegget har bidratt i nærheten så mye som beregnet, så mengden spisslast er over 300 % høyere enn prosjektert.

3.7 Konklusjon fra prosjektoppgaven

Etter gjennomgang og presentasjon av energisystemet på Scandic Lerkendal hotell har det blitt klart at levert energi er høyere enn det var ønsket fra prosjekteringen av bygget. Det kan være flere grunner til dette.

- Feil systemløsning og ikke optimal drift/implementering av solfangeranlegg. Tynt underlag for prosjektering av anlegget førte til mye bruk av antagelser for leverandør, og dermed feilprosjektering.
- Bookingen gjøres ikke optimalt. Etter enkle kontroller av bookede rom, er det oppdaget at rommene fylles relativt tilfeldig, og man oppnår derfor ikke lønnsomheten med to ventilasjonsaggregater per etasje.
- Ikke bruk av sparedusjer fører til høyere behov for tappevann enn forventet.
- Mye høyere oppvarmingsbehov enn prosjektert kan for eksempel tyde på at beboere setter opp temperaturen i rommet på grunn av manglende oppvarming i badegulv. Høyere lufttemperatur i rommet brukes til å kompensere for dette.
- Mulig at ventilasjonen har blitt brukt mer første driftsår for å fjerne emisjoner fra materialer, «nybyggluft» osv.
- Énsone-simulering i SIMIEN kan ha ført til underestimering av virkelig varmebehovet til bygget.

Tilført elektrisk energi til varmepumpen har også vist seg å være mye høyere enn prosjektert. Dette er i hovedsak fordi romoppvarmingsbehovet har vært langt høyere enn prosjektert.

Tabell 5 viser avvikene mellom prosjekterte og målte verdier for energibruk for første driftsår:

Avvik mellom prosjekterte og målte verdier	
Tappevannsoppvarming	+28 %
Romoppvarming	+63 %

Tabell 5 Avvik mellom prosjekterte og målte verdier for tappevanns- og romoppvarming.

Det kan være ulike grunner til hvorfor disse avvikene er så store som de er. I tillegg har belegget på hotellet vært lavere enn forventet i prosjekteringen, noe som i realiteten burde ført til et lavere energibruk enn prosjektert.

3.8 Kommentarer til prosjektoppgaven

I prosjektoppgaven ble det kun sett på innledende målinger for energibruk og det ble ikke foretatt noen inngående analyse av systemet. Oppgaven hadde som formål å presentere systemene for tappevanns- og romoppvarming på Hotell Scandic Lerkendal.

Gjennom arbeidet med prosjektoppgaven kom det frem at måten det termiske energisystemet på Scandic Lerkendal hotell er bygget opp på gjør at det er store muligheter for forbedring når det kommer til energibruk. Hovedutfordringen er å få ned energibruken slik at virkelig forbruk kommer nærmere de prosjekterte verdiene, i tillegg til bedre energifordeling fra de ulike kildene i tappevannssystemet.

En av hovedutfordringene i dagens system er at termisk energi levert fra solfangeranlegget ikke er på langt nær så stor som prosjektert. Dette betyr feilprosjektering av systemet og det kan være flere mulige løsninger på problemet.

Når det gjelder levert energi til romoppvarming har denne vært langt høyere enn prosjektert. Varmepumpen har levert energi i henhold til prosjektert energidekningsgrad, så det må være andre årsaker til det høye energiforbruket. Det har blant annet vært et problem at rundremene i varmegjenvinnerne i ventilasjonsaggregatene har røket. Dette har ført til perioder med null varmegjenvinning i flere av aggregatene og dermed et høyere behov for energi fra varmepumpe og spisslast. På grunn av størrelsen på avviket er ikke dette alene årsaken til det økte energibehovet for romoppvarming.

4 Solfangere og potensiale for utnyttelse av solenergi

Det blir mer og mer fokus på bruk av solenergi, også i Norge. Et bevis på dette er solkart.no, som ble lansert i februar i år (Nilsen, 2016). Dette er en nettside hvor potensialet for solceller på tak er kartlagt for alle bygg i Norge. Figur 13 er et utsnitt fra solkart.no og viser hvilket potensiale det er for solceller på taket av Scandic Lerkendal og byggene i området rundt. Potensialet for solfangere vil naturligvis være relativt likt som potensialet for solceller, så dette antas å være en realistisk sammenligning. Fra figuren ser man at det er velegnet med solceller på taket av Scandic Lerkendal, og plasseringen til solfangerne er markert med blå firkant og rød pil.

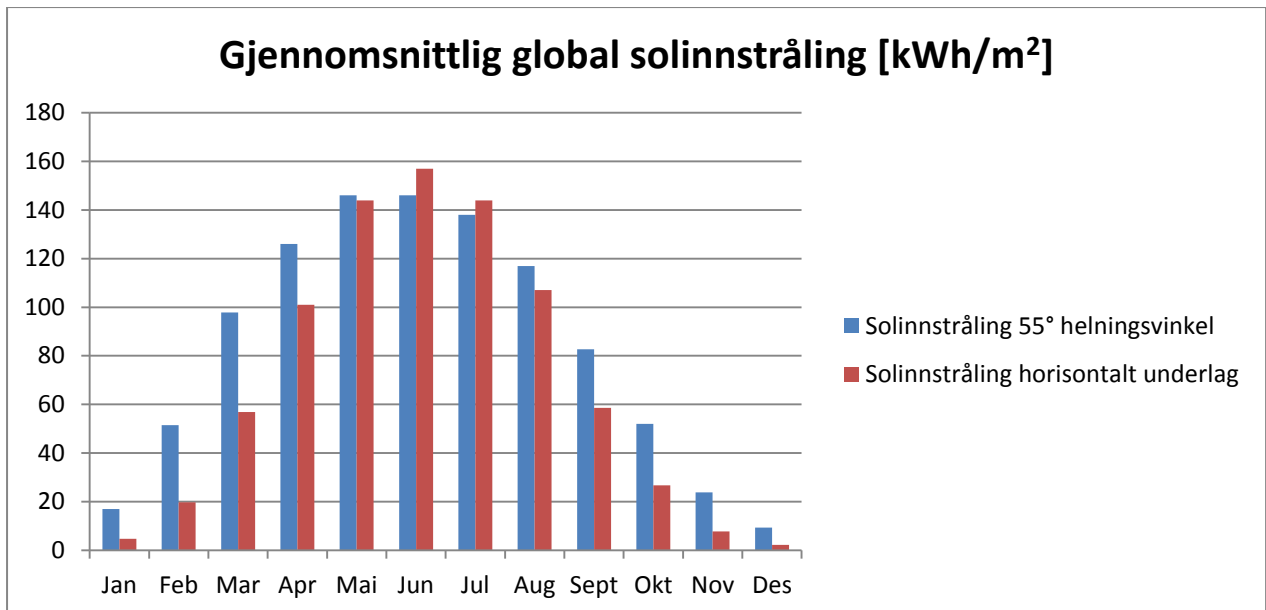


Figur 13 Solpotensialet på takflater for Lerkendalsområdet i Trondheim. Solfangere på Scandic Lerkendal markert med blå firkant og rød pil (solkart.no, 2016).

Solkart.no tar utgangspunkt i at det blir installert solceller dirkete på eksisterende takflate, altså er ikke helningsvinkelen medregnet i potensialet (se 4.3 Orientering av solfangere). Figuren viser at sydvendte takflater med vinkel er regnet som «svært egnet» for utnyttelse av solenergi. Dette betyr at solfangere med en helningsvinkel på 55°, som på Hotell Scandic Lerkendal, vil potensialet være godt for utnyttelse av solen som energikilde.

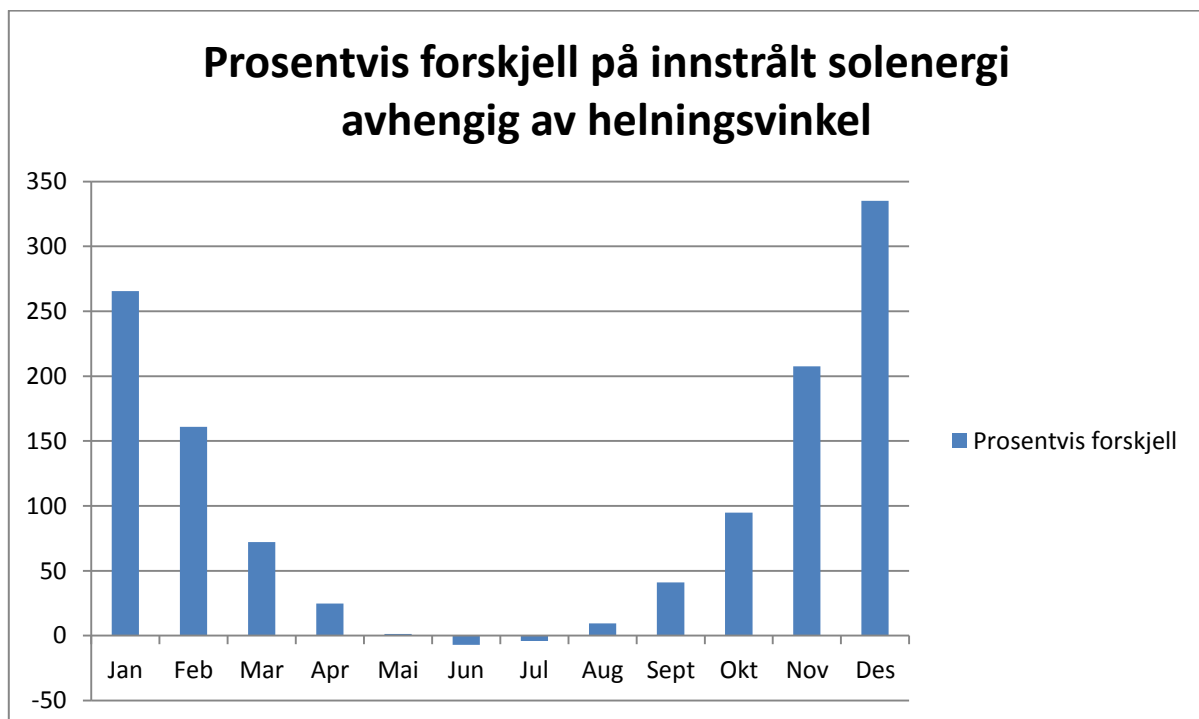
4.1 Solinnstråling/-effekt

I Trondheim er innstrålt solenergi på horisontalt plan 825 kWh/m²*år (Zijdemans, 2014). Figur 14 viser gjennomsnittlig global solinnstråling på et panel med 55° helningsvinkel og på det horisontale plan i Trondheim per måned. Disse målingene er hentet fra nettsiden til Europakommisjonen. Det er valgt å sammenligne horisontalplanet med paneler med helningsvinkel 55° fordi det er denne helningsvinkelen solfangerne på Hotell Scandic Lerkendal har. Det er tydelig at helningsvinkelen bidrar til å utnytte mer av solenergien enn det som hadde vært mulig dersom solfangerne ble plassert rett på taket (horisontalt). I juni og juli er det en liten fordel med mindre helningsvinkel, men gevinstene de andre månedene er så store at dette er uvesentlig.



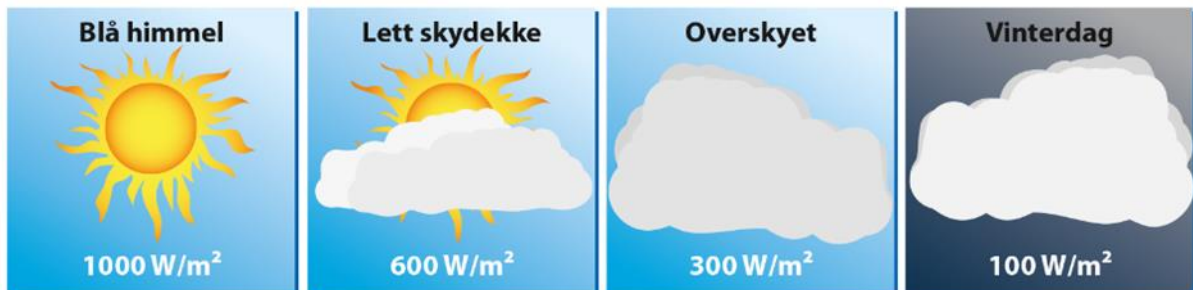
Figur 14 Sammenligning av gjennomsnittlig global solinnstråling på horisontalt plan og på panel med 55° helningsvinkel per måned i Trondheim (European Comission, J.R.C., 2016).

Figur 15 viser den prosentvise forskjellen på innstrålt solenergi basert på målingene fra horisontalt plan og en flate med 55° helningsvinkel. Det blir her veldig tydelig hvor stor forskjell det er på mulig energiutbytte i de månedene med minst sol.



Figur 15 Prosentvis forskjell på innstrålt solenergi avhengig av helningsvinkel. Sammenligning av horisontalt plan og 55°. (European Comission, J.R.C., 2016)

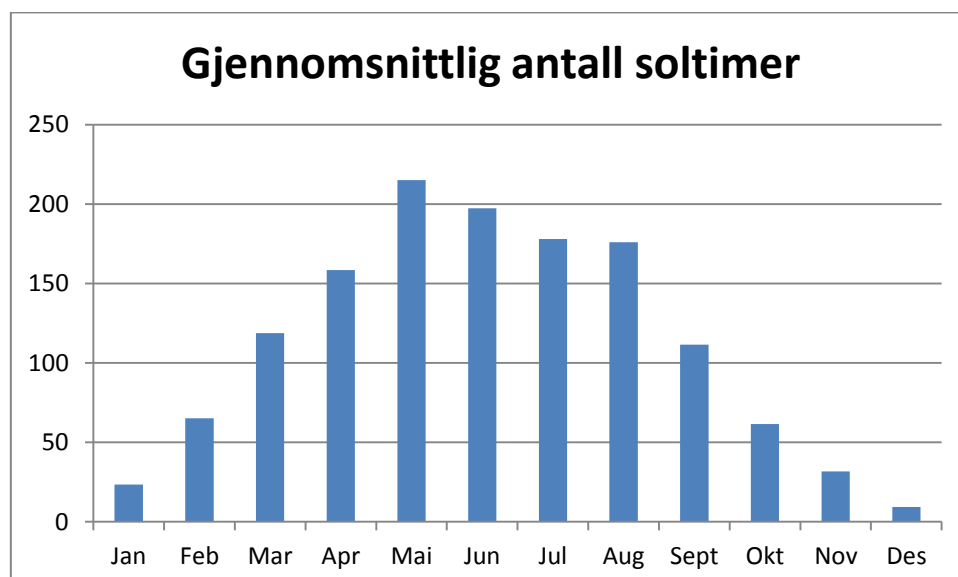
Når det gjelder solfangere er det verdt å merke seg at det vil være mulig å få en del varmeeffekt ut av dem selv om det ikke nødvendigvis er strålende sol. Figur 16 viser hvilken effekt solen vil tilføre en horisontal flate på Sørlandet ved ulike skydekker. Fra denne figuren er det klart at en solfanger vil ha potensiale til å levere energi selv når det er overskyet vær.



Figur 16 Solens effekt på horisontal flate på Sørlandet med ulike skydekker (Zijdemans, 2014).

4.2 Soltimer i Trondheim

Figur 17 viser gjennomsnittlig antall soltimer per måned målt over en periode på 20-30 år i normalperioden 1961-1990 på Tyholt/Voll i Trondheim. Målingene er utført av Meteorologisk institutt og viser hvordan potensialet for utnyttelse av solenergi vil variere i løpet av året. Antall soltimer per år var i gjennomsnitt 1346,5 timer i den samme perioden (Meteorologisk institutt, 2009).



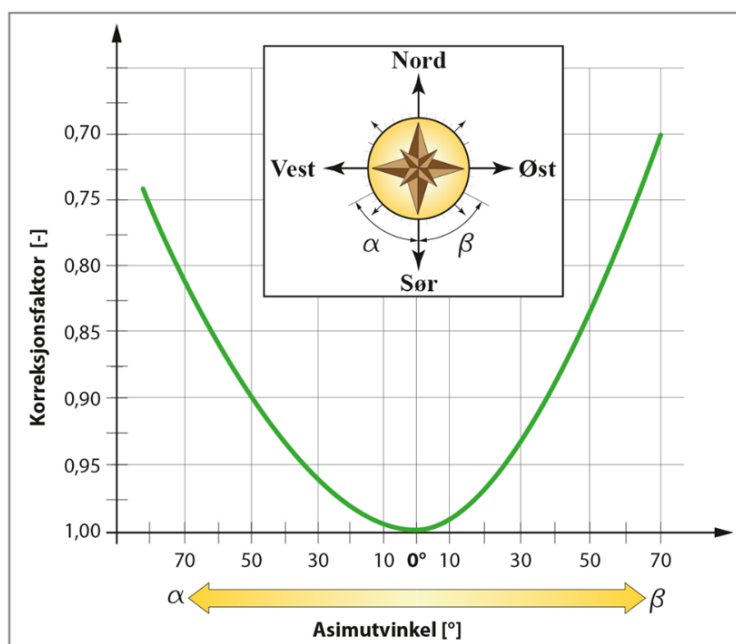
Figur 17 Gjennomsnittlig antall soltimer målt i normalperioden 1961-1990 på Tyholt/Voll (Meteorologisk institutt, 2009).

Grafene for gjennomsnittlig global solinnstråling og gjennomsnittlig antall soltimer følger hverandre relativt godt. Mer intens sol i juni, i kombinasjon med mange soltimer, gir størst mengde gjennomsnittlig innstråling. Mai har en del flere soltimer enn juli, så selv om solen er mer intens i juli blir mengden innstrålt energi i disse månedene ganske lik.

4.3 Orientering av solfangere

For å utnytte solenergien på en best mulig måte er orienteringen av solfangerne viktig. Dette gjelder både for hvilken himmelretning solfangerne peker mot, kalt asimutvinkel, og hvilken vinkel de har i forhold til horisontalplanet, kalt helningsvinkel. Den optimale asimutvinkelen vil være direkte sørvendt, eller 0° , mens optimal helningsvinkel vil variere avhengig av geografisk plassering av anlegget. I Trondheim er den optimale helningsvinkelen til en solfanger 44° . Dette tallet er basert på utregninger for optimal helningsvinkel for hver enkelt dag i løpet av et år, og gjennomsnittet av disse. (Zijdemans, 2014)

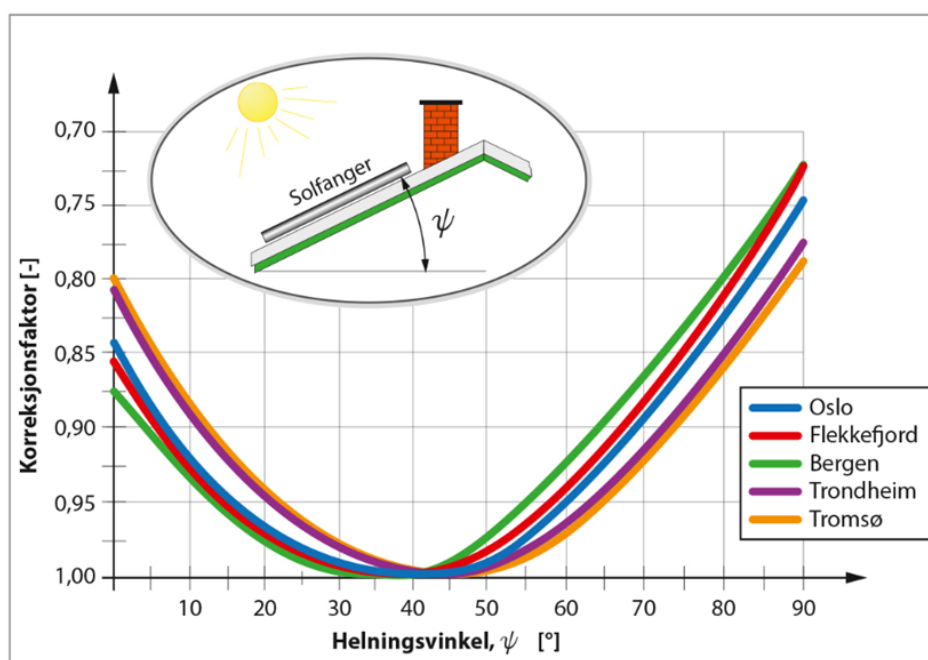
Figur 18 viser hvor stor konsekvens det vil ha dersom asimutvinkelen avviker fra den ideelle orienteringen. Fra figuren kommer det frem at en vinkling mot sørvest vil gi en effektreduksjon på ca. 5-15 % - korreksjonsfaktor multipliseres med innstrålt energi for sørvendt montering.



Figur 18 Konsekvens av asimutvinkel avvikende fra ideell posisjon (0°) (Zijdemans, 2014).

Ved optimal helningsvinkel, 44° , er total årlig innstrålt solenergi i Trondheim $1023 \text{ kWh/m}^2\cdot\text{år}$. Sammenlignet med innstrålt energi på horisontalt plan ($825 \text{ kWh/m}^2\cdot\text{år}$) viser dette at vinkelen solfangerne har i forhold til horisontalplanet utgjør en forskjell i potensielt totalt energiutbytte i løpet av et år på ca. 20 %. Dette vises også i Figur 14 hvor det fremkommer tydelige forskjeller på gjennomsnittlig global solinnstråling avhengig av vinkel på måleflaten. Figur 19 viser hvilken

korreksjonsfaktor årlig innstrålt energimengde må multipliseres med dersom helningsvinkelen avviker fra den optimale for noen ulike geografiske plasseringer i Norge.



Figur 19 Korreksjonsfaktor for solfangere med ikke-optimal helningsvinkel (Zijdemans, 2014).

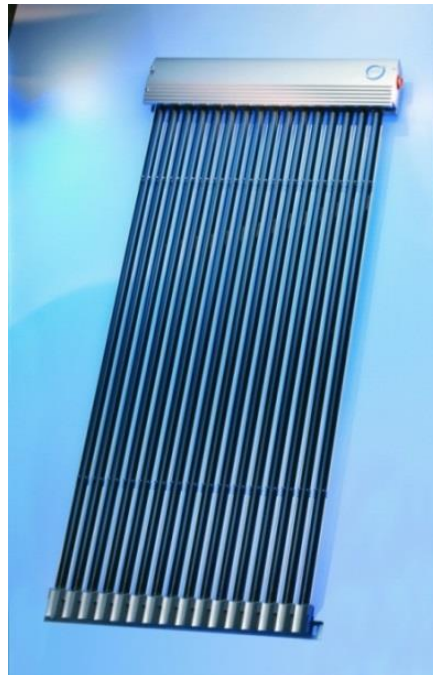
4.4 Solfangertyper

Figur 20 viser solfangeranlegget på Scandic Lerkendal, som er et eksempel på plane solfangere. Plane solfangere er den vanligste solfangertypen i Norge. Disse er robuste og har en forventet levetid på 30-50 år. Det finnes flere ulike typer plane solfangere og ulike måter og regulere dem på. Det er mulig å benytte både væskefylte og drenerende solfangeranlegg. Forskjellen på disse er at væskefylte anlegg er fylt opp av en vann/glykolblanding som tåler både høye og lave temperaturer. På denne måten unngås det at væsken fryser når det er minusgrader og når det ikke pumpes væske rundt i anlegget er det fortsatt væskefylt. Vann/glykolblandinger, som for eksempel propylenglykol har også et høyt kokepunkt, som gjør at problemer med koking i anlegget unngås. Drenererte anlegg er fylt opp med rent vann og tømmes når pumpen i anlegget stoppes. Dette er nødvendig for å unngå at vannet fryser i rørene. For drenererte solfangere er det større utfordringer forbundet med montering, i tillegg til at alle rør må ligge med fall mot akkumuleringstank for å kunne tømmes. (Zijdemans, 2014)



Figur 20 Bilde av solfangeranlegget på Scandic Lerkendal.

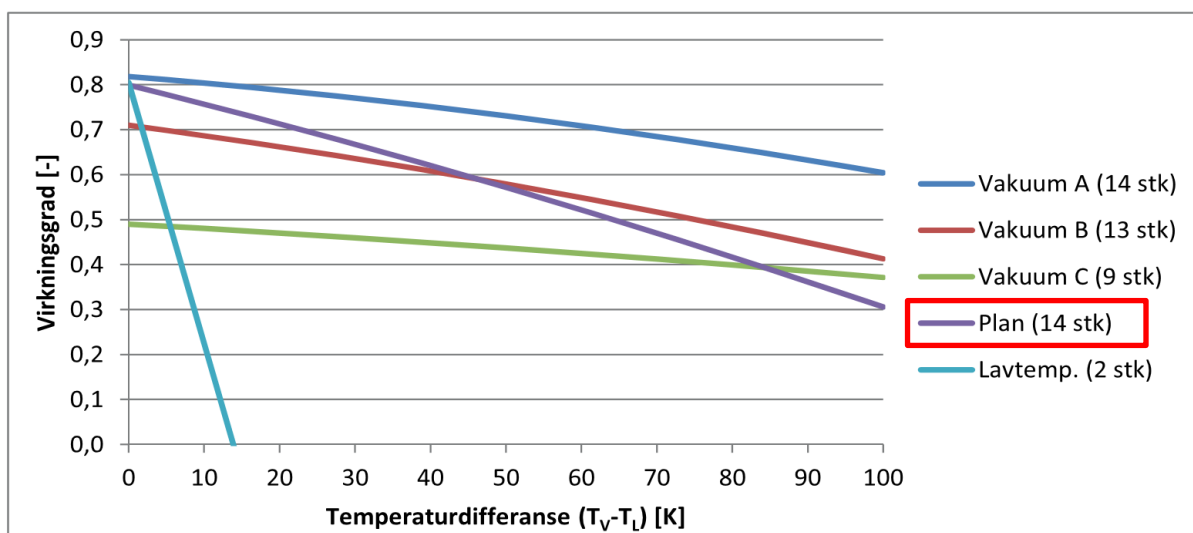
Vakuumsolfangere er mindre robuste enn plane solfangere, og for disse regnes det en levetid på 10-15 år. Vakuumsolfangere er dyrere å produsere enn plane solfangere, men oppnår en høyere virkningsgrad. Denne typen solfanger er regnet for å være den mest avanserte solfangertypen, og på grunn av høyere virkningsgrad enn plane solfangere egner den seg godt for systemer som krever høy væsketemperatur. Det finnes ulike typer vakuumsolfangere; enkeltrør og dobbeltrør. Dobbelttrør har den høyeste virkningsgraden og den lengste levetiden av disse to, men er dyrest å produsere (Zijdemans, 2014). Figur 21 viser et eksempel på en vakuumsolfanger.



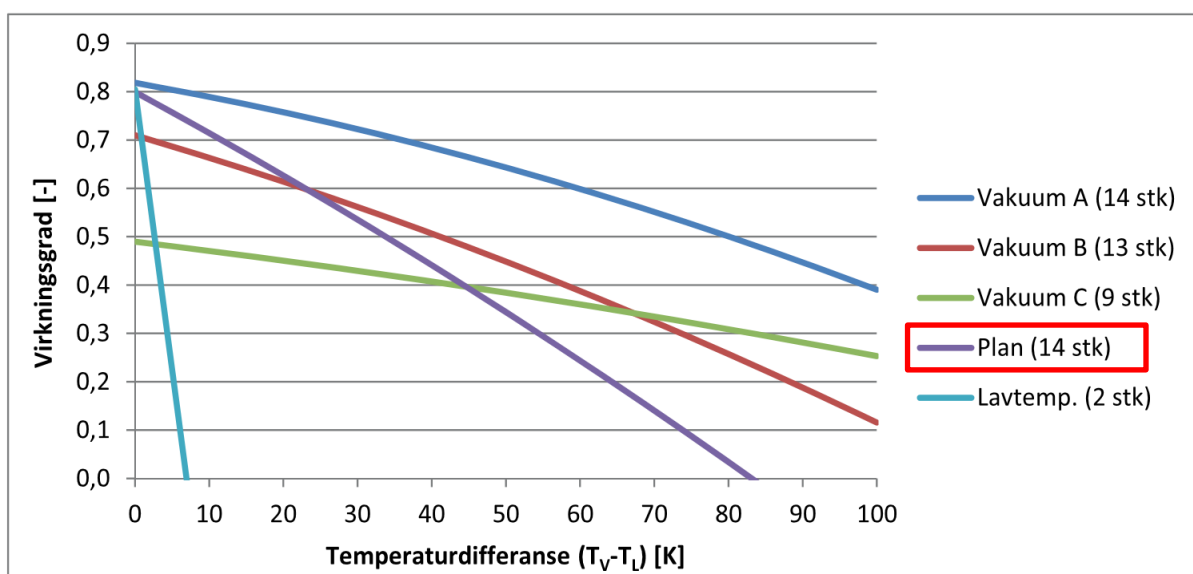
Figur 21 Eksempel på vakuumsolfanger (Fornybar.no, 2015).

4.5 Virkningsgrad for ulike typer solfangere

Når det gjelder virkningsgrad er det vakuumsolfangere som kommer best ut. Plane solfangere har mer varmetap og refleksjon, og generelt sett oppnår vakuumsolfangere 30 % bedre virkningsgrad. Virkningsgraden vil også variere i henhold til intensiteten på innstrålt solenergi, som vist i Figur 22 og Figur 23. Fra disse grafene er det tydelig at vakuumsolfangere generelt har høyere virkningsgrad, men at virkningsgraden for plane solfangere ikke er veldig mye lavere ved høy solintensitet. Disse grafene viser at lavtemperatur solfangere er uaktuelle for tappevannsoppvarming, da disse ikke oppnår tilstrekkelig $\Delta T = T_V - T_L$. T_V er midlere væsketemperatur i solfanger og T_L er lufttemperaturen rundt solfangeren. (Zijdemans, 2014)



Figur 22 Virkningsgrad for ulike typer solfangere ved 1000 W/m^2 solintensitet (Zijdemans, 2014).

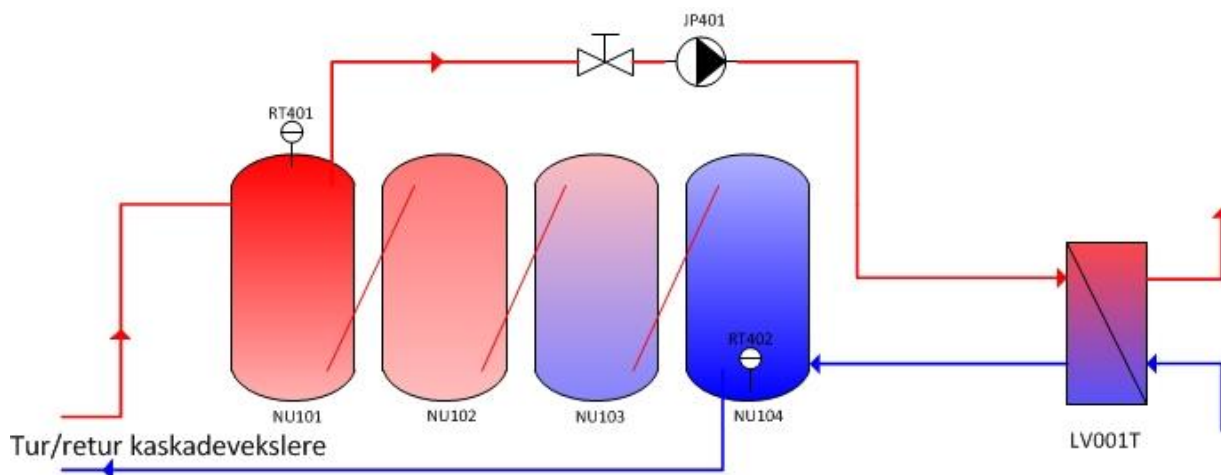


Figur 23 Virkningsgrad for ulike typer solfangere ved 500 W/m^2 solintensitet (Zijdemans, 2014).

4.6 Temperatursjiktning i akkumuleringstanker

For å utnytte energien fra solfangerne på en best mulig måte, er det viktig at temperatursjiktene i akkumuleringstankene opprettholdes. Temperatursjikt i tanker baserer seg på gravitasjon og oppdrift; varmt vann med lav tetthet vil stige til toppen av tanken, mens kaldt vann med høyere tetthet vil falle til bunnen av tanken. Effektiviteten til et energisystem vil øke med mellom 6 % og 20 % ved bruk av temperatursjiktning, sammenlignet med tanker hvor temperaturen er konstant (Ghaddar, 1994). Bruk temperatursjikt fører også til bedre effektivitet for solfangeren på grunn av kaldt vann inn, og kortere perioder med behov for tilleggsoppvarming av vannet. Altså er det viktig å opprettholde temperatursjikt i akkumuleringstankene for å få best mulig energiutbytte fra systemet. (Han et al., 2009)

Figur 24 viser et eksempel på hvordan temperaturen i seriekoblede akkumuleringstanker kan variere fra kaldt (blått) til varmt (rødt). Under drift av anlegget kan temperatursjiktene bli ødelagt dersom tanken er ugunstig utformet og kaldt vann blander seg med det varme, grunnet for eksempel feilkobling av innløpsrør, eller gale driftsforhold, som for eksempel feilstyring av pumper. I et solfangersystem med indirekte varmeoverføring mellom solfanger og akkumuleringstanker, som på Hotell Scandic Lerkendal, er det som oftest feildrift av anlegget som fører til dårlig temperatursjiktning. (Han et al., 2009)



Figur 24 Akkumuleringstankene til solfangeranlegget med eksempel på temperatursjiktning.

4.7 Effektivitets- og arealberegninger

Som beskrevet tidligere i kapittelet vil den innstrålte effekten solen tilfører anlegget variere avhengig av værforhold og årstid. For å finne ut av hvor mye solinnstråling som trengs for å «lade opp» akkumuleringstankene, beregnes først lagret termisk energimengde i tankene fra følgende formel (Zijdemans, 2014):

$$Q = \frac{c_p \cdot V \cdot \Delta T}{3,6 \cdot \rho} \quad (3)$$

c_p : midlere spesifikk varmekapasitet [kJ/kg·K]

V : oppvarmet vannvolum [$\text{dm}^3 = \text{L}$]

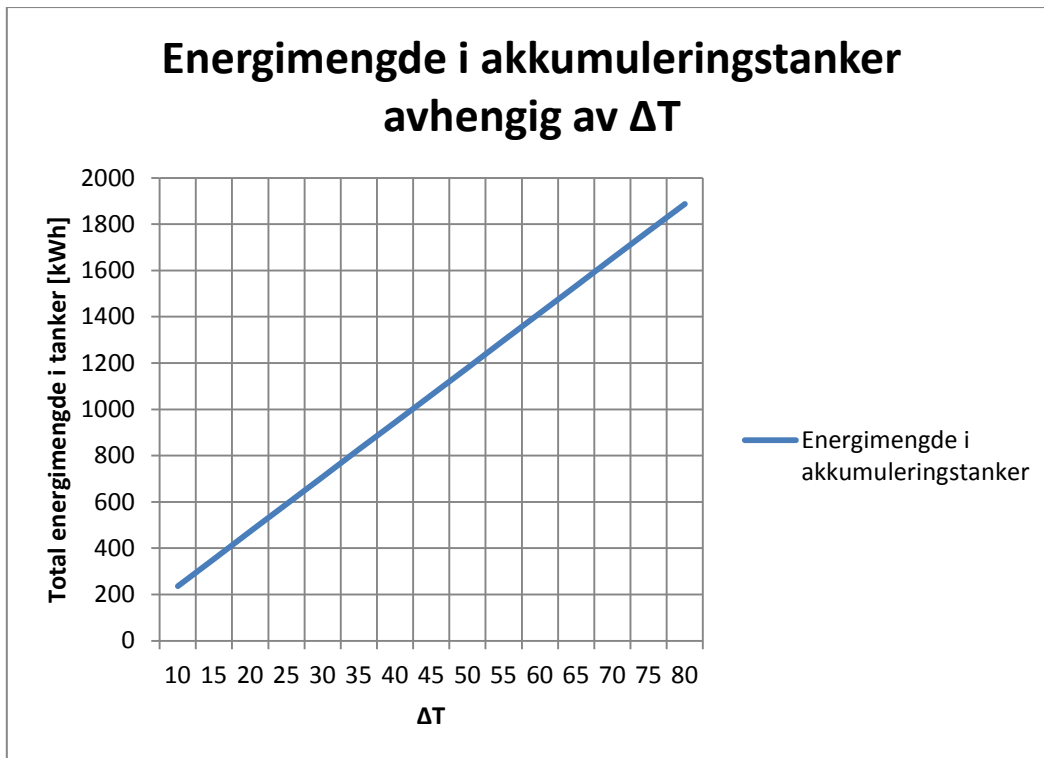
ΔT : temperaturdifferanse mellom varmt og kaldt vann [K]

ρ : vannets midlere tetthet [kg/m^3]

Ved vanlige temperatur- (5-90 °C) og trykkforhold for en varmtvannstank kan ligningen forenkles til (Zijdemans, 2014):

$$Q = V \cdot 1,18 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta T \quad (4)$$

Med utgangspunkt i ligning (4) kan energimengden i akkumuleringstankene beregnes. Det totale volumet ved Hotell Scandic Lerkendal er 20 000 L. Temperaturdifferansen, ΔT , mellom nattvannstemperatur og lagringstemperatur på vannet, varierer fra ca. 10-80 K. Figur 25 viser grafisk hvor mye energi som er lagret i akkumuleringstankene avhengig av ΔT – altså hvor høyt temperaturløftet i tanken er.



Figur 25 Termisk energimengde i akkumuleringstankene ved Hotell Scandic Lerkendal. Avhengig av temperaturløft (ΔT mellom kaldt nettvann og oppvarmet vann).

Følgende formel kan benyttes for å finne solfangernes energiutbytte (Zijdemans, 2014):

$$Q_{Utb} = I_{opt} \cdot \overline{\eta_{sf}} \cdot f_A \cdot f_H \quad (5)$$

I_{opt} : årlig innstrålt solenergi ved optimal helningsvinkel [kWh/m^2]

$\overline{\eta_{sf}}$: midlere virkningsgrad solfanger [-]

f_A : korreksjonsfaktor for asimutvinkelen [-]

f_H : korreksjonsfaktor for helningsvinkelen [-]

Energiutbyttet fra solfangerne vil være avhengig av innstrålt solenergi, fordi virkningsgraden til solfangeren avhenger av denne faktoren. Dette tallet kan beregnes eller finnes i Figur 22 og Figur 23, som viser virkningsgrad for ulike typer solfanger basert på solintensitet.

Følgende ligning benyttes for å beregne nødvendig solfangerareal, basert på totalt behov, dekningsgrad og utbytte fra solfangerne (Zijdemans, 2014):

$$A_{Solf} = \frac{Q_{Behov} \cdot \eta_{Dekn.}}{Q_{Utb}} \quad (6)$$

Q_{Behov} : totalt energibehov til tappevannsoppvarming [kWh]

$\eta_{Dekn.}$: ønsket dekningsgrad [-]

4.8 Anlegget på Scandic Lerkendal

Figur 26 viser et bilde av solfangeranlegget på Scandic Lerkendal hotell og kongress med hotellet i bakgrunnen. Anlegget er plassert på taket av kongressdelen. Dette er et stort anlegg hvor det er koblet sammen tre rader med solfangere, fordelt i grupper. Dette kapitlet presenterer solfangeranlegget, mens kommentarer til oppbygning og drift, samt videre analyse, er gjort i kapittel 7.2 Vurdering av system 310.004 – solfangere på tak.

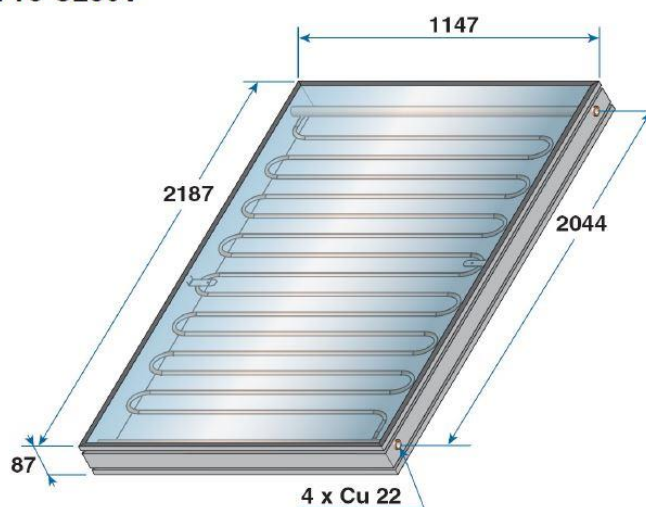


Figur 26 Bilde av solfangerne på Hotell Scandic Lerkendal.

På Hotell Scandic Lerkendal er det benyttet plane solfangere av typen De Dietrich C250V og C250H. Anlegget her består av 140 paneler med et samlet areal på 379,29 m² hvor 352,5 m² er aktivt varmevekslerareal.

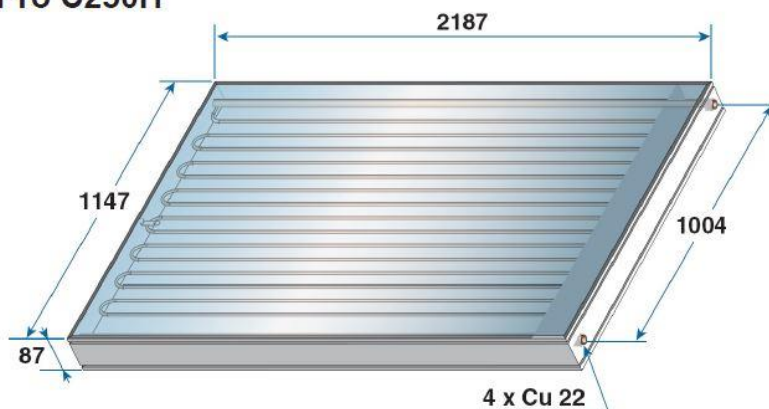
Figur 27 og Figur 28 viser skjematiske tegninger av de to ulike solfangertypene. Forskjellen på de to paneltypene er i hvilken retning de er lengst. C250V har en lengre vertikal lengde, mens C250H har en lengre horisontal lengde. Grunnen til at det er brukt to ulike paneltyper er for å utnytte takarealet så godt som mulig. De to fremste radene består av horisontale paneler (C250H), mens den bakerste består av vertikale paneler (C250V).

Pro C250V



Figur 27 Skjematisk tegning av solfanger Pro C250V (SGP Varmeteknikk AS, 2016).

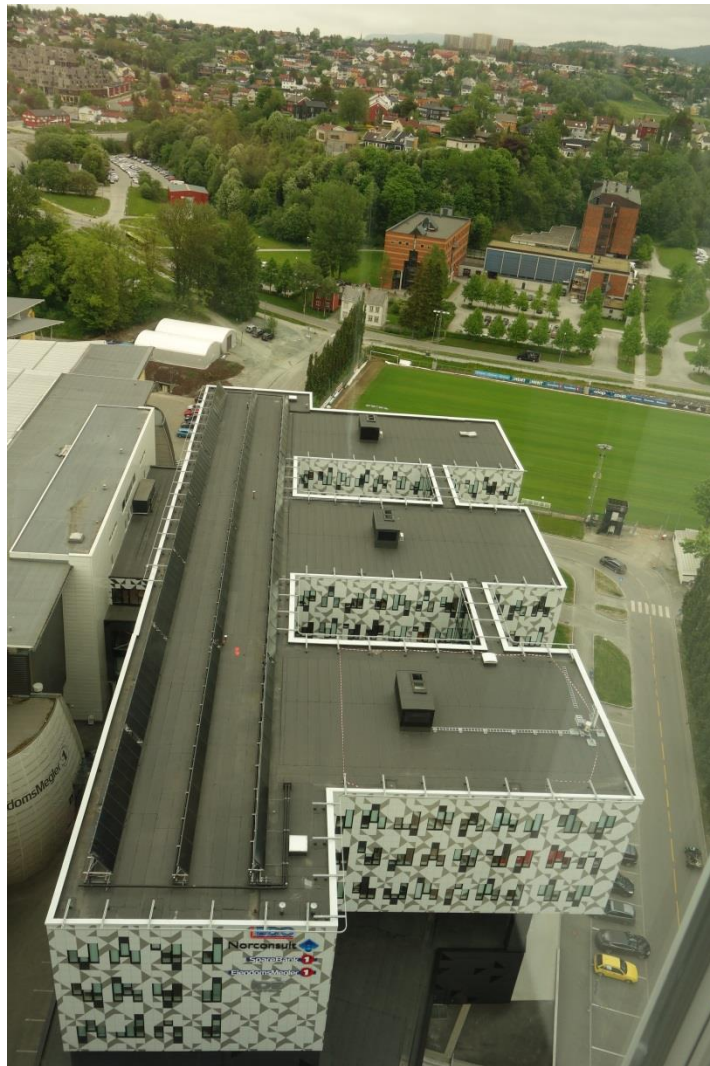
Pro C250H



Figur 28 Skjematisk tegning av solfanger Pro C250H (SGP Varmeteknikk AS, 2016).

Systemet er et indirekte system hvor propylenglykol (ca. 35 %), også kalt «solarvæske», varmes opp i solfangerne. Den varme solarvæsken avgir varme i solvarmeoverføringsstasjoner av typen Paw

SolexMaxi HZ og lagres på fire akkumuleringstanker. Tankene er av type Akvaterm AKVA og har er volum på 5000 L hver. Figur 29 viser et oversiktsbilde av hele solfangeranlegget.



Figur 29 Oversiktsbilde av solfangeranlegget ved Hotell Scandic Lerkendal.

4.8.1 Kobling av solfangere

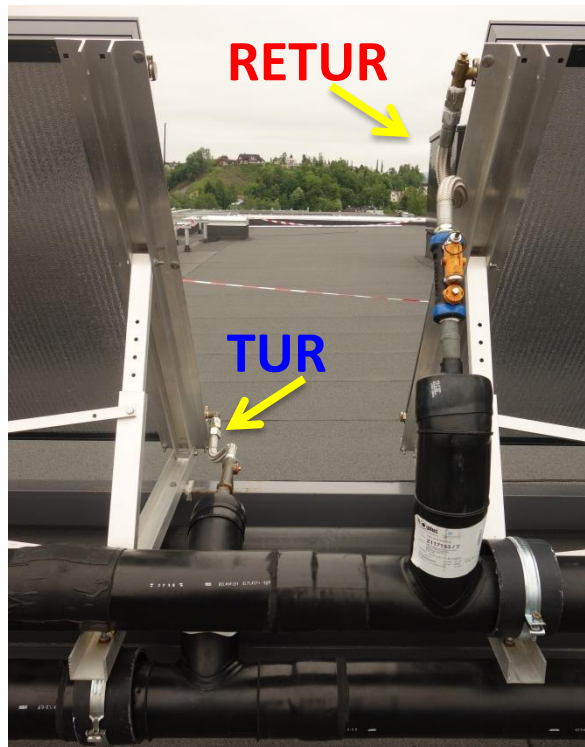
Solfangerne er koblet i grupper hvor hver gruppe består av 10 paneler. Disse gruppene er innregulert med en strupeventil for å sikre lik væskemengde (Høili & Lindø, 2015). Opp på taket kommer det en felles turlledning med kaldt vann, mens en felles returledning sender oppvarmet vann ned til varmevekslerne i kjelleren av bygget. Disse felles rørledningene vises i Figur 30.

For hver gruppe av solfangerpaneler er det koblet til en turlledning i bunnen i den ene enden av rekken og en returledning i toppen av den andre enden av rekken, som vist i Figur 31. Alle panelgruppene er innregulert med lik væskemengde. Grunnen til at panelene er inndelt i grupper er for å redusere friksjonstap i systemet, og dermed blir nødvendig energi til pumpedrift redusert. Det

er viktig at turledningen er koblet inn i bunnen, mens returledningen er koblet i toppen av solfangeren. Dette gjør at de termiske egenskapene til vannet blir best mulig utnyttet – varmt vann med lavere tetthet beveger seg oppover i solfangeren.



Figur 30 Bilde av felles tur- og returledning for solfangeranlegget på Hotell Scandic Lerkendal



Figur 31 Bilde av tur- og returkobling på solfangerne ved Hotell Scandic Lerkendal.

4.8.2 Propylenglykol

I solfangeranlegget på Scandic Lerkendal brukes en blanding av propylenglykol og vann som solarvæske. Blandingen med propylenglykol brukes for å unngå at væsken i solfangerne skal fryse, i tillegg til at propylenglykol har en høy stagnasjonstemperatur og tåler opp mot 160 °C uten å koke eller brytes ned. På denne måten er det ingen behov for å tappe ned anlegget i kalde perioder eller i perioder med mye sol og høy temperatur i solfangerne. Det er følgelig mulig å utnytte solfangerne hele året. Andre forelder med propylenglykol er at det er ugiftig, biologisk nedbrytbart og relativt stabilt. (Solar365, 2016)

Rent vann er den ideelle solarvæske, så for å utnytte så mye som mulig av energien fra solen er det viktig å ikke bruke for høy konsentrasjon av propylenglykol. Ulempene med propylenglykol i stedet for vann er blant annet:

- Viskøst materiale som krever mer pumpekraft enn rent vann.
- Over tid vil blandinger med propylenglykol forringes og «slites ut». Det er derfor viktig å undersøke væsken jevnlig, da en av konsekvensene vil være høyere surhet som kan skade systemet.
- Lavere spesifikk varmekapasitet enn vann fører til at det må pumpes flere liter med væske for å ta opp samme energimengde.

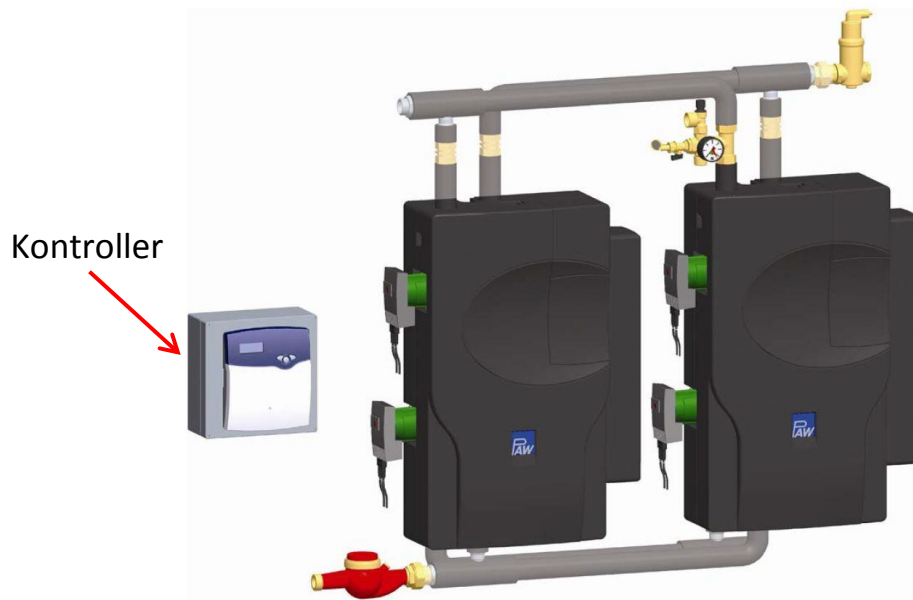
Med en 35 % propylenglykolblanding er frysepunktet til væsken ca. -17 °C, mens rørene ikke vil sprekke på grunn av frosset væske før ved -40 °C (mellom disse temperaturene har væsken en slushkonsistens). (Solar365, 2016)

4.8.3 Kaskadevekslere – varmevekslere mellom solfanger og akkumuleringstank

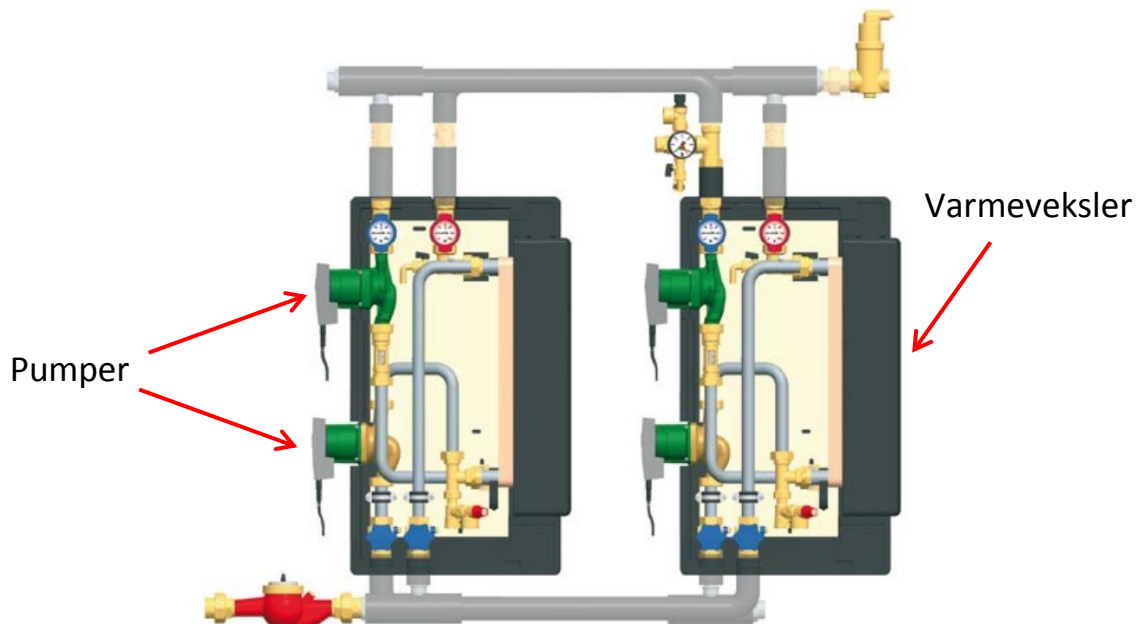
Mellom solfangerne og akkumuleringstankene er det tre soloverføringsstasjoner av typen SolexMaxi-kaskade. Leverandøren beskriver produktet som «en prafabrikert og trykkprøvd sentral for overføring av varme fra primær/solkretsen til en sekundær krets. Den består av flere parallelle enheter(...)» (SGP Varmeteknikk AS, 2009).

På Hotell Scandic Lerkendal er det tre parallellkoblede enheter. Hver enhet har kapasitet nok til å dekke ca. 100 m² med solfangerareal og inneholder en platevarmeveksler i tillegg til to pumper; en på primær- og en på sekundærsiden. Figur 32 og Figur 33 viser tegninger av soloverføringsstasjonene fra henholdsvis utsiden og innsiden. På Figur 32 er kontrollenheten til systemet tegnet inn. Denne er ferdigmonter og forhåndsinnstilt, og kobles til en temperatursensor i selve solfangeren og en i akkumuleringstanken. Kontrolleren styrer når pumpene skal slås av og på. I systemet på Scandic Lerkendal skrur pumpene på ved $\Delta T = 10$ K mellom akkumuleringstanker og solfangere, og av ved $\Delta T = 6$ K. Figur 34 viser et bilde av soloverføringsstasjonene slik de ser ut på hotellet.

Under oppstart av soloverføringsstasjonene måles først ønsket temperaturdifferanse mellom solfanger og akkumuleringstank. Når denne er høy nok vil pumpene i primærkretsen (solkretsen) starte. Pumpene i sekundærkretsen vil først driftes på et minimum, men etter oppnådd temperaturdifferanse mellom føler etter solfangeranlegget og akkumuleringstanken vil pumpene reguleres uavhengig av pumpene i primærkretsen. (SGP Varmeteknikk AS, 2009)



Figur 32 Tegning av PAW SolexMaxi-Kaskade og kontroller. Fra leverandør (SGP Varmeteknikk AS, 2009).



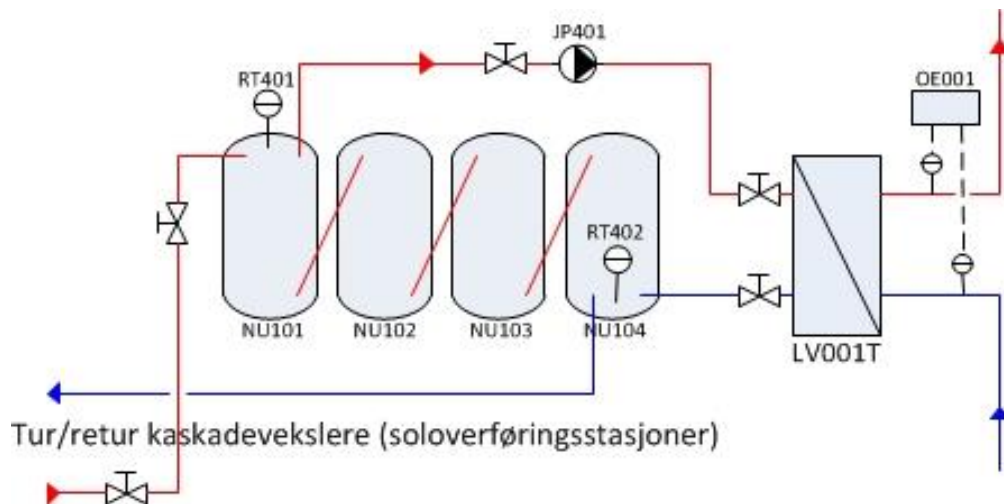
Figur 33 Tegning av innsiden til PAW SolexMaxi-Kaskade. Fra leverandør (PAW, 2008).



Figur 34 Bilde av soloverføringsstasjonene av typen PAW SolexMaxi.

4.8.4 Kobling av akkumuleringstanker

For å utnytte varmen fra solfangerne best mulig er kobling av akkumuleringstankene viktig. Befaring på anlegget viser at tankene er koblet som på systemskjemaet – i serie. Figur 35 viser hvordan tankene er sammenkoblet og hvilke rør som leder varmt og kaldt vann. Figuren viser at oppvarmet vann fra solfangeranlegget føres inn i toppen av tank NU101. I toppen av denne tanken hentes også varmt vann til varmeveksler LV001T, som veksler til tappevannet. Som beskrevet i kapittel 4.6 Temperatursjiktning i akkumuleringstanker, er det i toppen av denne tanken det varmeste vannet skal befinne seg. Etter at varmtvannet fra akkumuleringstanken har strømmet gjennom varmeveksleren og avgitt varme til tappevannet, føres det inn i bunnen av tank NU104. Her hentes det også ut kaldt vann som igjen går inn i kaskadevekslerne mellom solfanger og akkumuleringstanker.



Figur 35 Sammenkobling av akkumuleringstankene i system 310.004. Røde linjer = rør med varmt vann, blå linjer = rør med kaldt vann.

4.8.5 Styring av pumpe JP401 i system 310.004

Pumpe JP401 står mellom akkumuleringstankene og varmeveksleren til tappevannskretsen. I beskrivelsen fra leverandør står det at «pumpe mot tappevannsvexler må temperaturreguleres (mengderegulering)». Dette er viktig for å ikke ødelegge temperatursjiktingen i akkumuleringstankene. Dersom pumpen er dårlig regulert kan dette føre til at varmt vann fra toppen av tanke NU101 pumpes ned til bunnen av tank NU104. Figur 36 viser et bilde av pumpen som er plassert i energisentralen i hotellet.



Figur 36 Bilde av pumpe JP401 i system 310.004.

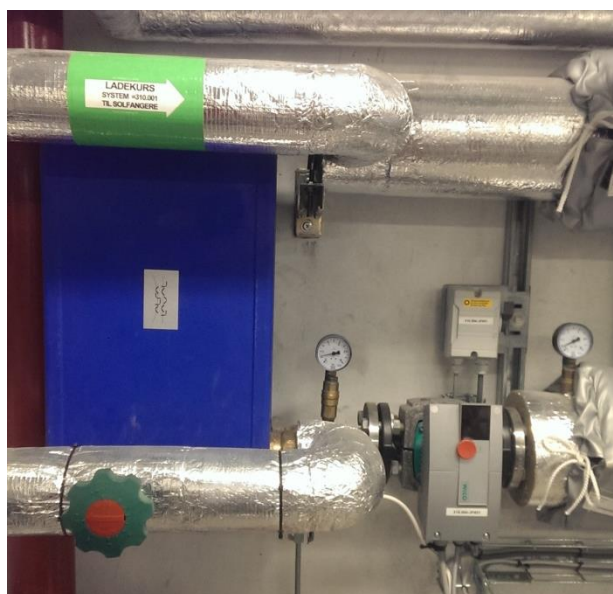
4.8.6 Varmeveksler LV001T

Varmeveksleren mellom akkumuleringstankene og tappevannskretsen er en motstrøms varmeveksler med en kapasitet på 450 kW for en LMTD på 16,6 K. Dette vil gi en ΔT på kald side (tappevannssiden) på 41,3 K. Tabell 6 viser de tekniske spesifikasjonene varmeveksleren er dimensjonert etter.

Spesifikasjoner varmeveksler LV001T		
	Varm side	Kald side
Fluid	Vann	Vann
Tetthet [kg/m^3]	989,2	995,2
Spesifikk varmekapasitet [$\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$]	4,17	4,18
Termisk konduktivitet [$\text{W/m}\cdot\text{K}$]	0,635	0,614
Massestrøm [kg/s]	3,078	2,6
Innløpstemperatur [$^{\circ}\text{C}$]	60	5
Utløpstemperatur [$^{\circ}\text{C}$]	25	46,3

Tabell 6 Spesifikasjoner for varmeveksler LV001T i system 310.004.

Figur 37 viser et bilde av varmeveksler LV001T plassert i energisentralen på hotell Scandic Lerkendal. Pumpe JP401 vises også på dette bildet. Bildet viser den fysiske størrelsen til varmeveksleren, som er 36,5x21x70 cm. Det er viktig at denne varmeveksleren har tilstrekkelig overføringskapasitet, da det kun er momentanveksling av varme fra solfangeranlegget til tappevannet. Dersom varmeoverføringskapasiteten til veksleren ikke er god nok vil dette føre til at den termiske energien lagret i akkumuleringstankene ikke blir utnyttet. Det kan i tillegg føre til ødeleggelse av temperatursjiktningen i akkumuleringstankene på grunn av for lite varmeoverføring i veksleren (for lite avkjøling av vannet som kommer tilbake til tanken).



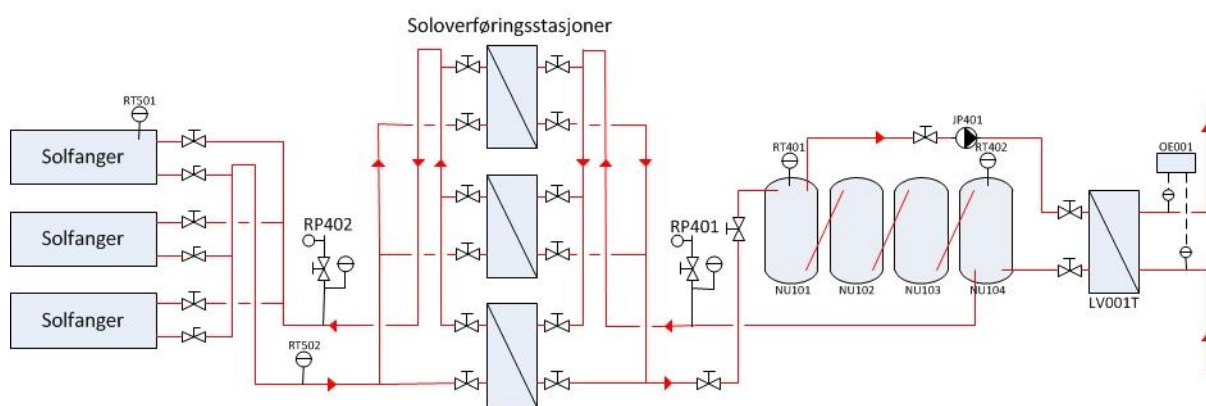
Figur 37 Bilde av varmeveksler LV001T og pumpe JP401 i system 310.004.

4.8.7 Målerutrustning

I system 310.004 Solfangere på tak finnes følgende målere:

- To temperaturmålere på primær/solsiden: RT501 og RT502.
- En trykksensor på primær/solsiden: RP402.
- En trykksensor på sekundær/akkumuleringssiden: RP401.
- To temperatursensorer i akkumuleringstankene: RT401 og RT402.
- En energimåler på tappevannssiden: OE001.

I Figur 38 vises systemet med alle målere i systemet tegnet inn. Ved befaring av anlegget ble det oppdaget at temperaturføler RT402 er plassert i toppen av tank NU104. Denne er i utgangspunktet tegnet inn i bunnen av tank NU104, hvor det ideelt sett skal være kaldest vann. Figur 39 viser et bilde av temperaturføler RT401.



Figur 38 Systemskjema av solfangeranlegget med alle målere inntegnet.



Figur 39 Bilde av temperaturføler RT401 i system 310.004. Plassert på tank NU101.

4.8.8 Nødvendig energimengde fra solfanger for full «oppladning» av tankene

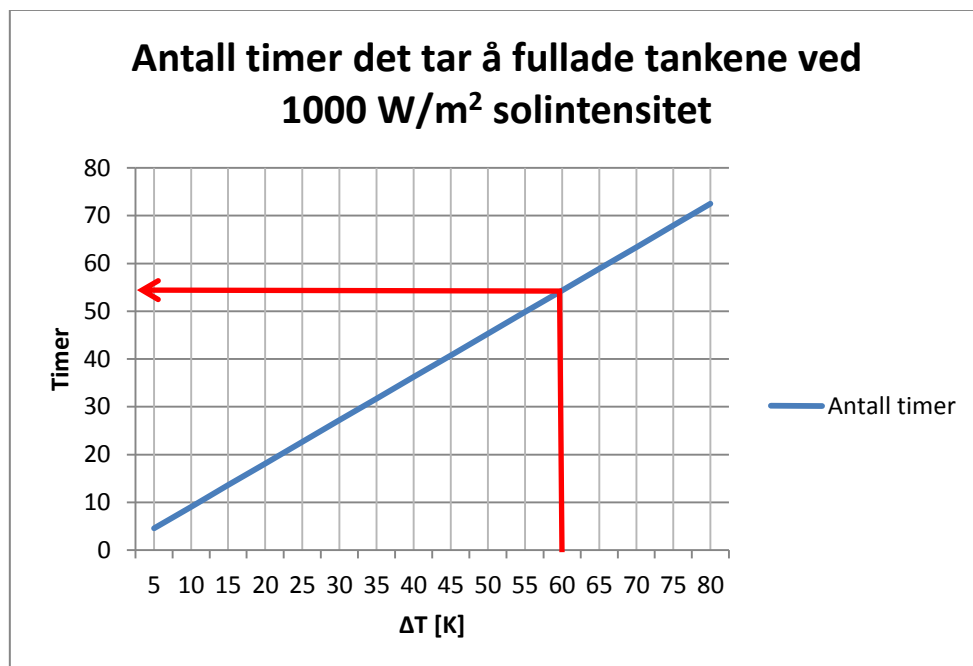
Årlig innstrålt solenergi ved optimal helningsvinkel er 1023 kWh/m²·år, mens korreksjonsfaktor for asimut- og helningsvinkelen kan finnes i henholdsvis Figur 18 og Figur 19. Midlere virkningsgrad til solfangeren vil variere med hensyn på temperatur i solfangeren og innstrålt solenergi, som vist i Figur 22 og Figur 23. Velger $\Delta T = 35$ K, basert på en årlig gjennomsnittstemperatur i Trondheim på ca. 6 °C og en midlere væsketemperatur i solfangerne på ca. 40 °C. Dett gir $\overline{\eta_{Sf}} = 65$ % ved 1000 W/m² solinnstråling og $\overline{\eta_{Sf}} = 50$ % ved 500 W/m² solinnstråling. Korreksjonsfaktorene for henholdsvis asimut- og helningsvinkel blir $f_A = 1$ og $f_H = 0,98$. Dette gir følgende resultater:

- $Q_{utb} = \text{ca. } 650 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{år}$ med 1000 W/m² solintensitet
- $Q_{utb} = \text{ca. } 500 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{år}$ med 500 W/m² solintensitet

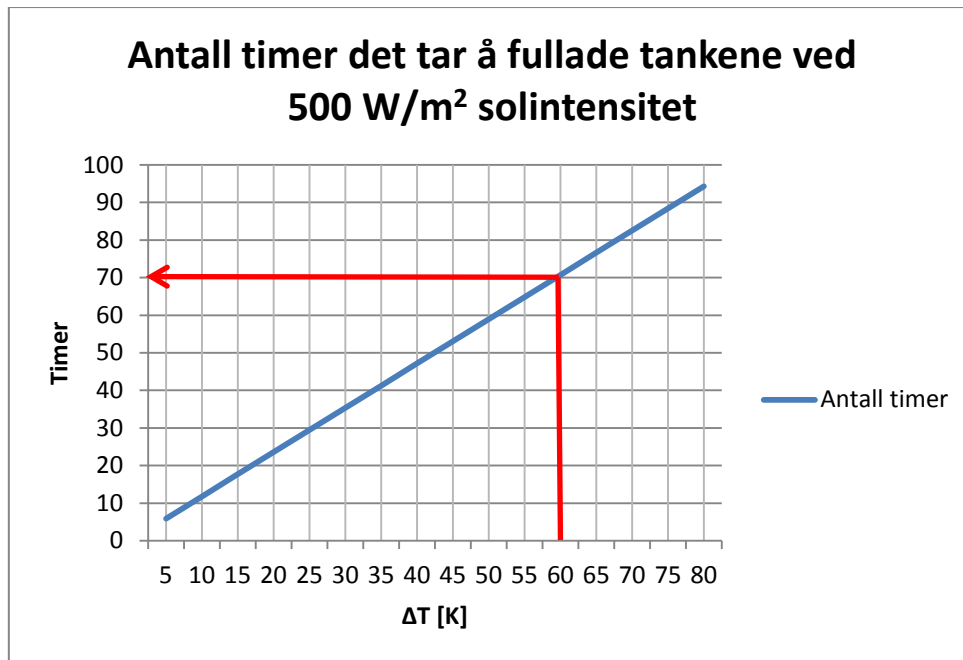
Med et aktivt solfangerareal på 352,5 m² blir utbyttet fra hele solfangeranlegget som følger:

- $Q = \text{ca. } 229\,000 \text{ kWh/år}$ med 1000 W/m² solintensitet
- $Q = \text{ca. } 176\,000 \text{ kWh/år}$ med 500 W/m² solintensitet

Basert på disse tallene er det mulig å regne ut hvor mange timer solfangeranlegget må jobbe med en gitt solintensitet for å lade opp akkumuleringstankene avhengig av ΔT . Figur 40 og Figur 41 viser grafisk hvor mange timer det vil ta å fullade akkumuleringstankene dersom solintensiteten er henholdsvis 1000 W/m² og 500 W/m².



Figur 40 Antall timer det tar å fullade akkumuleringstankene avhengig av ΔT med en solintensitet på 1000 W/m².



Figur 41 Antall timer det tar å fullade akkumuleringstankene avhengig av ΔT med en solintensitet på 500 W/m^2 .

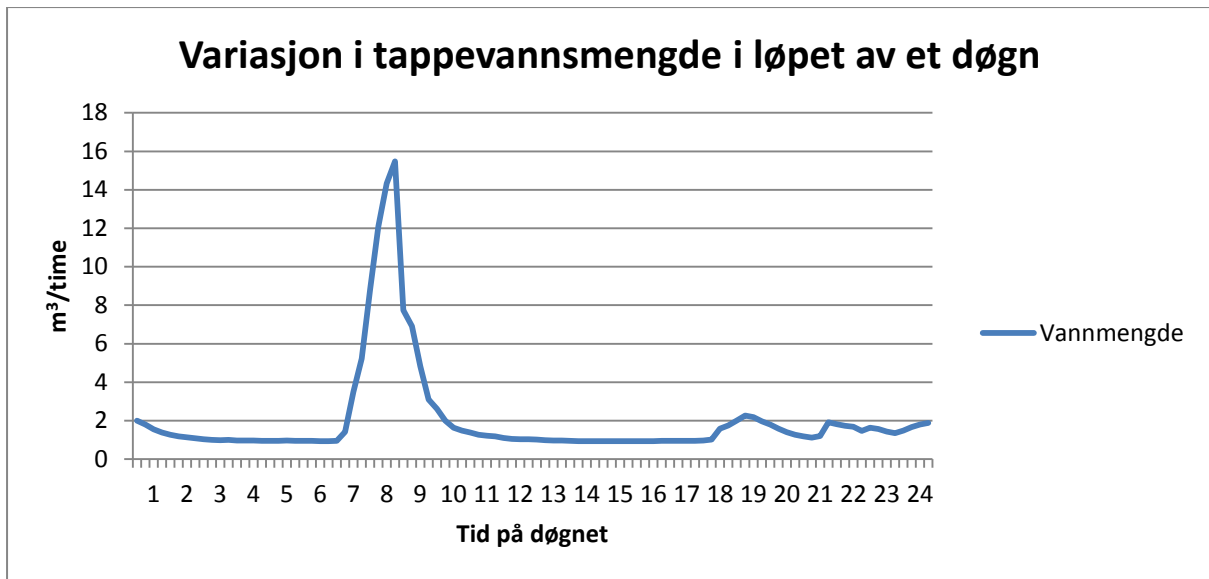
Disse grafene viser at for et ønsket temperaturløft fra nett vannstemperatur til en lagringstemperatur på $70 \text{ }^\circ\text{C}$ ($\Delta T = 60 \text{ K}$ hvis nett vannstemperaturen er $10 \text{ }^\circ\text{C}$) er det nødvendig med over 50 timer solinnstråling med 1000 W/m^2 solintensitet. Ved 500 W/m^2 solintensitet er timeantallet for fulladede tanker med $70 \text{ }^\circ\text{C}$ vann ca. 70. Dette er for å løfte temperaturen på hele tankvolumet 60 K .

Basert på resultatene for Q_{Utb} er det også mulig å beregne teoretisk nødvendig solfangerareal. Benytter formel (6) med $Q_{\text{Behov}} = 230\,465 \text{ kWh}$ (fra prosjektering) og $\eta_{\text{DeKn}} = 50 \%$. Dette gir følgende resultater:

- $A_{\text{Solf}} = 176 \text{ m}^2$ for 1000 W/m^2 solintensitet
- $A_{\text{Solf}} = 230 \text{ m}^2$ for 500 W/m^2 solintensitet

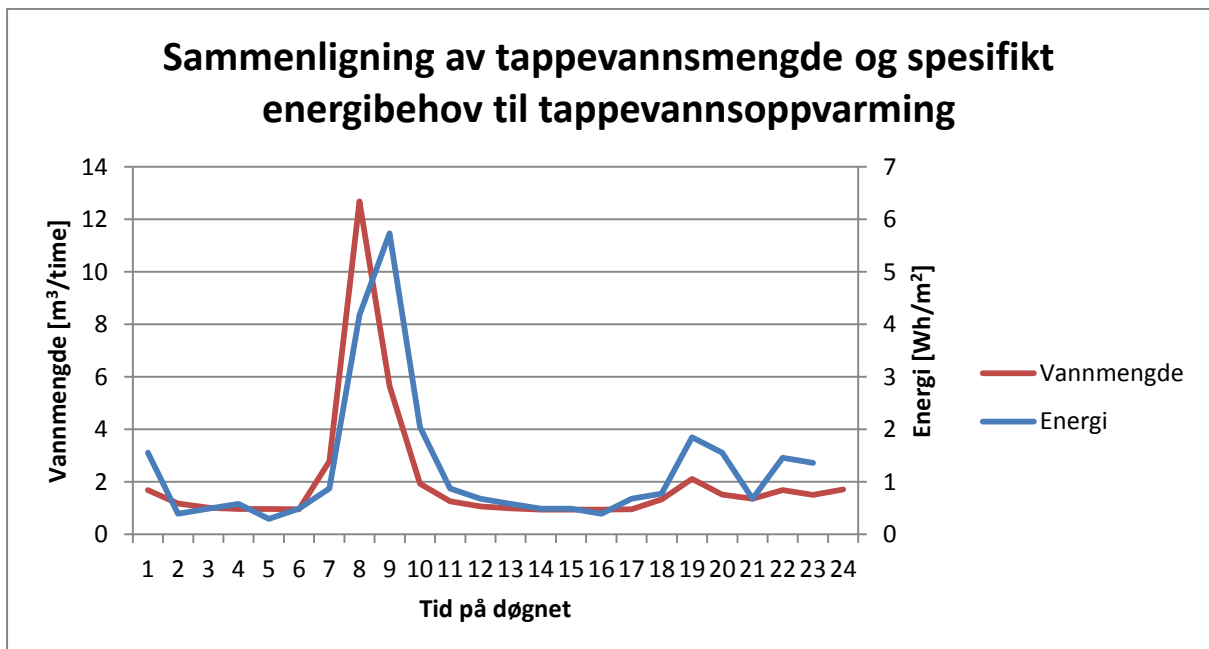
4.8.9 Døgnvariasjon i tappevannsmengde

Behovet for tappevann vil variere mye i løpet av et døgn. Det finnes ingen måler som registrerer historiske vannmengder, men basert på temperaturen ut av system 310.012 – varmegjenvinning fra kjøle- og fryserom er det gjort et anslag på hvordan mengden tappet vann varierer i løpet av et døgn. Figur 42 er en grafisk fremstilling av hvordan vannmengden varierer i løpet av et døgn. Det er brukt gjennomsnittstemperaturmålinger fra perioden 26.-28. april 2016. Utrekningen er basert på at varmegjenvinningen har en gjennomsnittlig effekt på 30 kW og det er antatt at temperaturen inn i varmegjenvinningstanken holdt seg konstant på $6 \text{ }^\circ\text{C}$. Dette vil ikke gi et nøyaktig resultat, men det gir en indikasjon på hvordan tappevannsbehovet varierer.



Figur 42 Variasjon i tappevannsmengde i løpet av et døgn ved Hotell Scandic Lerkendal. Basert på gjennomsnittstemperaturer for perioden 26.-28. april 2016 ut av system 310.012 (varmegjenvinning fra kjøle- og fryserom).

Grafen i Figur 42 viser at det desidert største behovet for tappevann er på morgenen med opp mot 16 m³/time. Resten av døgnet er behovet relativt konstant, med små variasjoner på kveldstid. Sammenlignet med grafen i Figur 4 er det tydelig at tappevannprofilen på Hotell Scandic Lerkendal er annerledes enn antatt i utregningen fra prNS3031. Antall kWh benyttet til tappevannsoppvarming vil naturligvis følge mengdebehovet for varmt tappevann. Figur 43 viser dette grafisk.



Figur 43 Sammenligning av tappevannsmengde og spesifikt energibehov til tappevannsoppvarming. Gjennomsnittlig over en periode på tre døgn 26.-28. april 2016.

5 Polysun og simulering av solfangeranlegget

For å kunne komme med fornuftige forslag til endringer i solfangeranlegget er det valgt å lage en simuleringsmodell. Dette er på grunn av den svært lave dekningsgraden for oppvarming av tappervann solfangerne til nå har hatt. VelaSolaris har bidratt med en gratis lisens til simuleringsprogrammet Polysun. Hovedgrunnen til at det er valgt å gjøre simuleringer, er at dette er avgjørende for å kunne analysere systemet og trekke slutninger for hvordan energiutnyttelsen kan forbedres. I tillegg vil en simulering av anlegget kunne være med på å verifisere om dagens systemutforming er ideell. Dette kapittelet vil gå gjennom hvordan modellen har blitt bygget opp, hvilke antagelser som er tatt og hvilke resultater simuleringen ga.

5.1 Om Polysun

Polysun er et simuleringsverktøy utviklet av Vela Solaris og er i utgangspunktet rettet mot ingeniører som designer termiske og elektriske energisystemer. Programmet er utviklet for fornybaresektoren og det er mulig å simulere systemer med solceller, solfangere, varmepumper og geotermiske energikilder. Polysun finnes i to versjoner; Designer og Professional. Det er meningen å bruke simuleringsresultater fra Polysun til å overbevise kunder om hvorfor de bør velge en gitt energiløsning, enten det gjelder et nytt system eller oppgradering av et gammelt. Simuleringene gir detaljerte rapporter som inneholder detaljert informasjon om energiflyt i anlegget.

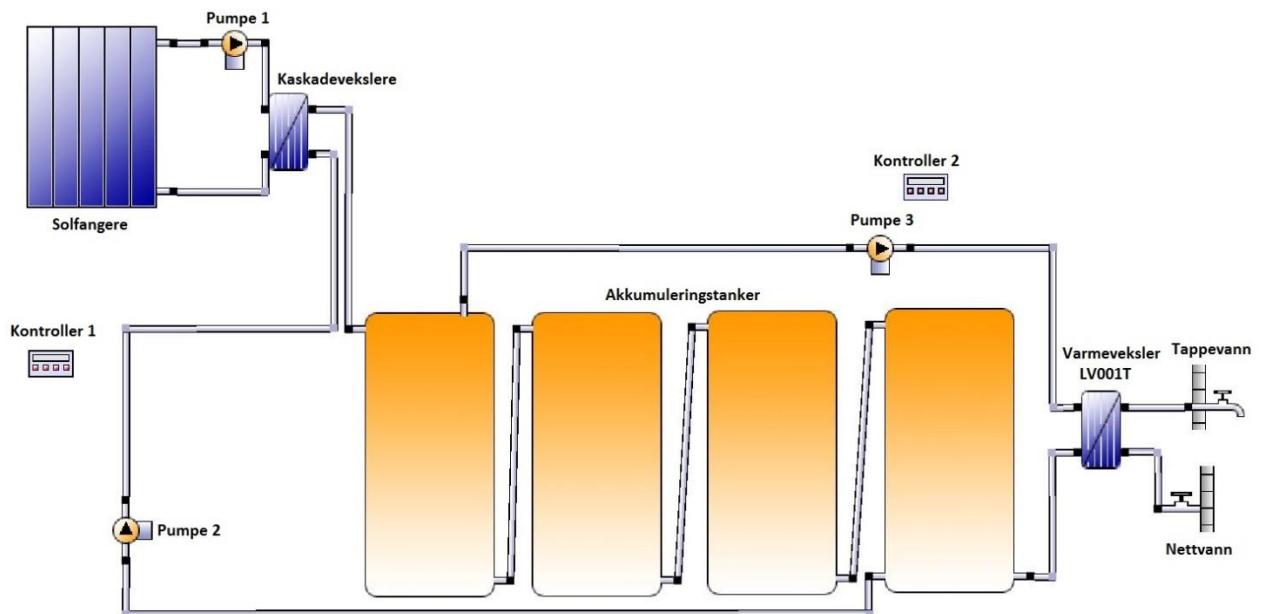
En simulering i Polysun har en varighet på et år og tar hensyn til lokale klima- og solforhold. Simuleringene i Polysun er timesbaserte og blir derfor veldig nøyaktige. Det brukes timesverdier for varierende parametere, som for eksempel temperatur, vindhastighet, luftfuktighet og global solinnstråling. Polysun tilbyr blant annet følgende funksjoner for simuleringer i programmet (Vela Solaris, 2016):

- Valg av målesystem (metrisk eller imperisk).
- Brukeren velger selv lokasjon på et elektronisk kart, dette vil automatisk generere værdata.
- For økonomiske analyser kan bruker bestemme lokal valuta og kraftpris.
- Muligheter for å generere flere ulike rapporttyper (kort, profesjonell, økonomisk).
- Grafisk fremstilling av simuleringsresultater.
- Muligheter for å benytte ferdigdefinerte komponenter eller lage egne.
- Egendefinerte kontrollere til å styre systemet som ønskelig.

5.2 Modellen i Polysun

Figur 44 viser et bilde av modellen fra Polysun. Modellen er basert på systemskjema, SD-anlegg og befaringer på anlegget. De ulike komponentene i systemet er her merket med navn. Kontrollerne og pumpene er nummerert for enklere å kunne referere til disse ved senere forklaringer og gjennomgang av systemet. Denne modellen er noe forenklet sammenlignet med det virkelige

systemet, men antas å være detaljert nok til å kunne brukes for å finne indikasjoner på hvordan systemutformingen ideelt sett bør være.



Figur 44 Modell av solfangeranlegget laget i Polysun.

5.2.1 Forenklinger og antagelser

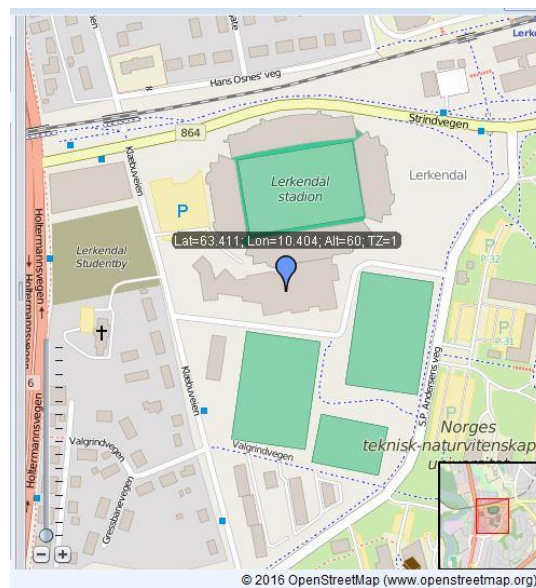
For å bygge modellen i Polysun ble det gjort følgende antagelser og forenklinger:

- Det er kun solfangeranlegget som er simulert i Polysun. Resten av energisystemet er utelatt for å gjøre modellen enkel, i tillegg til at denne oppgaven har hovedvekt på solfangeranlegget så det er denne delen som anses som mest interessant.
- På grunn av plasseringen av solfangeranlegget (på taket av kongressdelen på syv etasjer) anses skygger på panelene som en neglisjerbar faktor. Det eneste omkringliggende elementet som potensielt kunne skapt skygge er selve hotellblokken, men denne er plassert vest for solfangerne. Solfangerne er orientert direkte mot sør, så hotellblokken antas å skygge minimalt, om noe, på panelene.
- Kaskadevekslerne mellom solfanger og akkumuleringstanker er av typen PAW SolexMaxi. Dette er solenergioverføringsstasjoner med integrerte pumper og varmeveksler. I simuleringen er det brukt separate pumper og varmeveksler, i tillegg til at det er valgt å bruke en enhet i stedet for tre. Størrelse og virkningsgrad er hensynstatt i simuleringen. Denne forenklingen antas å gi tilnærmet likt resultat.
- Det er i utgangspunktet laget en modell som følger de samme forutsetningene som simuleringens modell til leverandøren av anlegget.
- Modellen er forsøkt bygget så nøyaktig som mulig etter det virkelige systemet, men det er likevel tatt høyde for at modellen kan inneholde eventuelle feil. Modellen brukes for å finne indikasjoner på hvilken systemutforming som gir det beste energiutbyttet.

- Innbyrdes skygge mellom panelene antas å være neglisjerbar etter opplysninger fra ansvarlig driftspersonell.

5.2.2 Plassering av anlegget

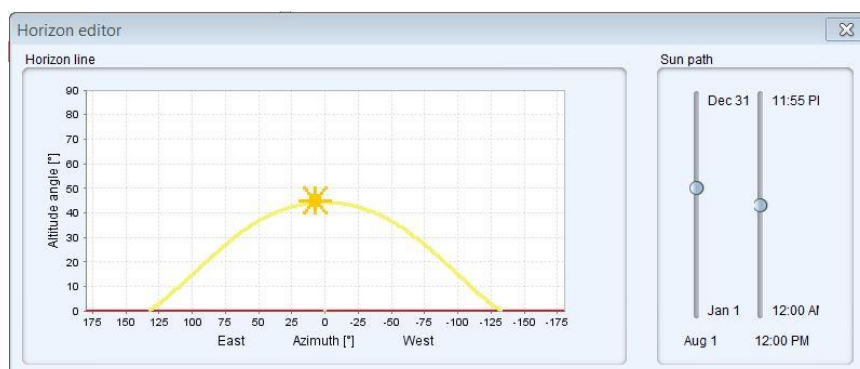
Figur 45 viser hvor nøyaktig det er mulig å plassere anlegget man simulerer. Polysun benytter karttjenesten Open Street Map og lar brukeren plassere anlegget på ønsket lokasjon. Dette gir et så godt resultat som mulig (og er nyttig for resultatet av simuleringen). Simuleringen tar hensyn til lokale klima- og solforhold.



Figur 45 Nøyaktig plassering av anlegget i Polysun. Utklipp fra simuleringsprogrammet.

5.2.3 Horisont og solkurver

Figur 46 viser at det er mulig å se hvordan solprofilen for plasseringen endrer seg avhengig av tid på året og døgnet. I tillegg er det mulig å legge inn eventuelle hindringer/blokkeringer som vil påvirke innstrålt sol på solfangerne.

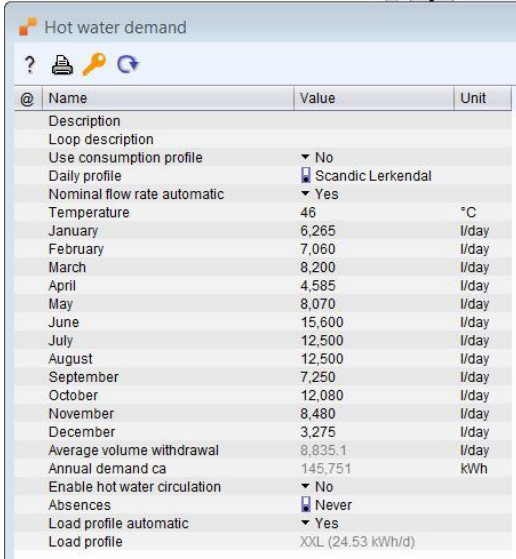


Figur 46 Solprofil og muligheter for å legge inn skygge fra omgivelser i Polysun. Utklipp fra simuleringsprogrammet.

5.2.4 Varmtvannsforbruk/behov

Figur 47 viser hvordan vannforbruket varierer fra måned til måned. Tallene som er lagt inn her er basert på det reelle forbruket hotellet har hatt fra mars 2015 – februar 2016. Disse tallene er valgt som utgangspunkt for å se hvor stor andel av dette solfangeranlegget potensielt kan klare å dekke ved korrekt systemutforming og dimensjonering. Det er valgt å legge inn 50 % av det reelle forbruket, da det er denne energidekningsgraden for tappevannsoppvarming solfangeranlegget er prosjektert til å ha. I tillegg er det antatt at 70 % av det totale vannforbruket på hotellet er varmtvann, basert på erfaring fra driftspersonale. Temperaturkravet ut av varmeveksler LV001T er satt til 46 °C, da dokumentasjon fra leverandør av solfangeanlegget viser at det er denne temperaturen de har antatt.

Behovet for varmtvann har variert mye i løpet av året. Dette skyldes ujevnt antall gjester på de ulike tidene av året, for eksempel flere gjestedøgn i sommermånedene. Grunnen til at det er valgt å bruke reelt forbruk og ikke gjennomsnitt i simuleringene er at det da blir mulig å sammenligne simuleringen med virkeligheten. Et varierende behov for varmt tappevann vil påvirke effektiviteten til solfangeranlegget sammenlignet med et konstant tappevannsbehov.



Name	Value	Unit
Description		
Loop description		
Use consumption profile	No	
Daily profile	Scandic Lerkendal	
Nominal flow rate automatic	Yes	
Temperature	46	°C
January	6,265	l/day
February	7,060	l/day
March	8,200	l/day
April	4,585	l/day
May	8,070	l/day
June	15,600	l/day
July	12,500	l/day
August	12,500	l/day
September	7,250	l/day
October	12,080	l/day
November	8,480	l/day
December	3,275	l/day
Average volume withdrawal	8,835.1	l/day
Annual demand ca	145,751	kWh
Enable hot water circulation	No	
Absences	Never	
Load profile automatic	Yes	
Load profile	XXL (24.53 kWh/d)	

Figur 47 Varmtvannsbehov lagt inn i Polysun. Basert på forbruk av varmtvann første driftsår. Utklipp fra simuleringprogram.

Døgnvariasjon i tappevannsforbruk ble lagt inn i programmet. Det bestemmes da hvor mange prosent av forbruket som forekommer hver time. Det er her valgt å basere tallene på erfaringer fra driftspersonell, som også underbygges av beregninger gjort i Kapittel 4.8.9 Døgnvariasjon i tappevannsmengde, med det desidert høyeste forbruket i morgentimene.

5.2.5 Kaldtvannsforsyning

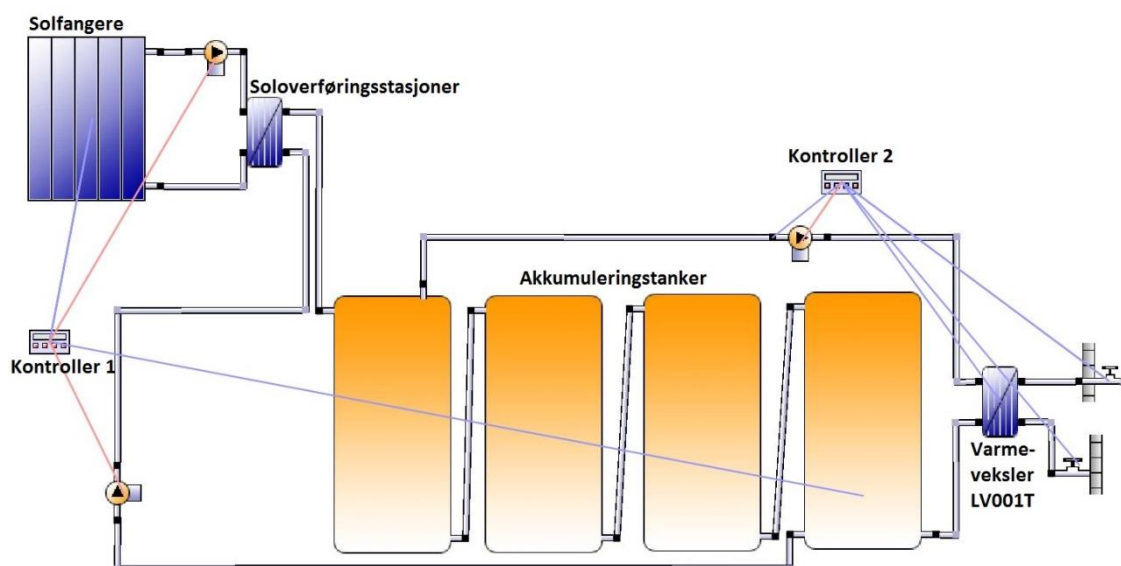
Det er valgt å ta utgangspunkt i at temperaturen inn på kald side av varmeveksleren mellom akkumuleringstankene og tappevannskretsen har en temperatur på $7\text{ °C} \pm 1\text{ °C}$, da dette er så nært som mulig til det leverandøren av anlegget har brukt. Leverandør har antatt 6 °C om vinteren og 8 °C om sommeren.

5.2.6 Kontrollere

For å få modellen til å fungere som ønskelig må det legges inn kontrollere som styrer systemet. I denne modellen ble det lagt i to kontrollere som vist i Figur 48. En som styrer pumpene i henholdsvis solfangerkretsen og kretsen mellom soloverføringsstasjonene og akkumuleringstankene, og en som styrer pumpen i kretsen mellom akkumuleringstankene og tappevannskretsen. Kontrollerne bestemmer når de ulike pumpene skal starte og stoppe og det er de som styrer systemet.

Kontroller 1 er definert slik at pumpe 1 og 2 starter opp når ΔT mellom solfanger og akkumuleringstanker 10 K. Samtidig stoppes pumpene når den samme temperaturforskjellen er 6 K. På denne måten unngås det å pumpe akkumulert varmtvann opp i solfangerne. Dette er sånn systemet styres i virkeligheten. Begge pumpene er mengderegulerte.

Kontroller 2 er definert slik at pumpe 3 startes opp når temperaturen i røret før pumpen er høyere enn temperaturen på nett vannet. Dette gjør at vekslingen mellom tankene og tappevannet kun skjer når det finnes varmt vann i tankene og det er sånn det er ment at anlegget skal styres i virkeligheten. Pumpen her er mengderegulert.



Figur 48 Modell av solfangernalegget laget i Polysun.

5.3 Sammenligning av egne og prosjekterte simuleringsresultater

Etter å ha bygget modellen ferdig i Polysun ble simulerte resultater sammenlignet med simuleringsresultatet fra leverandøren av anlegget. For å kunne bruke modellen videre var det ønskelig med et resultat som i utgangspunktet var så likt som mulig som resultatet til leverandøren, som en bekreftelse på at anlegget var simulert så rett som mulig. De to simuleringene er ikke foretatt i samme program. Leverandøren har brukt programmet T*SOL.

Tabell 7 viser forskjellen på simuleringene. Simuleringsresultatene er ikke helt identiske, men har et avvik på ca. 1,7 %. Dette antas å være grunnet noe ulike forutsetninger for simuleringen og resultatet godtas.

Simulerte verdier solfangerpotensial	
Fra leverandør	115 483 kWh/år
Egen simulering	117 497 kWh/år

Tabell 7 Sammenligning av simulerte verdier for potensiell energi hentet fra solfangeranlegget.

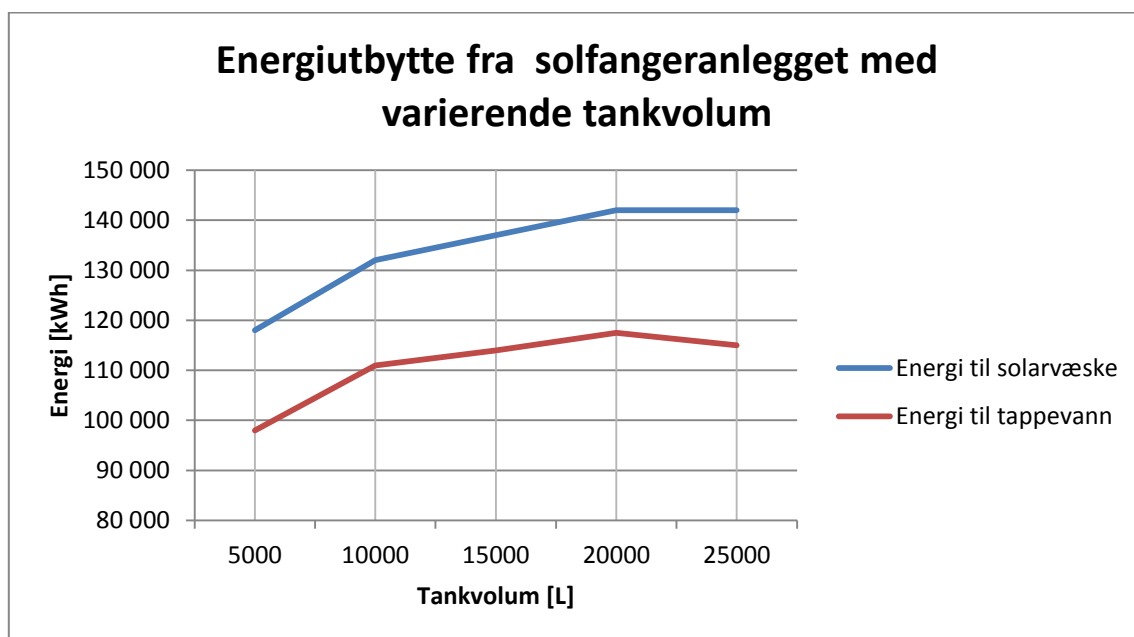
Resultatet fra egen simulering er et godt utgangspunkt for å kunne vurdere den nåværende systemløsningen og i tillegg se på potensielle endringer det er mulig å gjøre for å utnytte enda mer av energien fra solfangerne enn med dagens systemutforming.

6 Simulering av solfangeranlegg med ulike systemutforminger

Dette kapittelet presenterer simuleringer gjort i Polysun. Simuleringene er utført med ulike systemvariasjoner er det undersøkt hvilke konsekvenser de ulike endringene har for hvor mye energi det er mulig å få ut av solfangeranlegget. Dette er både for å se på aktuelle endringer det kan være mulig å gjøre, samtidig som det vil kunne bekrefte om dagens utforming av systemet er optimal.

6.1 Tankvolum

Det nåværende tankvolumet til akkumuleringstankene er 20 000 L. Det er her undersøket hvordan energiutbyttet fra solfangeranlegget vil variere med ulike tankvolum. De ulike volumene som ble simulert var 5000, 10 000, 15 000 og 20 000 L. Det ble også valgt å simulere systemet med en ekstra akkumuleringstank på 5000 L (totalvolum 25 000 L), for å se hvilken effekt dette ville ha på mulig energiutbytte fra systemet. Simuleringsresultatene ble sammenlignet med resultatet fra den nåværende systemløsningen. Med de eksisterende tankene er volum på 5000, 10 000, 15 000 og 20 000 L tilgjengelig. Figur 49 er en grafisk fremstilling av simuleringsresultatene (avrundede verdier).



Figur 49 Simuleringsresultater av energiutbytte fra solfangeranlegget, fra simuleringer i Polysun med ulike tankvolum.

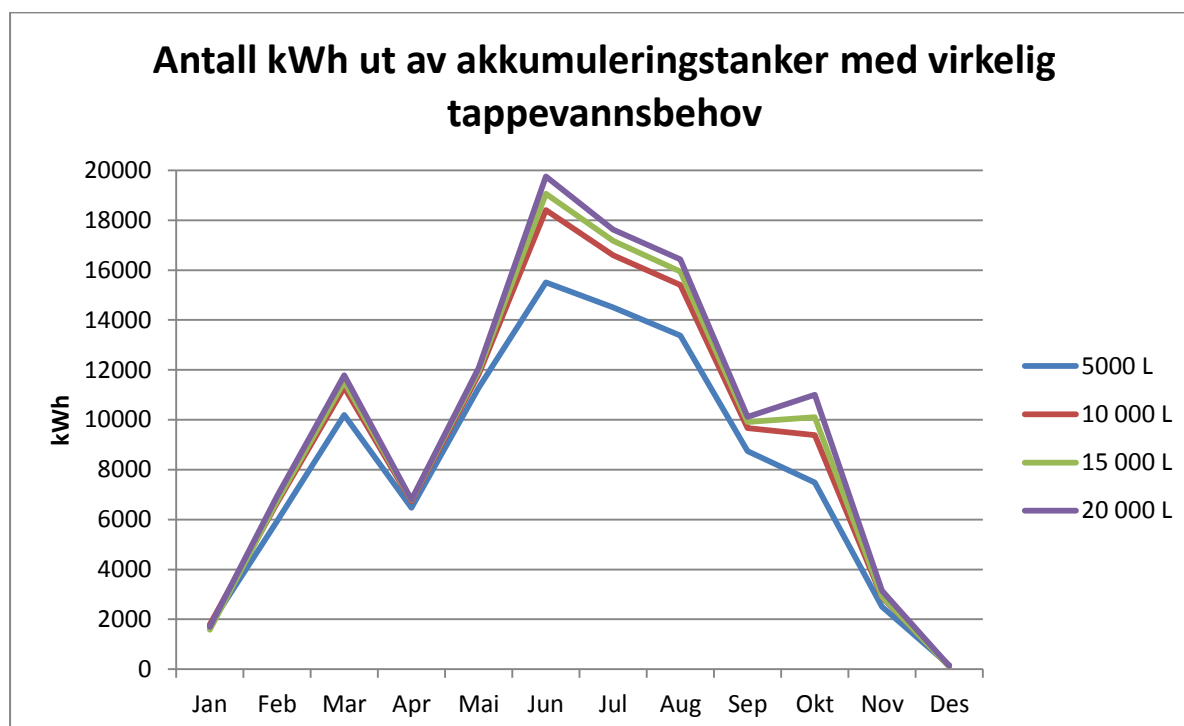
I figuren refererer «Energi til solarvæske» til den energien som overføres via solfangerne til solarvæsken, mens «Energi til tappevann» er den energien som faktisk utnyttes til tappevannsoppvarming. Simuleringen viser at det er en del tap i systemet, dette vil blant annet være knyttet til eksergi- og varmetap i rør, akkumuleringstanker og varmevekslere og friksjons- og trykktap i rør og pumper.

Det vil være uaktuelt å øke det totale akkumuleringstankvolumet mer enn det allerede er i dagens system. Grunnen til dette er mangel på plass for eventuelt nye tanker, men det ble valgt å undersøke hvilke konsekvenser et høyere tankvolum ville ha for energiutnyttelsen fra solfangeranlegget. I Figur 49 kommer det frem at et økt totalt akkumuleringstankvolum ikke vil lønne seg med tanke på energiutbytte. Det totale energiutbyttet er faktisk lavere enn for løsningen med 20 000 L tankvolum.

Resultatene fra simuleringene med ulike tankvolum viser at det er det nåværende volumet på 20 000 L som gir det beste energiutbyttet fra tankene. Grunnen til at et større tankvolum ikke vil lønne seg er større varmetap i systemet med flere tanker grunnet stort overflateareal per tank. Når det gjelder løsningene med lavere totalvolum på akkumuleringstankene vil disse gi et dårligere energiutbytte fordi akkumuleringsvolumet ikke er tilstrekkelig stort til å lagre all tilgjengelig termisk energi fra solfangerne.

6.1.1 Varierende tankvolum avhengig av årstid

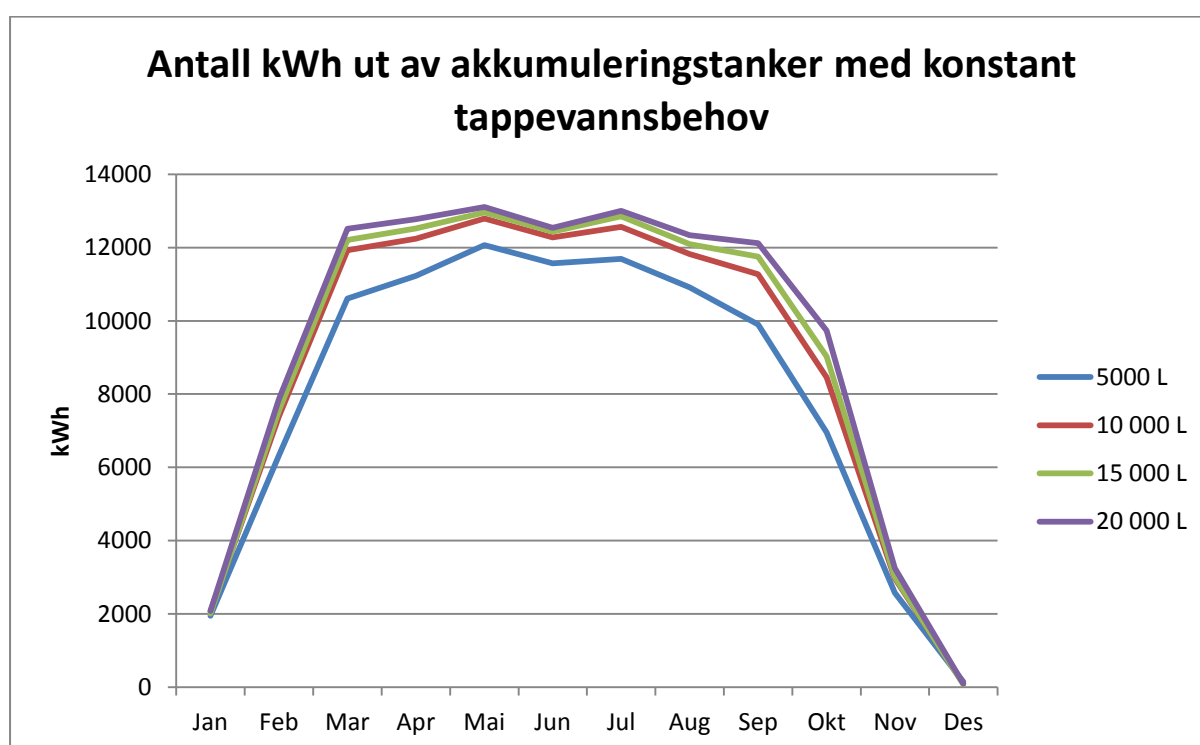
Det er her undersøkt om det kan være aktuelt å benytte seg av varierende tankvolum – at flere tanker benyttes etter hvert som at energibehovet øker. For å se hvordan muligheten er for en slik løsning ble antall kWh hentet ut fra solfangersystemet gjennom varmeveksler LV001T hver måned simulert for fire ulike totalvolum. Det ble tatt utgangspunkt i tankvolum på 5000, 10 000, 15 000 og 20 000 L, siden det er disse volumene man vil kunne ha mulighet til å variere mellom uten å gjøre store endringer i systemet. Simuleringen ble gjort både med det reelle tappevannsbehovet, med resultat vist i Figur 50, og med konstant tappevannsbehov basert på det reelle totalbehovet, vist i Figur 51.



Figur 50 Simulerte energimengder hentet ut fra akkumuleringstankene gjennom varmeveksler LV001T med ulike totalvolum på tankene og virkelig variasjon i tappevannsbehov.

Figur 50 viser at med det reelle behovet for oppvarmet tappevann det siste året, vil løsningen med et totalt akkumuleringstankvolum på 20 000 L generelt gi et noe bedre energiutbytte, spesielt om sommeren når behovet for varmt tappevann er størst. Fra grafen kommer det også frem at selv med en tank på 5000 L vil det være mulig å få et relativt godt energiutbytte. Dette er med på å underbygge påstanden om at det kan lønne seg med et varierende totalt akkumuleringsvolum.

For april var behovet for varmt tappevann lavt, samtidig som solinnstrålingen denne måneden er moderat, og fra grafen kommer det frem at alle de ulike tankvolumene har levert samme mengde energi til tappevannsoppvarming. Altså hadde et totalvolum på 5000 L holdt for å dekke det reelle behovet totalt denne måneden. I de månedene det solintensiteten er lavest er det liten eller ingen forskjell på energiutbytte avhengig av tankvolum. I store deler av året er det også marginale forskjeller mellom tankvolum på 10 000, 15 000 og 20 000 L.



Figur 51 Simulerte energimengder hentet ut fra akkumuleringstankene gjennom varmeveksler LV001T med ulike totalvolum på tankene og konstant månedlig tappevannsbehov.

Med et konstant månedlig behov for varmt tappevann er forskjellen på de ulike tankvolumene noe mindre. I sommermånedene er det ikke lenger like lønnsomt å ha et større totalvolum. En situasjon med konstant månedlig behov er interessant å se, men ble ikke undersøkt videre, da det ikke ble ansett som en reell situasjon for hotellet.

Figur 50 viser at en akkumuleringstank på 5000 L vil kunne dekke mye av det nødvendige energi-behovet til tappevann med den nåværende systemutformingen, men at det i perioder er nødvendig med et volum på 20 000 L. Dette betyr at det kan være en mulig løsning å variere det totale akkumuleringsvolumet avhengig av tilgjengelig solenergi og etterspørsel av varmt tappevann. Denne

løsningen vil kreve en god og gjennomtenkt reguleringsstrategi som tar hensyn til flere faktorer. Det kan tenkes en løsning hvor det er temperaturen i tankene som bestemmer det totale tankvolumet og en regulering som bestemmer når neste tank skal tas i bruk. På denne måten er det mulig å få til en høyere temperatur på det akkumulerte vannet i større perioder av året, noe som vil bidra til bedre energioverføring til tappevannet grunnet høyere temperaturdifferanse.

Dersom det skal være aktuelt å benytte varierende tankvolum må alle tankene ha koblinger til både tur og retur fra soloverføringsstasjonene. På den måten kan tankene benyttes uavhengig av hverandre. For å få til en god reguleringsstrategi for denne løsningen er det viktig med tilstrekkelig antall målepunkter. Temperaturer i tankene må sammenlignes med temperaturen i solfangeranlegget, samtidig som behovet for varmt tappevann må hensynstas. En idé når det gjelder tappevannsbehovet er å bruke data fra SD-anlegget hvor det er mulig å se hvor mange rom som er booket, og bruke dette som er grunnlag for hvor stort behovet for varmt tappevann er forventet å være.

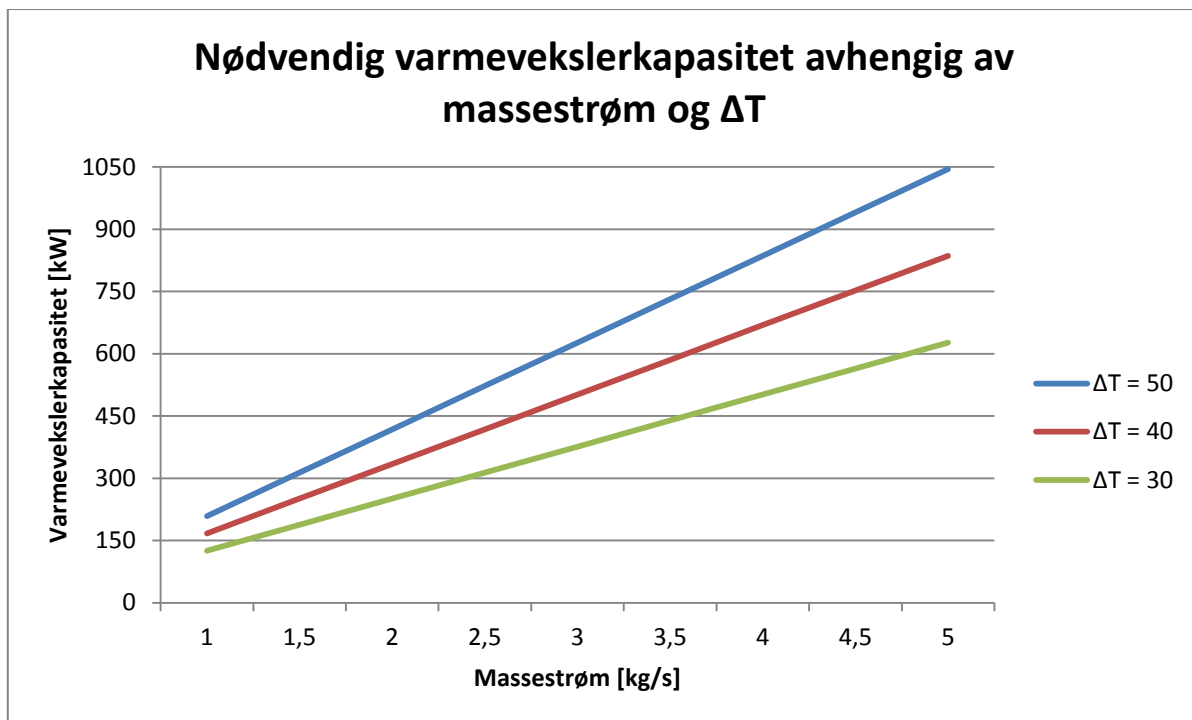
Reguleringen av når en ekstra tank tas i bruk må skje automatisk og være basert på temperaturmålinger. Når temperaturen i en tank på 5000 L er tilstrekkelig høy, kobles neste tank inn helt til det eventuelt er bruk for alle tankene. På samme måte må antallet tanker som er i bruk reduseres når temperaturen i tankene når er minimum. Disse temperaturene må kunne stilles etter ønske, men temperaturen i tankene bør være minst 60 °C før neste tank kobles inn. Temperaturen før en tank eventuelt kobles ut settes til 35 °C. Dette vil sørge for at potensialet til solfangeranlegget blir utnyttet på en best mulig måte. På grunn av systemutformingen med varmegjenvinning fra kjøle- og fryserom før solfangeranlegget velges utkoblingstemperaturen med bakgrunn i maksimal temperatur ut fra varmegjenvinningen.

6.2 Varveksler LV001T

Det er her undersøkt hvilke endringer det kan være mulig å gjøre med varveksler LV001T. Det ble gjort en vurdering angående den nåværende kapasiteten til veksleren, i tillegg til at mulighetene for et system uten varveksler ble undersøkt.

6.2.1 Endre varveksler mellom akkumuleringstanker og tappevannskrets

I Kapittel 3.3 Tappevannsbehov, ble det beregnet en maksimal teoretisk samtidig vannmengde på ca. 5 L/s, dette inkluderer både hotellrommene og kjøkkendelen av hotellet. I kapittel 4.8.9 Døgnvariasjon i tappevannsmengde, ble det beregnet en reell maksimal vannmengde på 15,5 m³/time \approx 4,3 L/s. Denne vannmengden er kun det vannet som strømmer gjennom varmeanlegget. Reell vannmengde ut til hotellrommene blir da ca. det dobbelte av denne, da det er vann på omtrent 35 °C som tappes ut av kran og dusjer. Dette viser at en mengde på ca. 5 L/s gjennom varmesentralen stemmer, men at den totale vannmengden ut i hotellet er opp mot dobbelt så stor som det normalreglementet tilsier. I Figur 52 er det plottet hvor stor effekt varveksleren må ha for å oppnå en ønsket ΔT for en gitt massestrøm gjennom varmesentralen.



Figur 52 Nødvendig varmevekslerkapasitet avhengig av massestrøm og ΔT .

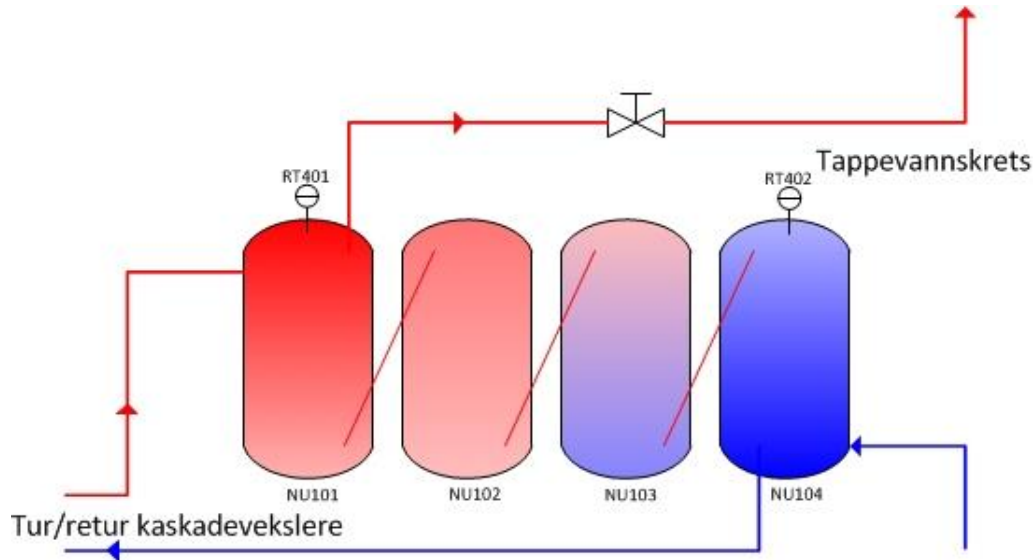
Grafene viser at den nåværende varmeveksleren på 450 kW vil kunne dekke en vannmengde på ca. 2-3,5 L/s avhengig av temperatordifferansen i veksleren. For å oppnå en ΔT på 50 K vil det være nødvendig med en varmeveksler på ca. 1050 kW ved maksimal samtidig vannmengde gjennom varmesentralen. Dette viser at det i dagens systemutforming er en begrensning når det kommer til overføringskapasitet ved høy samtidighet på hotellet.

I Polysun er kapasiteten til varmevekslerne oppgitt i antall overførte watt per kelvin – W/K. Reguleringen av vannmengder gjennom varmeveksleren skjer automatisk basert på temperaturer med bruk av kontrolleren (beskrevet i Kapittel 5.2.6 Kontrollere). I simuleringen var det viktig å benytte tilstrekkelig overføringskapasitet for at simuleringen skulle gi et bilde på det reelle energiutbyttet fra solfangeranlegget. Det ble lagt inn totalt tappevannsbehov i tillegg til døgnvariasjon, og simuleringsprogrammet tok hensyn til dette. Følgelig ble massestrømmen gjennom varmeveksleren kontrollert på både primær- og sekundærsiden for ideell varmeoverføring.

6.2.2 Fjerne varmeveksler mellom akkumuleringstanker og tappevannskrets

Et alternativ til å øke kapasiteten til varmeveksler LV001T, vil være å fjerne den fra systemet. Dette vil føre til at varmetap gjennom varmeveksleren unngås. Dersom det skal være aktuelt å fjerne varmeveksleren og benytte tankene direkte som varmtvannsberedere må tankene være dimensjonert for dette. Tankene på Hotell Scandic Lerkendal er utformet som akkumuleringstanker og vil ikke tåle å brukes direkte som varmtvannsberedere. Det ble allikevel foretatt en simulering uten varmeveksler og pumpe for å undersøke energipotensialet til denne løsningen.

Figur 53 viser en fremstilling av hvordan systemet ville sett ut dersom varmeveksler LV001T ble fjernet. Pumpe JP401 vil i dette tilfellet også fjernes, da kretsen denne pumpen sirkulerer ikke lenger finnes. Fra figuren kommer det frem hvordan kaldt nettvann føres inn i bunnen av tank NU104, mens varmt vann til tapping blir hentet fra toppen av tank NU101.



Figur 53 Fremstilling av akkumuleringstanker i solfangersystem uten varmeveksler LV001T.

Denne løsningen vil kunne gi et bedre energiutbytte enn løsning med varmeveksler, fordi det unngås varmevekslertap og at en eventuell underdimensjonert varmeveksler ikke har nok varmeoverføringskapasitet.

En simulering i Polysun gir følgende resultat:

- Solenergi til systemet (overført til solarvæsken i solfangerne): ca. 160 000 kWh
- Totalt energi til tappevann (hentet ut fra akkumuleringstankene): ca. 140 000 kWh

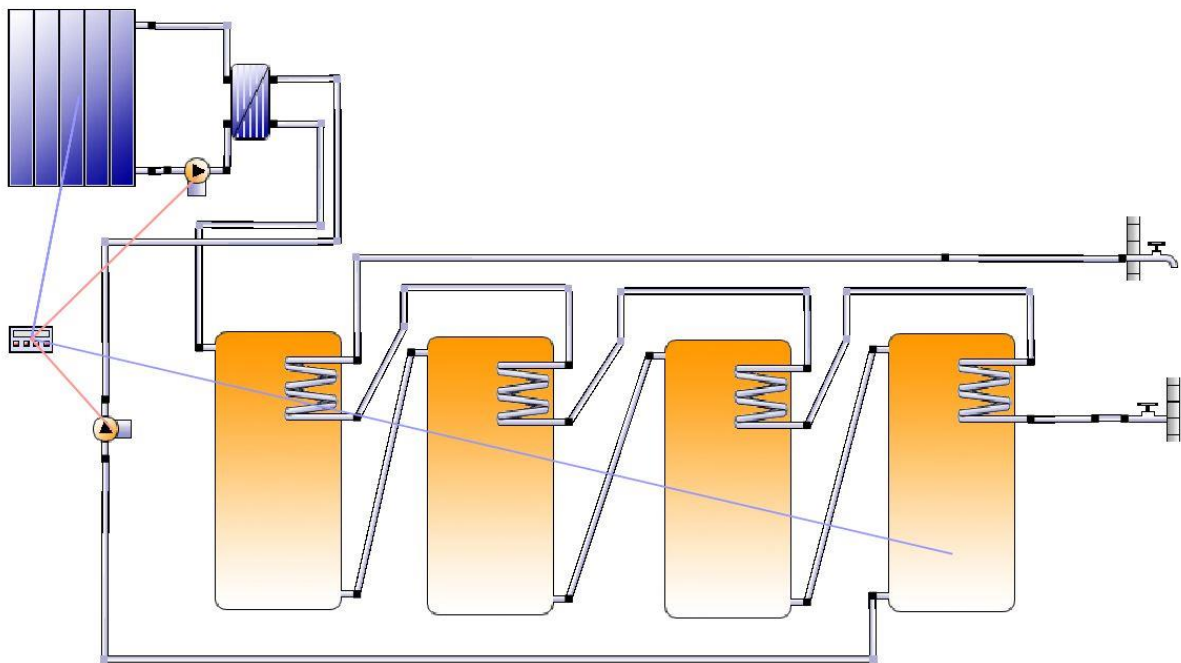
Disse tallene viser at fjerning av varmeveksleren både vil føre til mer energi hentet fra solfangerne og mer energi hentet til tappevannsoppvarming. Grunnen til at det vil overføres mer energi til solarvæsken i solfangerne er at bedre utnyttelse av varmtvann fra tankene, oftere vil føre til tilstrekkelig ΔT mellom solfanger og akkumuleringstanker for at solkretsen skal startes.

Denne løsningen ser i teorien bra ut, men vil kreve at de nåværende tankene skiftes ut. Dette er fordi den tanktypen som benyttes i dag er akkumuleringstanker som tåler et maksimalt trykk på 1,5 bar og dermed ikke kan benyttes direkte som varmtvannsberedere som kan kreve et trykk opp mot 10 bar. Å bytte ut alle tankene er både dyrt og omfattende, så dette alternativet vil ikke lønne seg å bruke nå som anlegget er installert og i bruk. Hadde anlegget blitt utformet som dette fra prosjekteringsfasen kunne det vært en god løsning. Legionellproblematikken måtte blitt hensynstatt. Dersom det er legionellbakterier i nettvannet som kommer inn i tankene vil det

potensielt representere en risiko. Legionellabakterien formerer seg ved 20-45 °C, over 65 °C er det ingen vekst av bakterien (Novakovic et al., 2007). Ved tilstrekkelig vanngjennomstrømning i tankene vil ikke vekst av legionella være et problem, men ved bruk av denne løsningen burde det vært installert en legionellafilter ved nett vanninnløpet for å være på den sikre siden. Ettervarmingen med spisslast er en ekstra sikkerhet for å drepe legionella, som dør momentant ved en temperatur på 70 °C.

6.2.3 Tappevannsspiraler

Alternativet som her er undersøkt går ut på bruk av tappevannsspiraler direkte i akkumuleringstankene. Altså er det én varmeveksler per tank, i stedet for en felles varmeveksler. Akkumuleringstanker av typen Akvasan Akva kan leveres med tappevannspirale i kobber, med plassering oppe eller nede i tanken. For å utnytte det varme vannet i tankene best mulig ble det valgt å kjøre en simulering med tappevannsspiralene plassert høyt oppe i tankene. Figur 54 viser hvordan modellen i Polysun ser ut med denne løsningen. Her trengs det bare én kontrollør i anlegget, da pumpe JP401 er fjernet fra systemet.



Figur 54 Modell av solfangeranlegget i Polysun med seriekoblede tappevannsspiraler i akkumuleringstankene.

Resultatene fra simuleringen gir følgende energipotensiale for denne løsningen:

- Solenergi til systemet (overført til solarvæsken i solfangerne): ca. 148 000 kWh
- Total energi til tappevann (overført via tappevannsspiralene): ca. 123 000 kWh

Dette er ca. 5000 kWh mer enn med den nåværende systemutformingen med varmeveksler og pumpe. Undersøkelser av anlegget viser at tankene som er installert i anlegget ikke er levert med flensehull til montasje av tappevannsspiraler. Dette betyr at også denne løsningen blir for dyr og utfordrende å gjennomføre på nåværende tidspunkt, men energipotensialet viser at løsningen hadde vært aktuell dersom systemet var designet som dette fra prosjekteringsfasen. Med bruk av tappevannsspiraler trengs ingen spesielle legionellatiltak fordi det vil være tilnærmet kontinuerlig sirkulasjon av vann gjennom tappevannsspiralene og eventuell legionella som vokser i akkumuleringstankene vil ikke komme i direkte kontakt med tappevannet.

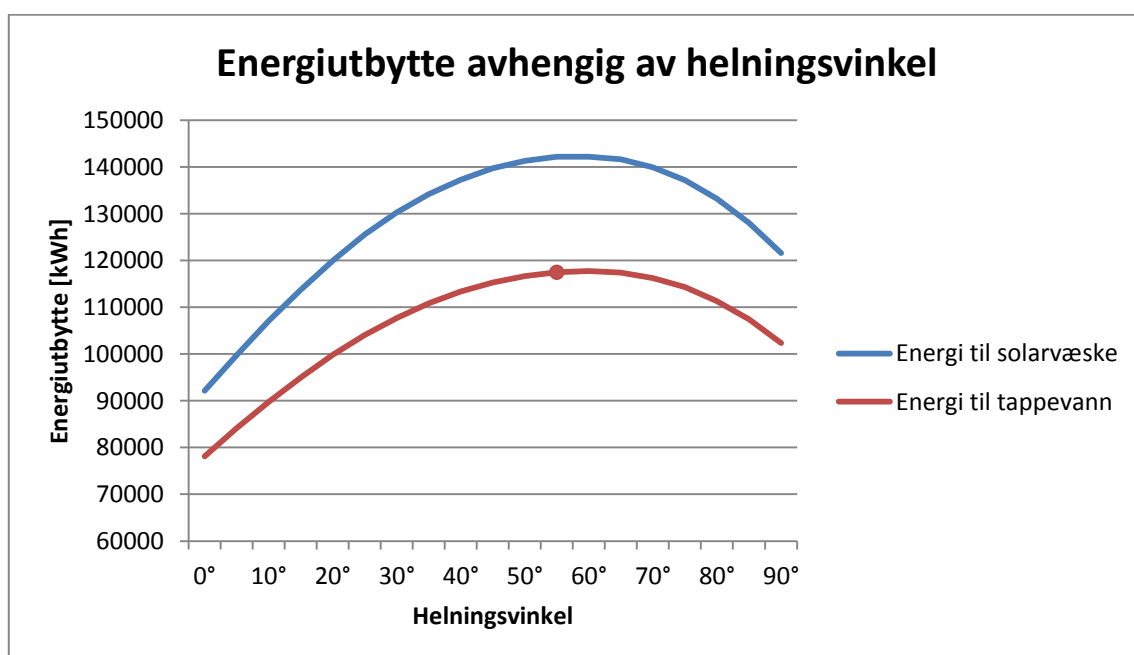
6.3 Vinkling av solfangeranlegget

Det er ønskelig å undersøke om vinklingen av solfangeranlegget på Scandic Lerkendal er ideell. Både helningsvinkelen og asimutvinkelen ble undersøkt ved hjelp av simuleringer basert på den originale systemutformingen.

6.3.1 Endre helningsvinkel

Som nevnt i kapittel 4.3 Orientering av solfangere, er det optimale helningsvinkelen for solfangere i Trondheim 44°. På Scandic Lerkendal er det valgt å bruke en helningsvinkel på 55°. For å undersøke hvilken helningsvinkel som teoretisk sett vil ha det beste energiutbyttet ble solfangerne simulert med helningsvinkler fra 0°-90°, med utgangspunkt i den originalt simulerte systemløsningen.

Figur 55 viser to grafer for energiutbytte avhengig av helningsvinkel på solfangerne. Den øverste grafen viser hvor mye energi som overføres til solarvæsken i selve solfangerne, mens den nederste grafen viser hvor mye energi som utnyttes til tappevannsoppvarming.



Figur 55 Energiutbytte fra solfanger avhengig av helningsvinkel, basert på nåværende systemløsning.

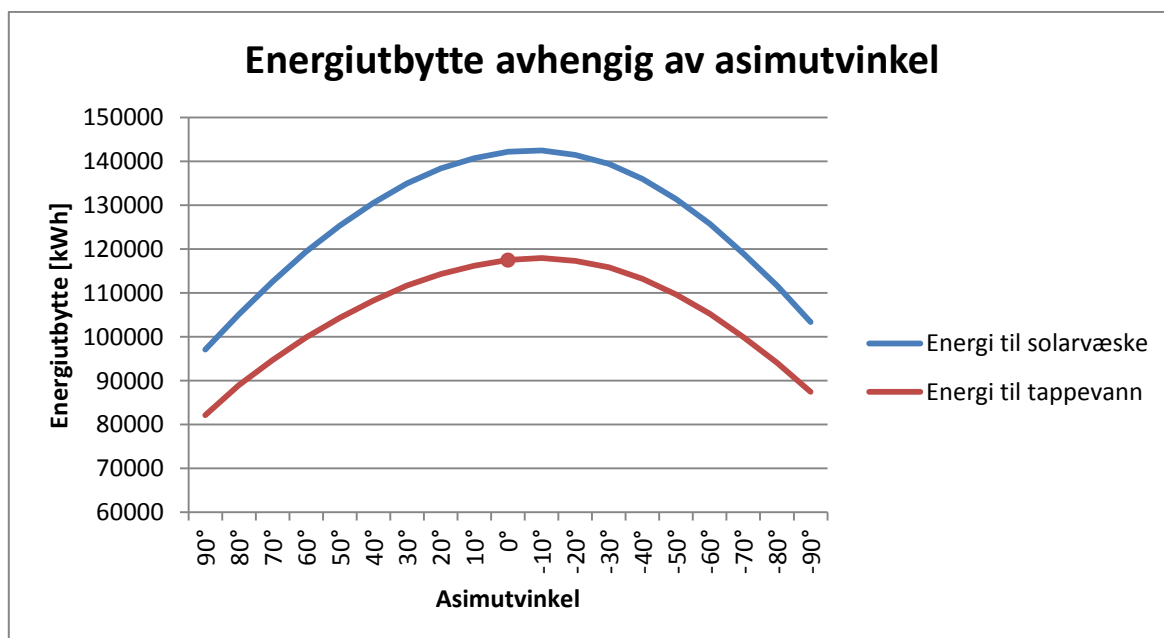
Grafene viser at helningsvinkelen til solfangerne har mye å si for hvor stort energiutbyttet vil være. Forskjellen mellom grafene representerer tapene i systemet, hvor den største andelen er varmetap. Det er tydelig at en vinkel som ligger et sted mellom ca. 40° og 75° i dette tilfellet vil medføre det største energiutbyttet. Den nåværende vinkelen på 55° er markert på den røde grafen og dette er i nærheten av toppunktet til grafen. Det kan nevnes at fra simuleringene viser det seg at en helningsvinkel på 60° vil gi et noe bedre energiutbytte, men det er snakk om ca. 250 kWh i året. Dette kan være grunnet unøyaktigheter i simuleringen eller simuleringsprogrammet.

Simuleringene viser at selv om den optimale helningsvinkelen for solfangerer skal være 44° i Trondheim, vil systemet på Scandic Lerkendal få et noe bedre utbytte med en litt brattere helningsvinkel. Forskjellen på energiutbyttet med de aktuelle helningsvinklene er ikke stor, og valget om å bruke 55° er fornuftig.

6.3.2 Endre asimutvinkel

Den optimale asimutvinkelen for solfangerer skal være 0° (direkte sørvendt), se Kapittel 4.3 Orientering av solfangerer. For å undersøke at dette stemmer er det valgt å gjennomføre simuleringer for asimutvinkler varierende fra 90° (østvendt) til -90° (vestvendt), med utgangspunkt i den originale systemutformingen. Anlegget på Scandic Lerkendal er direkte sørvendt.

Figur 56 viser to grafer for energiutbytte avhengig av asimutvinkelen til solfangerne. Den øverste grafen viser hvor mye energi som overføres til solarvæsken i selve solfangerne, mens den nederste grafen viser hvor mye energi som utnyttes til tappevannsoppvarming.



Figur 56 Energiutbytte fra solfanger avhengig av asimutvinkel, basert på dagens systemutforming. 90° = østvendt, -90° = vestvendt.

Fra Figur 56 kommer det frem hvordan energiutbyttet fra solfangeranlegget varierer med varierende asimutvinkel, og det vises her at en vinkel på 0° (markert med rød prikk) vil gi et godt utbytte. Simuleringene viser at med en asimutvinkel på -10° (så vidt vridd mot vest) vil gi et noe bedre energiutbytte fra solfangerne, men det er her snakk om ca. 400 kWh i året. Dette er et så lite avvik i forhold til det totale energiutbyttet at det ikke har noen betydning, og det like gjerne kan skyldes unøyaktigheter i simuleringsmodellen eller -programmet.

6.4 Kommentarer til simuleringene

Simuleringer av anlegget viser at det er relativt store tap i systemet. På grunn av manglende energimåler ut av solfangeranlegget i det virkelige systemet kan ikke disse tallene sammenlignes med virkeligheten. I simuleringsmodellen dreier det meste av tapene seg om varmetap fra akkumuleringstanker og rør.

Når det gjelder vinkling av solfangerne ble det vist at en litt brattere helningsvinkel og en asimutvinkel så vidt mot vest ga noe bedre resultater. Siden tallene det er snakk om er såpass små sammenlignet med det totale energiutbyttet kan resultatene like gjerne kan skyldes unøyaktigheter i modellen eller simuleringsprogrammet. Det anbefales ikke å endre vinklingen på solfangerne.

Det viser seg at løsninger uten felles varmeveksler vil gi et bedre energiutbytte enn det som oppnås med dagens systemutforming. Spesielt løsningen helt uten varmeveksler vil gi et godt resultat, men med denne løsningen må det benyttes andre tanker, i tillegg til at problematikken rundt legionellvekst melder sin ankomst. Bruk av tappevannspiraler anses som er aktuell løsning dersom systemet hadde vært prosjektert på denne måten fra starten. At løsninger uten varmeveksler generelt gir bedre energiutbytte er ikke overraskende, da eksergitap i veksler unngås, i tillegg til at problemer med pumpestyring unngås.

7 Vurdering av systemet for oppvarming av tappevann

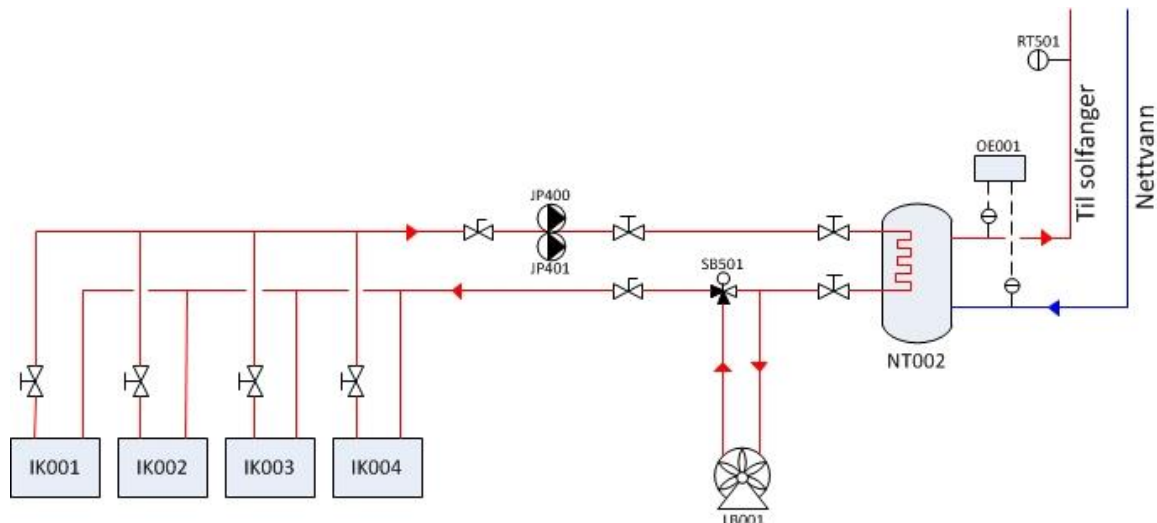
Dette kapittelet har som formål å vurdere og analysere den nåværende systemløsningen for oppvarming av tappevann på Hotell Scandic Lerkendal. Totalt sett har prosjektert energibruk sammenlignet med målt vært som følger:

- Ca. 230 000 kWh prosjektert årlig totalbehov for energi til tappevannsoppvarming.
- Ca. 280 000 kWh målt totalt energibruk til tappevannsoppvarming i perioden 01.01.15-31.12.15.

Energibehovet til oppvarming av tappevann har vært ca. 22 % høyere enn prosjektert. Både varmegjenvinningen fra kjøle- og fryserom, solfangeranlegget og systemet for forbruksvann hotell er gjennomgått.

7.1 Vurdering av system 310.012 – varmegjenvinning kjøle- og fryserom

I dagens system er varmegjenvinning fra kjøle- og fryserom plassert i serie med solfangeranlegget. Figur 57 viser oppbygningen av varmegjenvinningssystemet. Temperaturen ut av varmegjenvinningstanken måles av temperaturføler RT501, mens energimåler OE001 måler hvor mye energi som hentes ut.



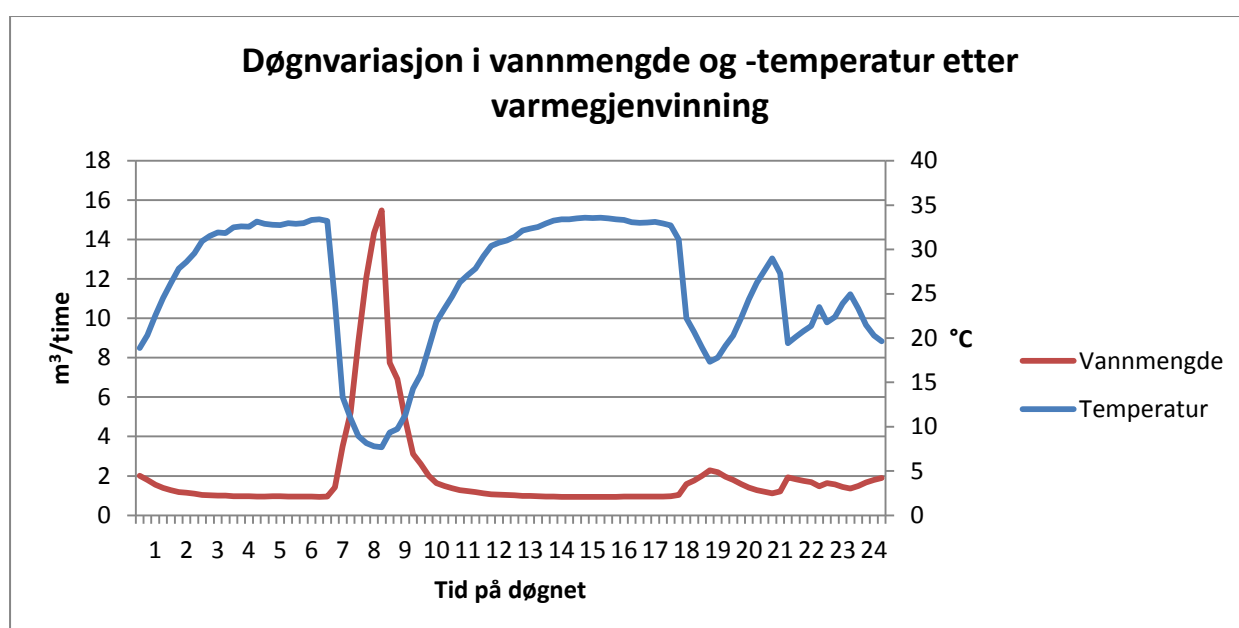
Figur 57 Systemskjema av system 310.002 - varmegjenvinning fra kjøle- og fryserom.

I perioder med lite tapping vil temperaturen ut av varmegjenvinningstanken være godt over 30 °C. Figur 58 viser hvordan mengden vann som tappes påvirker temperaturen etter varmegjenvinningen. Mengden tappevann er basert på den dimensjonerende effekten til varmegjenvinningstanken, som er 30 kW ved en ΔT på 35 K. Dette plottet vil derfor ikke være helt nøyaktig, men det gir en indikasjon på hvordan temperaturen ut av varmegjenvinningstanken varierer ved varierende tappevannsbehov.

Det er prosjektert at varmegjenvinningen skal dekke 30 % av det totale energibehovet til oppvarming av tappevann. Prosjektert og målt energibidrag fra varmegjenvinningen er som følger:

- Ca. 69 000 kWh prosjektert årlig bidrag.
- Ca. 47 000 kWh målt bidrag i perioden 01.01.15-31.12.15.

Energidekningsgraden fra varmegjenvinningen har vært ca. 17 % (prosjektert dekning 30 %). Det relative avviket mellom prosjektert og virkelig bidrag er på ca. 30 % og kan skyldes flere faktorer. Blant annet har det totale behovet for energi til tappevannsoppvarming vært høyere enn prosjektert. Den relativt lave effekten på 30 kW fører til at temperaturløftet er lavt når tappevannsmengden er høy.



Figur 58 Sammenlignet døgnvariasjon av vannmengde og -temperatur etter varmegjenvinning.

Et eventuelt bruksområde for varmegjenvinningen kan være til romoppvarming. Temperaturen etter varmegjenvinningen matcher godt med temperaturkravet til romoppvarming, og det kan være en mulighet å benytte varmen herfra til dette formålet. Dersom gjenvinningen plasseres på returledningen og i serie før varmepumpen kan den være med å bidra til romoppvarmingen, men ytelsen til varmepumpen vil da gå noe ned. Det som må vurderes i dette tilfellet er hvor mye gjenvinningen faktisk har mulighet til å bidra, i tillegg til hvor stor konsekvensen vil være for nedgang i COP til varmepumpen. En ulempe med denne løsningen er mye kortere driftstid for rom- enn tappevannsoppvarming. Dette vil ikke undersøkes videre her, men nevnes fordi det anses som en potensiell mulig systemutforming.

Uansett om varmegjenvinningen ikke har bidratt like mye som antatt i prosjekteringsfasen er dette en billig og enkel løsning, som foreløpig har bidratt ca. like mye energi til tappevannsoppvarming

som solfangeranlegget. Basert på målinger bidrar varmegjenvinningen konsekvent med mindre energi enn prosjekteringen tilsier. Dette betyr feilprosjektering av anlegget, og at dekningsgraden på 30 % ikke vil oppnås med den nåværende effekten til tanken. For å oppnå en bedre dekningsgrad fra varmegjenvinningen, og dermed utnytte denne «tar det man får»-løsningen enda bedre, må effekten økes.

7.2 Vurdering av system 310.004 – solfangere på tak

Når det gjelder mengden energi solfangeranlegget totalt har bidratt med er denne mye lavere enn prosjektert. Det opplyses også om økt forbruk av spisslast når det er mange gjester på hotellet – selv i perioder med mye sol. Det er ikke plassert noen energimåler som måler hvor mye energi som faktisk hentes ut av solfangerne, og det er derfor ingen mulighet for kvalitetskontroll av hvor mye energi som faktisk overføres. Basert på tilgjengelig informasjon fra SD-anlegget fremstår det som sannsynlig at soloverføringsstasjonene gjør jobben de skal, men det er ingen målere som kan brukes til å verifisere dette.

Energidekningen fra solfangeranlegget er prosjektert til å være 50 %. Forskjellen på prosjektert og målt energibruk har vært som følger:

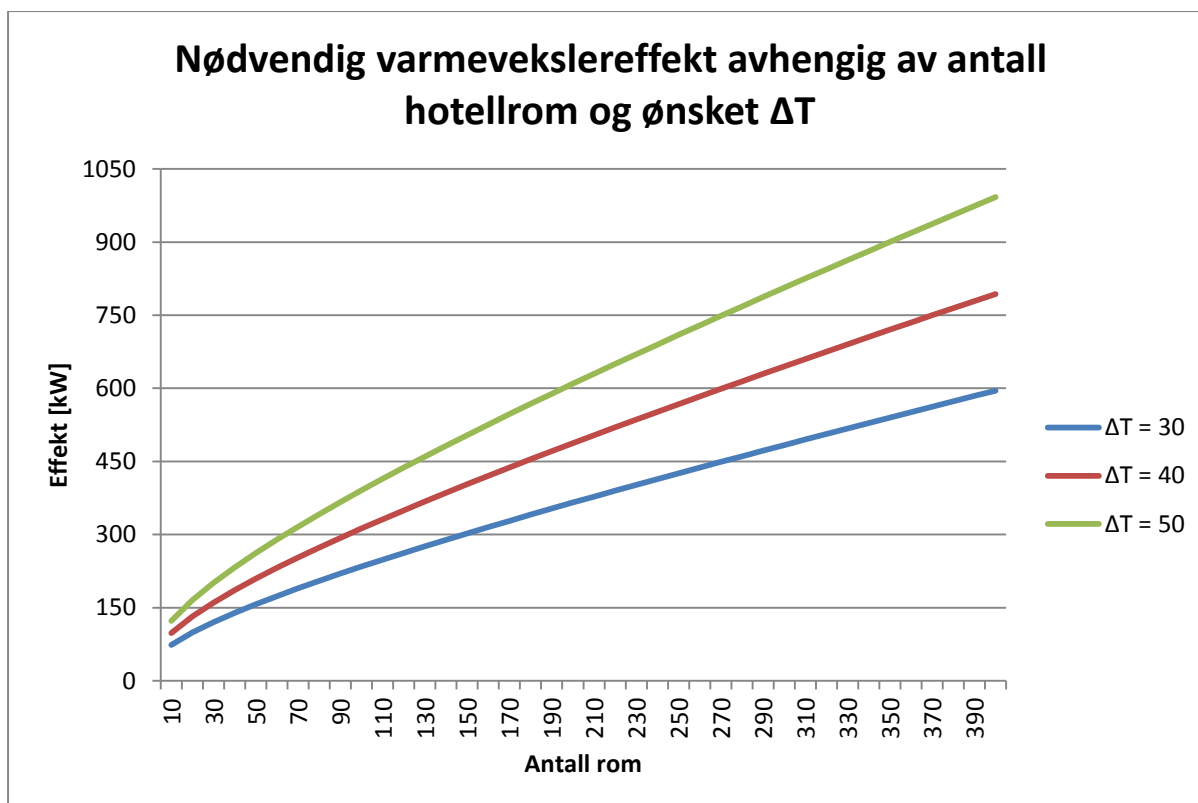
- Ca. 115 000 kWh prosjektert årlig bidrag.
- Ca. 47 000 kWh målt bidrag i perioden 01.01.15-31.12.15.

Avviket er på ca. 60 % og solfangeranlegget dekket ca. 17 % av det totale energibehovet til tappevannsoppvarming i løpet av året 2015.

Utrekninger viser at med en størrelse på 350 m² har solfangeranlegget potesniale til å levere den prosjekterte energimengden. Dette har også blitt understreket ved hjelp av simuleringer av anlegget. Grunnen til at anlegget ikke har klart å levere i henhold til prosjekteringen ligger da i utformingen eller styringen av systemet. Her vil komponenter som mistenkes å bidra til dårligere energiutnyttelse undersøkes nærmere.

7.2.1 Varmeveksler mellom solfangeranlegget og tappevannskretsen

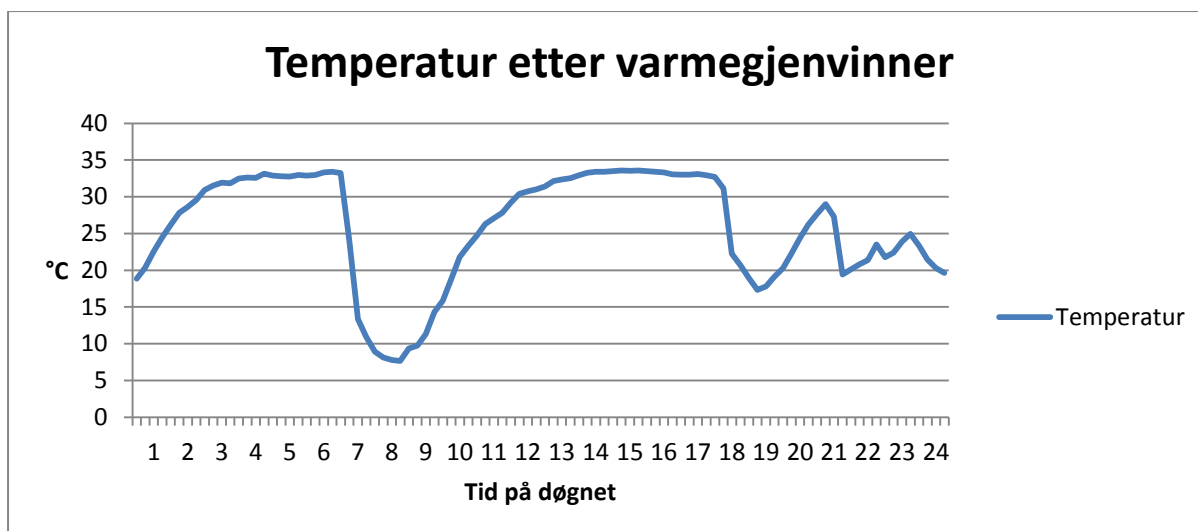
Varmeveksler LV001T er en av hovedutfordringene i dagens system. Denne veksleren har en kapasitet på 450 kW for en $\Delta T = 41,3$ K, LMTD = 16,6 K, U-verdi = 4614 W/m²·K, areal = 6,94 m² og en massestrøm på 2,6 kg/s. Dette tilsvarer maksimal samtidig vannmengde for ca. 170 rom ved den gitte ΔT . Grafen i Figur 59 viser hvor stor kapasitet varmeveksleren må ha basert på antall hotellrom og formelen for maksimal samtidig vannmengde presentert i kapittel 3.3 Tappevannsbehov. Denne grafen tar kun hensyn til tappevannsbehovet for hotellrommene og inkluderer ikke aktivitet i kjøkkendelen som også er tilknyttet tappevannsoppvarmingen. Det er valgt å fremstille nødvendig varmevekslereffekt for tre ulike temperaturdifferanser.



Figur 59 Nødvendig varmevekslereffekt avhengig av antall hotellrom. Basert på formel for maksimal samtidig vannmengde og tre ulike ΔT .

Kapasiteten til varmeveksleren er definitivt viktig for hvor god energiutnyttelsen fra solfangeranlegget har vært. Det ble foreslått å installere en varmeveksler på 650 kW, noe som hadde hjulpet, men det ville fortsatt ikke vært tilstrekkelig for perioder med maksimal tapping. Figuren viser at varmeveksleren bør ha en kapasitet på ca. 1000 kW for å kunne håndtere maksimal vannmengde for alle rom med ønsket ΔT på 50 K. Med kjøkkendelen i tillegg må det legges til ca. 50 kW (se Figur 52 i Kapittel 6.2.1 Endre varmeveksler mellom akkumuleringstanker og tappevannskrets). Dersom veksleren har samme LMTD og U-verdi vil areal øke til ca. 16,2 m².

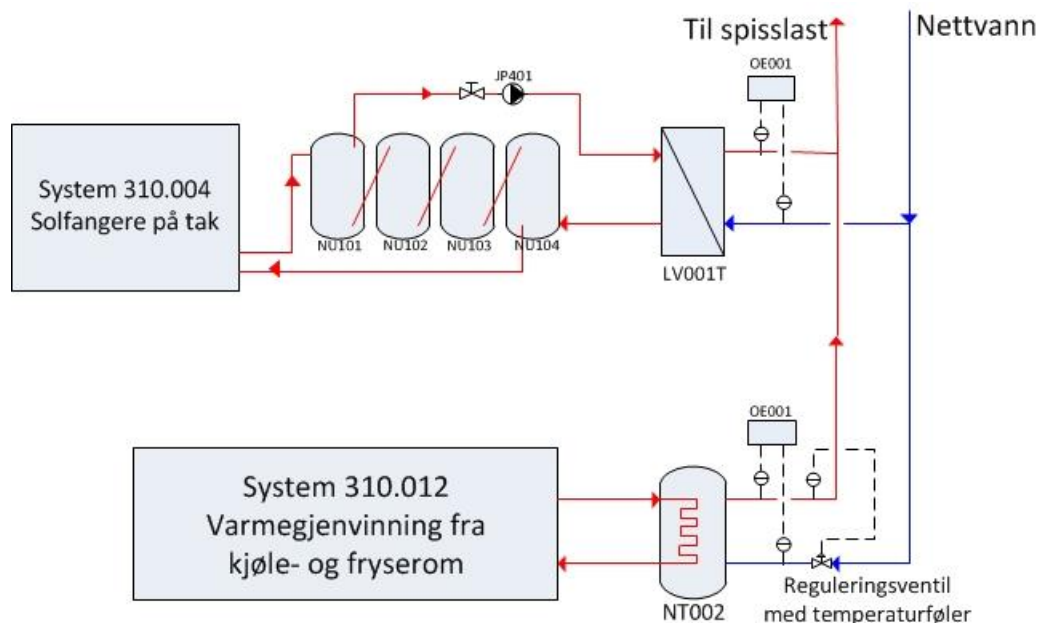
En utfordring i dagens systemutforming er plasseringen av varmegjenvinning før solfangeranlegget. Dette fører til en høyere temperatur inn på kald side av varmeveksleren LV001T, noe som gjør virkningsgraden til solfangeranlegget dårligere enn hvis det hadde kommet nettvann dirkete inn i veksleren. Fra simuleringen til leverandøren av solfangeranlegget kommer det frem at de ikke hadde full innsikt i systemet og ikke var klar over varmegjenvinningen, noe som har ført til feil grunnlag for prosjekteringen av anlegget. Det er regnet med at temperaturen inn på kald side av veksler skal variere mellom 6 °C og 8 °C. Den virkelige temperaturvariasjonen er vist i Figur 60. Dette er temperaturmålingen etter varmegjenvinning fra kjøle- og fryserom, som tilsvarer temperaturen inn på kald side av varmeveksleren mellom akkumuleringstankene og tappevannskretsen. Når det tappes mye vann og det er mest behov for energi til oppvarming av varmtvann, er temperaturen inn på kald side av varmeveksleren lav. Dette vil føre til en bedre virkningsgrad for varmeveksleren når det trengs mest energi.



Figur 60 Temperaturgraf fra måler RT501 i system 310.012. Grafen viser døgnvariasjon i temperatur basert på gjennomsnitt fra perioden 26.-28. april 2016.

Grafen i Figur 60 viser at den reelle temperaturen inn på kald side av varmeveksler LV001T i system 310.004 varierer fra ca. 8 °C og opp til ca. 33 °C. En parallellkobling av gjenvinnings- og solfangeranlegget bør vurderes. Dette vil sikre at temperaturen inn på kald side av varmeveksleren alltid vil være så lav som mulig og at virkningsgraden følgelig blir bedre enn i dag. For at denne løsningen skal fungere så godt som mulig kan det tenkes å installere en reguleringsventil som sikrer en viss temperatur på vannet ut av gjenvinningsanlegget. Denne temperaturen bør være uavhengig av hvor mye vann som tappes, for å sikre at temperaturen når vannstrømmene blandes igjen blir så høy som mulig.

Dersom varmeveksleren installeres med tilstrekkelig kapasitet vil solfangeranlegget kunne levere energi i henhold til den prosjekterte verdien. I kombinasjon med parallellkobling av gjenvinnings- og solfangeranlegget blir løsningen enda bedre. Figur 61 viser hvordan systemet vil se ut med parallellkobling. For at det skal være fornuftig å bruke parallellkobling av disse to systemene er det satt inn en reguleringsventil ved innløpet til varmegjenvinningen. Denne ventilen er koblet til en temperaturføler ved utløpet av systemet. Hensikten med denne ventilen er å regulere massestrømmen gjennom tank NT002. For eksempel kan det være fornuftig å bruke et settpunkt på minimum 30 °C.



Figur 61 Fremstilling av parallellkobling av system 310.012 varmegjenvinning fra kjøle- og fryserom og system 310.004 solfangere på tak.

7.2.2 Kommentarer til styring av pumpe JP401

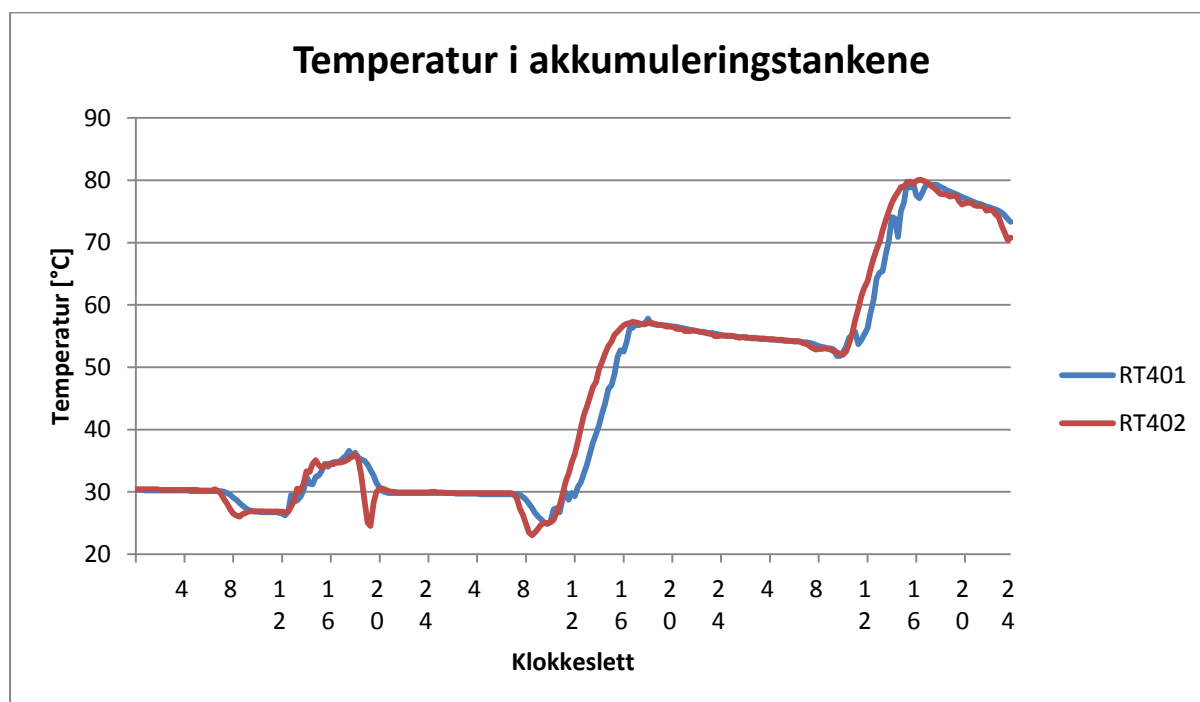
Som nevnt i kapittel 4.8.5 Styring av pumpe JP401 i system 310.004, er styringen av pumpe JP401 viktig for å opprettholde ønsket temperatursjikking i akkumuleringstankene. Nærmere undersøkelser vider at styringen av denne pumpen ikke oppfyller dette kravet. I den forenklete funksjonsbeskrivelsen står det ikke noe spesielt om styringen av denne pumpen.

I SD-anlegget er det observert at temperaturen i bunnen av tank NU104 ofte er lik temperaturen i toppen av tank NU101. Figur 62 viser et plott av temperaturene fra disse målepunktene over en periode på tre døgn, 25.05.2016-27.05.2016. Disse temperaturgrafene understreker hvordan pumpen styres feil. Et problem her er at varmeveksler LV001T ikke har stor nok kapasitet til å overføre varmen, men pumpestyringen er også en vesentlig utfordring.

Grafene i Figur 62 viser at temperaturene målt av RT401 i toppen av tanke NU101 og RT402 i toppen av tank NU104 følger hverandre relativt tett. Temperaturen målt av føler RT401 er mer varierende enn temperaturen målt av føler RT402. Dette skyldes plasseringen av denne føleren i toppen av tank NU101, i nærheten av returløpet fra soloverføringsstasjonene. Når temperaturene målt av disse to følerne kontinuerlig er så like som de er betyr det at varmt vann fra toppen av tank NU101 pumpes av pumpe JP401, via varmeveksler LV001T uten å få overført tilstrekkelig varme, og inn bunnen av tank NU104.

I noen perioder med mye tapping er temperaturen målt av RT402 noe lavere enn den målt av RT401. Dette betyr at energien overført i varmeveksler LV001T er høy nok til at returtemperaturen inn i

akkumuleringstank NU104 er lav. I perioder med lite tapping er derimot temperaturen ofte lik, eller faktisk høyere i tank NU104. Denne observasjonen viser at reguleringen av pumpen er feil, fordi den ikke stoppes ellers regulerer massestrømmen tilstrekkelig lav når det er lite tapping av varmtvann.



Figur 62 Tempersturgrafer fra måler RT401 og RT402 i system 310.004. Grafen viser temperaturer målt i løpet av perioden 25.-27. mai 2016.

I løpet av arbeidet med masteroppgaven ble Hotell Scandic Lerkendal i perioder stengt på grunn av streik blant de ansatte. Kontroller av SD-anlegget viste at selv i disse periodene var pumpe JP401 i drift. Det er altså åpenbart at styringen av denne pumpen er helt feil. I prosjekteringen av anlegget er det understreket at pumpen må frekvensstyres. Pumpen må styres med mengderegulering i forhold til behovet for varmt tappevann for at utnyttelsen av termisk energi fra solfangeranlegget skal kunne utnyttes optimalt.

Nåværende styring, eller mangel på styring, av pumpe JP401 fører til at temperatursjiktningen i akkumuleringstankene ødelegges. Det er meningen at det øverste sjiktet i tank NU101 skal holde den høyeste temperaturen, mens bunnsjiktet i tank NU104 skal holde den laveste temperaturen. Nåværende situasjon er at varmt vann pumpes fra toppen av tank NU101 til bunnen av tank NU104. En stor ulempe med dette er at vannet som hentes fra akkumuleringstankene og sendes til soloverføringsstasjonene hentes ut i bunn av tank NU104. Når vannet her da holder samme temperatur som det varmeste i tankene, blir virkningsgraden i solstasjonene redusert og energimengden hentet fra solfangerne lavere enn prosjektert.

7.2.3 Simulering av anlegg med virkelige forutsetninger

I utgangspunktet er det laget en modell med de samme forutsetningene som er brukt av leverandøren av anlegget. Det ble laget en modell som viser hvordan anlegget i dag reelt sett fungerer. Meningen med dette var å vurdere om det kunne vært oppdaget på forhånd at solfangeranlegget ikke ville levere i henhold til prosjekterte verdier, dersom leverandør av anlegget hadde hatt fullt innsyn i prosjektet.

Det er en vesentlig forskjell på simuleringen fra leverandør og det virkelige anlegget. Dette er at temperaturen inn på kald side av varmeveksler LV001T *ikke* holder en konstant temperatur på 6-8 °C. Temperaturen her er avhengig av varmegjenvinningen fra kjøle- og fryserom som er plassert før solfangeranlegget. Temperaturen her ligger ofte rundt 30 °C, og er kun i korte perioder så lav som 8 °C. Figur 60 viser et plott av temperaturen.

Dersom den virkelige temperaturen her blir brukt for å simulere potensialet for å hente energi fra solfangeranlegget blir resultatet et ganske annet enn tidligere i dette kapittelet. Det blir her brukt en tilnærming for denne temperaturen basert på målinger fra SD-anlegget. Temperatur inn på kald side av veksleren settes til 12 °C ± 4 °C, altså en gjennomsnittstemperatur på 12 °C med en variasjon på ± 4 °C. Temperaturkravet ut av kald side på varmeveksleren er holdt på 46 °C som tidligere.

En annen systemutforming som det ble tatt hensyn til i denne simuleringen er pumpestyringen. I den originale simuleringen ble det lagt in en kontroller som sørget for korrekt styring av pumpen, men mengderegulering avhengig av tappevannsbehovet. Undersøkelser av SD-anlegget har vist at denne pumpen går kontinuerlig. Dette legges inn i simuleringen ved at det velges en mengderegulert pumpe som ikke stoppes før temperaturen inn på kald side av varmeveksleren er under 5 °C, som med de gitte temperaturkravene aldri vil skje.

Med den nevnte systemutformingen når det gjelder temperatur og pumpestyring gir simuleringen følgende resultat:

- Solenergi til systemet: ca. 125 000 kWh
- Solenergi til tappevann: ca. 95 000 kWh

Dette resultatet gir et avvik fra originalsimuleringen på 20 000 kWh energi utnyttet til tappevannsoppvarming. Det reelle energiutbyttet er langt lavere enn det denne simuleringen viser, noe som understreker at det er flere utfordringer knyttet til regulering og oppbygning av dagens systemutforming. I tillegg er det utfordrende å få til en ordentlig god simulering basert på de virkelige forutsetningene uten å simulere hele systemet, inkludert varmegjenvinningen. I denne oppgaven ble det valgt å ikke gjøre en så avansert simulering, men bruke en tilnærming for å understreke at det virkelige energiutbyttet fra solfangeranlegget blir lavere enn originalt prosjektert med den nåværende systemløsningen. Dette viser også at leverandøren av solfangeranlegget skulle

hatt bedre innsyn i prosjektet for å få til en realistisk simulering basert på den virkelige systemutformingen.

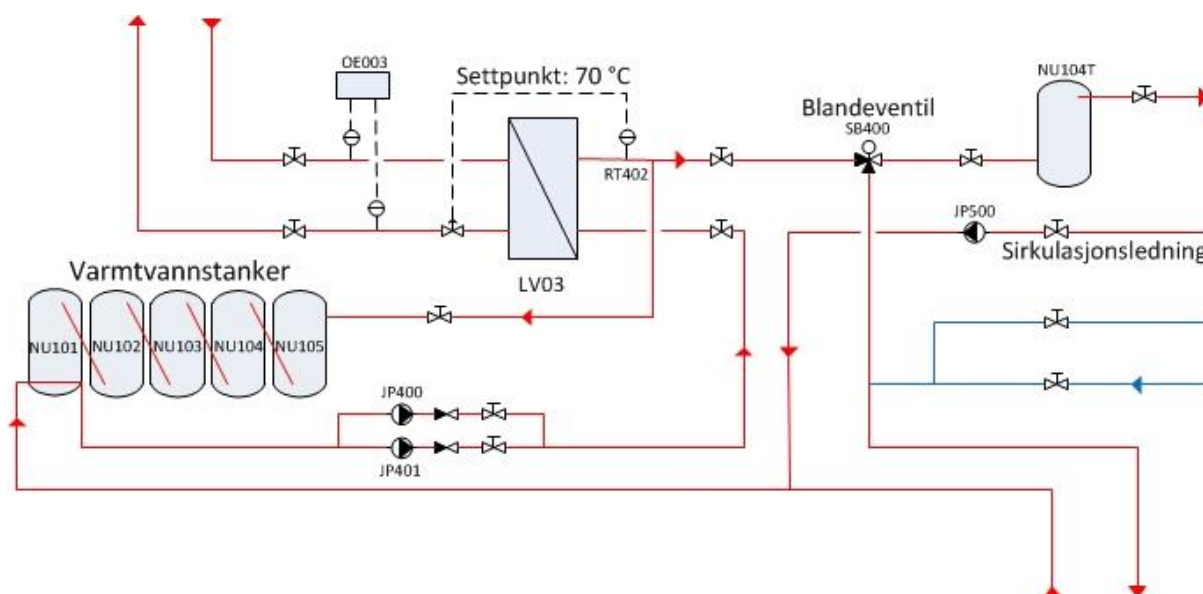
7.3 Vurdering av system 310.003 – forbruksvann hotell

Dette systemet har som formål å sikre tilstrekkelig oppvarming av tappevannet sammen med system 321.001 – fjernvarme primærside. Når det gjelder energidekningsgrad er det prosjektert at spisslast skal dekke de resterende 20 % av energibehovet for tappevannsoppvarming. Sammenligningen av prosjektert og målt energibruk er som følger:

- Ca. 46 000 kWh prosjektert bidrag.
- Ca. 187 000 kWh målt bidrag i perioden 01.01.15-31.12.15.

Dette betyr at bruken av spisslast har vært ca. 400 % høyere enn prosjektert, og energidekningsgraden til spisslast har vært 66 %.

Dagens systemutforming er vist i Figur 63.



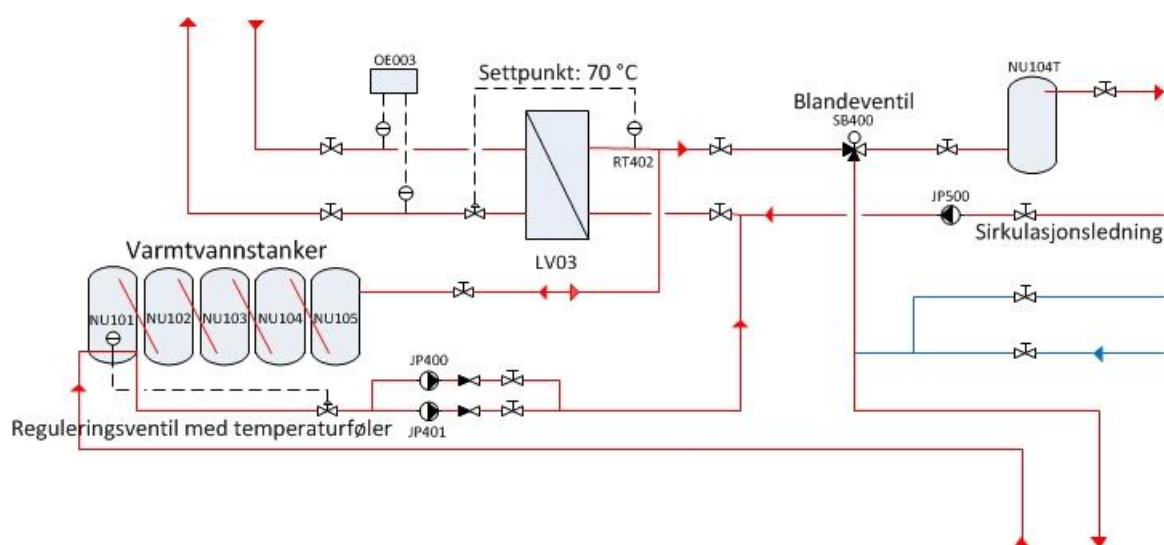
Figur 63 Systemskjema av system 310.003 forbruksvann hotell. Dagens utforming.

Feil/utfordringer i dagens system er at retursirkulasjonsledningen føres inn på rørledningen fra solfangeranlegget, slik at vannet her må følge med gjennom tank NU101. Retursirkulasjonsledningen skulle vært direkte koblet inn til varmeveksler LV03. Tankene NU101-NU105 er uansett ladet opp av spisslastvarme, så det er ingen energigevinst ved å koble disse rørene som det er gjort i dag.

En annen utfordring med den nåværende løsningen er hvordan vannet faktisk sirkulerer i systemet. Dette er et såkalt turbosystem hvor det utnyttes spisslast til å varme opp vannet i tankene NU101-

NU105 når det ikke er tapping av vann (pumpe JP400/JP401 fungerer som ladepumper og akkumulerer varmtvann i tankene NU101-NU105). Den nåværende styringen stopper pumpene når temperaturen i akkumuleringstankene er 82 °C. Dette vil i realiteten aldri skje, da settpunktet ut av spisslastveksleren er 70 °C.

Det er viktig at vannet kjøres gjennom tankene NU101-NU105. Dette oppnås ved å regulere start/stopp av pumpene avhengig av temperaturen i tank NU101, og deretter bruke en reguleringsventil som bestemmer gjennomstrømningen av vann forbi pumpene. På denne måten vil det varme vannet i tankene utnyttes ved at tappingen tvinges gjennom tankene. Figur 64 viser hvordan en alternativ systemløsning kan se ut. Rørledningen mellom tank NU105 og utløpet av varmeveksler LV03 har sirkulasjon begge veier, avhengig av driftssituasjon.



Figur 64 Tegning av alternativ systemutforming for system 310.003 forbruksvann hotell.

7.4 Oppsummering av feil i systemet for oppvarming av tappevann

Gjennomgang og analyse av systemet for tappevannsoppvarming har avslørt flere feil ved dagens systemutforming. Følgende liste oppsummerer feilene:

- Feilprosjektering av varmegjenvinning fra kjøle- og fryserom fører til at denne energikilden ikke bidrar i henhold til den prosjekterte verdien.
- I system 310.004 – solfangere på tak er følgende feil oppdaget:
 - Feilstyring av pumpe JP401 fører til dårligere effektivitet for solfangeranlegget og mye lavere energidekningsgrad enn prosjektert.
 - Varmeveksler LV001T er underdimensjonert.
- Returledningen fra sirkulasjonsnett i hotellet er koblet feil.

8 Alternativ systemutforming for oppvarming av tappevann

Dette kapittelet presenterer en alternativ utforming av systemet for oppvarming av tappevann ved Hotell Scandic Lerkendal. Det har ved grundig gjennomgang av systemet kommet frem at dagens systemutforming ikke fungerer optimalt. Mulige systemendringer for å utnytte mer av energien fra solfangeranlegget er her presnetert. De alternative løsningene som ble undersøkt er:

- Større varmevekslerkapasitet og rett pumpestyring.
- Bruk av tappevannsspiraler i akkumuleringstankene.
- Installasjon av AquaEfficiency.
- Parallellkobling av varmegjenvinning fra kjøle- og fryserom og solfangeranlegget.

8.1 Øke varmevekslerkapasitet og få orden på pumpestyringen

Dette vil være en løsning som krever få fysiske endringer i systemet, men den krever også at pumpestyringen rettes opp. Installasjon av en varmeveksler med større kapasitet vil være lønnsomt fordi det bidrar til bedre varmeoverføring til tappevannet og dermed bedre utnyttelse av solenergien, men styring av pumpen har også vist seg å være en vesentlig faktor for et optimalt system.

Ved valg av denne løsningen må det installeres en helt ny varmeveksler. Prisen på ny veksler er 22 500 kr. I tillegg må det beregnes noe arbeid i forbindelse med installasjon av den nye varmeveksleren, som også innebærer noe endring av rørføringer. Prisen for dette vil være ca. 22 500 kr, inkludert omprogrammering av pumpen. Når det gjelder styring av pumpen må de rette følerne være på plass. Pumpen bør styres avhengig av utløpstemperaturen på varm side av varmeveksleren, i dagens systemutforming finnes det ikke noen temperaturføler på dette punktet.

Når det gjelder potensielt energibudsjett for denne løsningen vil tilstrekkelig varmevekslerkapasitet og rett pumpestyring sørge for at solfangeranlegget leverer tilnærmet den energimengden som er antatt i prosjekteringen. Med bakgrunn i temperaturprofilen ut fra varmegjenvinningen bestemmes det en reduksjon i antall kWh det er mulig å utnytte fra solfangeranlegget på 10 %. Dette betyr at det totale energiutbyttet det er mulig å oppnå fra solfanger anlegget med denne løsningen er ca. 104 000 kWh, som betyr en differanse fra dagens utbytte på 57 000 kWh.

8.2 Installere AquaEfficiency

AquaEfficiency er en integrert varmeveksler og pumpe-løsning med styring. Produktet beskrives av leverandør som et energieffektivt tappevannssystem med en settpunktskontroll som sikrer så lav returtemperatur som mulig ut på primærsiden. Løsningen er designet for å kunne levere opp til 1200 kW til tappevannsoppvarming og egner seg for bruk i blant annet leilighetsblokker, sykehus og hoteller. (Alfa Laval, 2016) Figur 65 viser et bilde fra leverandøren av løsningen.

Installasjon av AquaEfficiency vil føre til maksimal energiutnyttelse fra solfangeranlegget. Opplysninger fra leverandør sier at denne løsningen vil fungere selv med varmegjenvinningen plassert før solfangeranlegget på grunn av den interne styringen til installasjonen. Simulert energiutbytte er ca. 115 000 kWh, mens energiutbytte fra dagens system er ca. 47 000 kWh. Differansen mellom disse er 68 000 kWh.

Fordelen med denne løsningen er den integrerte styringsmekanismen til installasjonen. Flere temperatursensorer og frekvensregulerte pumper sørger for at returtemperaturen på primærsiden er så lav som mulig, noe som vil føre til at solfangeranlegget har en lav temperatur å jobbe med og dermed oppnå høy effektivitet.

I Kapittel 7.2.1 Varmeveksler mellom solfangeranlegget og tappevannskretsen, viser Figur 59 hvor stor effekt varmeveksleren er nødt til å ha avhengig av antall hotellrom basert på tre ulike verdier for ΔT . Med en ønsket ΔT på 50 K er det nødvendig at varmeveksleren har en effekt på ca. 1000 kW. Dersom det skal være aktuelt å bruke en AquaEfficiency-løsning er det derfor denne effekten som bør velges for varmeveksleren. Prisen på installasjonen vil variere noe avhengig av kapasitet, men opplyses å være mellom 60 000 og 80 000 kr.



Figur 65 Bilde av AquaEfficiency-løsningen(Alfa Laval, 2016).

Å bytte ut den nåværende pumpen og varmeveksleren mellom akkumuleringstanker og tappevannskrets med AquaEfficiency er en meget aktuell løsning. Dette byttet vil sørge for at styringsproblematikken i dagens systemutforming forsvinner, i tillegg til at en varmeveksler med

større kapasitet vil sørge for mer overført varme til tappevannet. På grunn av den interne temperaturstyringen vil det være mulig å benytte denne løsningen direkte inn i dagnes system, med varmegjenvinning fra kjøle- og fryserom før solfangeranlegget.

Det er ikke mulig å simulere denne løsningen nøyaktig, men på grunn av korrekt styring antas det at det vil være mulig å få et energiutbytte som i den originale simuleringen fra leverandør. Dette vil være en klar forbedring fra den nåværende løsningen.

8.3 Bruk av tappespiral i akkumuleringstanker

Akkumuleringstankene i solfangersystemet er som nevnt tidligere ikke dimensjonert til å kunne brukes direkte som tappevannsberedere. Det som derimot er mulig å gjøre, er å sette inn tappespiraler i alle tankene og koble disse i serie. Dette er en løsning hvor varmeveksler LV001T og pumpe JP401 i systemet fjernes og den akkumulerte varmen hentes direkte fra tankene. I hver tank er det mulig å sette inn to tappespiraler, en oppe i tanken og nede i tanken. Med løsningen hvor man velger tappespiral for å hente ut akkumulert varme plasseres spiralen i det øvre punktet.

Hovedfordelen med denne løsningen er at pumpestyringsproblemene unngås. For å ha så gode energioverføringsmuligheter som mulig bør det installeres en spiral per tank. Det er også muligheter for å sette inn en spiral i bunnen av tanken for energioverføring fra solfangerne. Med denne løsningen er det ikke behov for soloverføringsstasjoner, og varmetapene her unngås.

Det mulige energiutbyttet ved bruk av tappevannsspiraler baseres på simuleringsresultatet fra kapittel 6.2.3 Tappevannsspiraler, hvor det kom frem at energiutnyttelsen fra solfangerne vil være noe bedre enn ved bruk av en løsning med pumpe og varmeveksler. I følge denne simuleringen skal energiutbyttet være ca. 123 000 kWh. Dette gir en energidifferanse på 8 000 kWh sammenlignet med teoretisk energiutbytte og 76 000 kWh sammenlignet med det reelle energiutbyttet.

Utfordringen med dette alternativet er at akkumuleringstankene som i dag er installert i anlegget er levert uten flensehull; altså er det ingen mulighet til å enkelt kunne sette inn tappevannsspiraler. Dette blir eventuelt veldig dyrt (kun spiralen koster over 30 000 kr, og i tillegg kommer ombygging av tankene) og anses derfor ikke som en aktuell løsning å bruke på dette tidspunkt, men det hadde vært interessant om det var valgt fra prosjekteringsstadiet.

Opplysninger fra leverandør av anlegget sier at prisen for installasjon av tappevannsspiraler er ca. 32 000 kr per tank (totalt 128 000 for fire tanker). Totalkostnaden av hele solfangeranlegget var ca. 2 300 000 kr uten mva. Dette betyr at merinvesteringen for tappevannsspiraler hadde vært ca. 5 % av den totale anleggskostnaden. Det må også tas hensyn til at kostnaden for pumpe og varmeveksler mellom akkumuleringstanker og tappevannskrets kan neglisjeres. Prisen på disse komponentene er totalt ca. 35 000 kr. Dersom bruk av tappevannsspiraler ble valgt bort på grunn av pris var det en dårlig vurdering, spesielt med tanke på hvor dårlig dagnes systemutforming fungerer.

8.4 Parallellkobling av varmegjenvinning og solfangeranlegg

Med den nåværende utformingen av systemet for termisk energiforsyning på Hotell Scandic Lerkendal blir ikke potensialet til solfangeranlegget utnyttet i så stor grad som prosjekteringen av energidekning tilsier. Dette skyldes blant annet at varmegjenvinning fra kjøle- og fryserom er plassert før solfangeranlegget, noe som fører til redusert virkningsgrad for solfangeranlegget sammenlignet med prosjektert verdi. For å få så god effekt som mulig ut av solfangeranlegget er det viktig at temperaturen inn på kald side av varmeveksler LV001T er så lav som mulig.

En potensiell løsning på dette problemet vil være å koble varmegjenvinningen og solfangeranlegget i parallell i stedet for serie før varmtvannstanker og spisslast. På denne måten hadde det vært mulig å utnytte hele potensialet til varmegjenvinningen, samtidig som solfangeren hadde fått en bedre virkningsgrad og hatt mulighet til å kunne levere like mye energi som prosjekteringen til leverandør tilsier. For en ideell løsning forutsettes det at pumpestyringen av pumpe JP401 optimaliseres og varmevekslerkapasiteten økes.

Figur 61 i kapittel 7.2.1 Varmeveksler mellom solfangeranlegget og tappevannskretsen viser et forslag til hvordan systemet kunne sett ut med denne løsningen. Denne figuren er forenklet, og det er fokusert på å få frem hovedprinsippet bak den alternative løsningen.

Ved å bruke parallellkobling av varmegjenvinning og solfanger vil energibudsjettet for tappevannsoppvarming være nærmere det prosjekterte energibudsjettet enn den nåværende situasjonen.

9 Økonomisk analyse av foreslåtte endringer

Det vil her bli gjennomgått en innledende økonomisk analyse av de foreslåtte aktuelle endringene. Dersom det skal gjennomføres endringer i systemet er det de løsningene som gir det beste energiutbyttet som er mest interessante. Det er fokusert på løsninger som antas å være realistiske å gjennomføre på nåværende tidspunkt, men en undersøkelse av løsningen med tappevannsspiraler og om denne kunne vært lønnsom blir også gjennomgått. Basert på oppgitte investeringskostnader fra leverandør vil det beregnes nåverdi og inntjeningsstid for de foreslåtte mulige endringene.

Følgende formler benyttes:

Formelen for nåverdi, NV, er (Enova, 2003):

$$NV = B \cdot \frac{1 - (1 + r)^{-n}}{r} - I_0 \quad (7)$$

Formelen for inntjeningsstid, N_0 , er (Novakovic et al., 2007):

$$N_0 = \frac{\ln\left[\left(1 - \frac{I_0}{B} \cdot r\right)^{-1}\right]}{\ln(1 + r)} \quad (8)$$

B: årlig netto besparelse

n: økonomisk levetid

r: kalkulasjonsrente

I_0 : investering

Antar kalkulasjonsrente på 5 %, økonomisk levetid på 15 år og en energipris på 80 øre (spisslast). Alle beregninger er gjort uten merverdiavgift.

9.1 Utvidet varmeveksler og ordentlig pumpestyring

Dersom varmevekslerkapasiteten utvides og pumpestyringen rettes opp vil energiutbyttet være bedre enn med dagens regulering og systemutforming. Med varmegjenvinningen fra kjøle- og fryserom plassert før solfangeranlegget vil det være en reduksjon i energiutbyttet sammenlignet med det maksimale potensialet. Med 10 % reduksjon i energiutbyttet på grunn av plasseringen av varmegjenvinning før solfangeranlegget blir det potensielle energiutbyttet 104 000 kWh, en differanse på 57 000 kWh fra dagens energiutbytte.

Investeringskostnadene for denne løsningen inkluderer total kostnad for varmeveksleren, installasjon av varmeveksleren og noe omlegging av rør i energisentralen, ny programmering av pumpen og en temperaturføler den kan reguleres etter. Den totale kostnaden til denne løsningen blir da ca. 45 000 kr. Dette inkluderer 22 500 kr for en helt ny varmeveksler.

Dette gir følgende resultat fra beregningene:

- $NV = \text{ca. } 430\,000 \text{ kr}$
- $N_0 = \text{ca. } 1 \text{ år}$

Denne investeringen vil lønne seg i løpet av svært kort tid. Dette er på grunn av en stor reduksjon i utgifter til fjernvarme i tillegg til lav investeringskostnad. Ved valg av denne løsningen er det viktig at pumpestyringen blir rett, slik at massestrømmen på primærsiden alltid har så lav temperatur ut av varmeveksleren som mulig. Dette oppnås med riktig regulering av massestrømmen gjennom pumpe JP401, tilpasset energibehovet på tappevannssiden.

9.2 Installere AquaEfficiency

Denne løsningen fører til maksimalt teoretisk energiutbytte fra solfangeranlegget på 115 000 kWh. Differansen fra dagens energiutbytte blir på 68 000 kWh.

Kostnaden for AquaEfficiency 80 000 kr. I tillegg til dette kommer installasjonskostnaden. Det tas utgangspunkt i at installasjonen vil ta to dager (15 arbeidstimer) og at timesprisen til installatøren er 750 kr. Også for denne løsningen vil det komme noen kostnader knyttet til omlegging av rør. Den totale kostnaden for å installere AquaEfficiency er derfor ca. 95 000 kr.

Dette gir følgende resultat fra beregningene:

- $NV = \text{ca. } 470\,000 \text{ kr}$
- $N_0 = \text{ca. } 1,9 \text{ år}$

Sammenlignet med dagnes systemutforming er det åpenbart at denne løsningen er en god investering. Det vil ta under to år før investeringen er tjent inn. Fordelen med installasjon av AquaEfficiency sammenlignet med ny varmeveksler og endring av pumpestyringen er den ferdig programmerte pumpestyringen. Gitt at denne er rett vil dette være en svært enkel løsning, selv om investeringskostnaden er noe høyere og inntjeningstiden ca. dobbelt så lang.

9.3 Lønnsomhet ved bruk av tappevannsspiraler

Dersom det i utgangspunktet var installert tappevannsspiraler i tankene kan det undersøkes hvor fort dette hadde lønt seg økonomisk. Løsningen med tappevannsspiraler har et totalt teoretisk utbytte på 123 000 kWh. Dette tallet er sammenlignet med teoretisk og reelt energiutbytte.

Total investeringskostnad for fire tappevannsspiraler er 128 000 kr. Dette er forutsatt at spiralene installeres i anlegget fra start.

Det er her tatt utgangspunkt i to sammenligninger:

- Sammenligning av mulig energiutbytte ved bruk av tappevannsspiraler med det teoretiske energiutbyttet (115 000 kWh, differanse på 8 000 kWh). Dette gir:
 - $NV = \text{ca. } -62\ 000$
 - $N_0 = > 200$ år
- Sammenligning av mulig energiutbytte ved bruk av tappevannsspiraler med det reelle energiutbyttet (47 000 kWh, differanse på 76 000 kWh). Dette gir:
 - $NV = \text{ca. } 503\ 000$ kr
 - $N_0 = \text{ca. } 2,3$ år

Utregning av nåverdi og inntjeningstid for denne løsningen sammenlignet med den prosjekterte løsningen viser hvorfor løsningen med tappevannsspiraler ikke ble valgt fra starten. En negativ nåverdi og en ekstremt lang inntjeningstid understreker dette. Etter at anlegget har vært i drift en stund har det derimot vist seg at feil i systemet fører til et så lavt energiutbytte fra solfangeranlegget at tappevannsspiraler hadde vært en bedre løsning. Det hadde da vært unngått både underdimensjonert varmeveksler og feil pumpestyring. For å oppnå dette energiutbyttet er det viktig med stort nok overflateareal på tappevannsspiralene for tilstrekkelig energioverføring.

10 Vurdering av systemet for romoppvarming

Oppvarming av hotellrom skjer kun gjennom ventilasjonsluft, med varmepumpe som grunnlast og fjernvarme som spisslast. Som nevnt er energibehovet for romoppvarming langt høyere enn prosjektert og det kan være flere årsaker til dette, men et kjent problem er blant annet at det har vært store utfordringer med varmegjenvinnerne i ventilasjonsaggregatene. Dette har ført til et økt behov for levert energi fra varmepumpen sammenlignet med prosjekterte verdier. Med økt behov for energi til oppvarming, bør det undersøkes hvor godt systemet for romoppvarming fungerer og hvordan det eventuelt kunne vært annerledes utformet for nåværende energibehov. Det er kun fokusert på varmepumpen, da denne oppgaven ser på det termiske energisystemet, men ikke varmedistribusjonsnettet på hotellet.

10.1 Varmepumpen

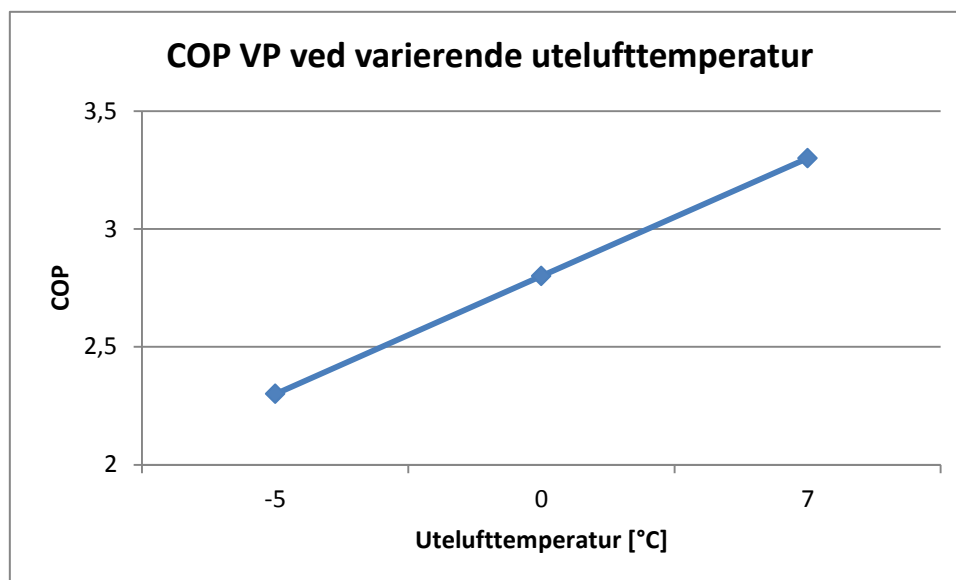
Figur 66 viser bilde av varmepumpeaggregatet på Hotell Scandic Lerkendal. Aggregatet er plassert ute på taket av kongressdelen. Dette er en Systemair VLH 704 ELN reverserbar kjølemaskin med uteluft som varmekilde, som på nåværende tidspunkt kun brukes som varmepumpe.



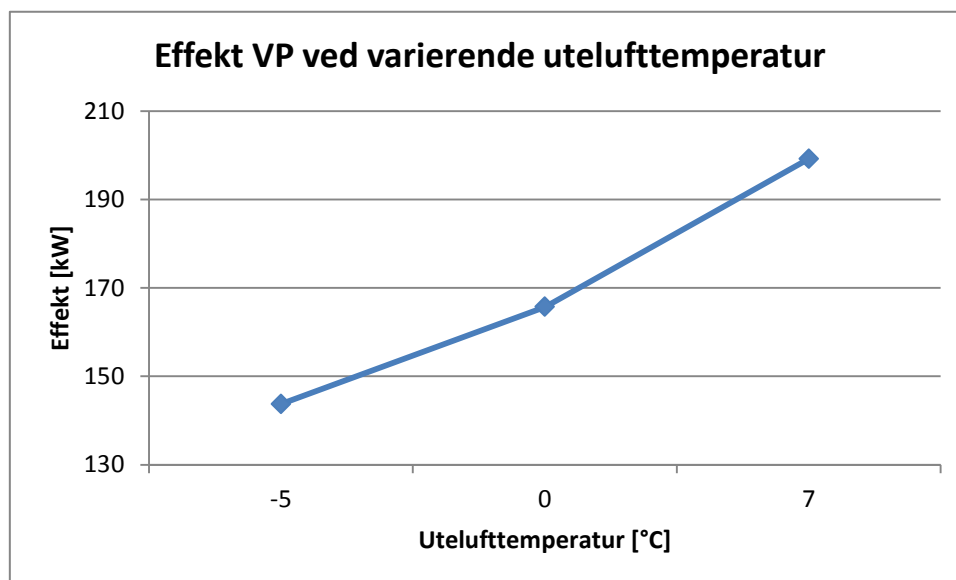
Figur 66 Bilde av varmepumpeaggregatet på Hotell Scandic Lerkendal.

10.1.1 Dimensjonering

Prøvekjøringer av aggregatet viser hvordan COP og avgitt varmeeffekt fra varmepumpen varierer med varierende utelufttemperatur. Det er et gitt settpunkt på 43 °C for temperaturen ut av varmepumpen, og dermed fast kondenseringstemperatur. COP vil da øke i takt med økt utetemperatur og fordampningstemperatur. Figur 67 viser hvordan COP for varmepumpen varierer med varierende utetemperatur, mens Figur 68 viser hvordan levert effekt varierer ved de samme temperaturene. Lamellavstanden til aggregatet er 1,6 mm.



Figur 67 COP for varmepumpen ved varierende utelufttemperatur.



Figur 68 Avgitt varmeeffekt fra varmepumpen ved varierende utelufttemperatur.

Figur 67 viser at COP for varmepumpen avtar med ca. 0,1 per grad utelufttemperaturen blir kaldere, mens effekten gjennomsnittlig avtar med ca. 5 kW, som vist i Figur 68.

10.1.2 Styring og regulering

Behovet for romoppvarming varierer med utetemperaturen og antall gjester på hotellet. I funksjonsbeskrivelsen er varmpumpen beskrevet på følgende måte: «VP lever sitt eget liv og styres med fast temp 43/38 °C». Dette betyr at varmpumpen har en egen automatikk og styres fast på 43/38 °C tur-/returvanntemperatur under drift. Altså med en fast kondenseringstemperatur uavhengig av utetemperatur. Ytelsesregulering skjer med hensyn til turtemperatur fra varmpumpen. I følge dokumentasjon kan varmpumpen levere 43 °C ned til en utelufttemperatur på ca. -5 °C. Ved -8 °C leverer varmpumpen 38 °C, som betyr at varmpumpen ikke kan levere noen varme for lavere utelufttemperaturer enn dette. (Systemair, 2013)

Varmepumpen har fire hermetiske scrollkompressorer som reguleres på/av (intermittent regulering), som gir varmpumpen fire reguleringstrinn. Kompressorene slås av/på avhengig av utgående temperatur fra varmpumpen, og sørger for at settpunktstemperaturen opprettholdes.

På grunn av at dette er en uteluft/vann-varmpumpe kan den ikke brukes ved for lave utetemperaturer, lavere enn ca. -8 °C. Dette fører til at man er avhengig av å dekke 100 % av romoppvarmingsbehovet med spisslast i de kaldeste periodene av året. Det blir oppgitt at pris og ugunstige forhold for boring av brønner er grunnen til valget av denne typen varmpumpe.

Når aggregatet er i drift skjer avriming om en av følgende situasjoner inntreffer:

- Trykket i fordampere blir lavere enn 5,5 bar. Avrimingen vil starte etter 40 minutter.
- ΔT mellom uteluft og fordampningstemperatur overstiger 10 K. Avriming vil starte etter 5 minutter.

10.1.3 Energidekningsgrad

Tabell 8 viser en sammenligning av prosjekterte og målte verdier for energibruk til romoppvarming basert på målinger fra perioden 01.01.15-31.12.15. Sammenlignet med verdier presentert i kapittel 3.6 Resultater, er ikke forskjellene spesielt store. Tilført elektrisk energi til varmpumpen er noe lavere, noe som vil bidra til en høyere COP for aggregatet. Tabell 9 viser hvordan energidekningsfordelingen har vært mellom varmpumpe og spisslast sammenlignet med prosjekterte verdier. Tallene viser at varmpumpens energidekningsgrad har vært som prosjektert.

Sammenligning av prosjekterte og målte verdier romoppvarming					
	Prosjektert	Prosjektert spesifikt	Målt	Målt spesifikt	Avvik
Levert energi fra spisslast	45 000 kWh	3,9 kWh/m ²	79 500 kWh	6,9 kWh/m ²	77 %
Levert energi fra VP	180 000 kWh	15,7 kWh/m ²	304 000 kWh	26,6 kWh/m ²	69 %
Levert el. energi til VP	85 000 kWh	7,4 kWh/m ²	140 000 kWh	12,2 kWh/m ²	65 %
Energibehov totalt	225 000 kWh	19,7 kWh/m ²	384 000 kWh	33,5 kWh/m ²	71 %

Tabell 8 Sammenligning av prosjekterte og målte verdier for energibruk til romoppvarming for perioden 01.01.2015-31.12.2015.

Fordeling mellom varmepumpe og spisslast		
	Prosjektert	Målt
Varmepumpe	80 %	79 %
Spisslast	20 %	21 %

Tabell 9 Energidekningsfordeling mellom varmepumpe og spisslast til romoppvarming for perioden 01.01.2015-31.12.2015.

10.1.4 Årsvarmefaktor og Carnot-virkningsgrad

Varmepumpens årsvarmefaktor, SCOP (midlere COP) kan beregnes ut i fra målte verdier for tilført og avgitt effekt fra varmepumpen.

$$COP = \frac{Q}{W} = \frac{26,6 \text{ kWh/m}^2}{12,2 \text{ kWh/m}^2} \approx 2,2 \quad (9)$$

Hvor Q er varme avgitt fra varmepumpen, W er tilført elektrisitet til varmepumpen, og tallene er inkludert energi til avriming. I energisimuleringen for hotellet ble det antatt en COP for varmepumpen på 2,12. For virkelig COP kan energisparing sammenlignet med direkte bruk av elektrisitet til romoppvarming beregnes, basert på følgende formel:

$$\Delta E = \left(\frac{1}{\eta_{alt}} - \frac{1}{COP} \right) \cdot 100 \% \approx 54 \% \quad (10)$$

Hvor η_{alt} er virkningsgraden for alternativt varmesystem. $\eta_{alt} \approx 1$ for elektrisk oppvarmingssystem. Dette er energibesparelsen som oppnås uten å ta hensyn til spisslast. For å finne ut hvor stor energibesparelsen blir inkludert spisslast, må den totale SCOP beregnes. For romoppvarming totalt vil SCOP være avhengig av hvor mange prosent av energibehovet som dekkes av henholdsvis varmepumpe og spisslast. Antar en SCOP for fjernvarme på ca. 0,96.

$$SCOP_{tot} = 2,2 \cdot 0,8 + 0,96 \cdot 0,2 \approx 2 \quad (11)$$

Ser da at ved en dekningsgrad på 80 % fra varmepumpen og 20 % fra fjernvarme blir den totale årsvarmefaktoren inkludert spisslast 2. Dette er en lav verdi for et system med varmepumpe som grunnlast, og er en følge av lav SCOP for varmepumpen (1,8). Basert på total SCOP for varmeanlegget blir $\Delta E = 50 \%$. Dette tallet er noe lavere enn ΔE beregnet kun med hensyn på COP for varmepumpen, dette skyldes lavere SCOP for spisslast enn for varmepumpe.

For å undersøke kvaliteten til varmepumpen er det også mulig å beregne Carnot-virkningsgraden, som tar utgangspunkt i Carnot effektfaktor, $\epsilon_c = COP_c$, og COP.

$$COP_C = \frac{T_K}{T_K - T_0} \quad (12)$$

Hvor T_K er temperatur ut av kondensatoren, her konstant 43 °C, og T_0 er utelufttemperatur, som i løpet av perioden 01.01.2015-31.12.2015 har hatt en gjennomsnittsverdi på 7,3 °C. Dette gir en Carnot effektfaktor på 8,85. Bruker dette til å beregne Carnot-virkningsgrad med følgende formel:

$$\eta_c = \frac{COP}{COP_C} \quad (13)$$

Med en COP på 2,2 blir $\eta_c \approx 0,25$. Carnot-virkningsgraden til varmepumper avhenger av flere faktorer og varierer typisk mellom 0,3 og 0,7 (Stene, 2016). Dette betyr at en Carnot-virkningsgrad på 0,25 er lavt og at varmepumpens ytelse har potensiale for forbedring.

10.2 Mulige årsaker til høyt energiforbruk til romoppvarming

Det har vist seg at varmepumpen har en energidekningsgrad i henhold til prosjekteringen, men at behovet for energi til romoppvarming er mye høyere enn prosjektert, derfor må det undersøkes hvilke andre faktorer som påvirker energibruk til romoppvarming i hotellet.

En grunn til at oppvarmingsbehovet har vært høyere enn prosjektert er store problemer med varmegjenvinnerne i ventilasjonsaggregatene. Det har vært problemer med at reimene ryker, og på grunn av at det er roterende varmevekslere fører dette til at varmevekslerne stopper og varmegjenvinningen blir redusert til 0 % (prosjektert varmegjenvinning er 85-87 %). Dette fører til at luft med utetemperatur må varmes opp av den vannbårne varmen i kombibatteriene. Varmebatteriene er ikke dimensjonert til å kunne varme opp uteluften til ønsket innetemperatur direkte. Det som skjer er derfor at varmepumpen må kjøre for fullt i tillegg til at det trengs mye spisslastvarme, samtidig som temperaturen i flere hotellrom har vært for lav.

Antall gjestedøgn på hotellet har vært lavere enn antatt, altså har ikke gjester bidratt med like mye varme i form av kroppsvarme, varme fra lys og andre elektriske apparater som tas i bruk på rommene. For at lyset på hotellrommene skal kunne slås på må gjesten putte romnøkkelen i en holder på veggen. Dette kan være en årsak til at varmepumpen har levert såpass mye mer varme enn prosjektert.

En faktor som kan ha påvirket energibehovet til romoppvarming er at det ikke brukes varme i badromsgulvene på hotellet. Siden gjestene selv har mulighet til å justere romvarmen noe, kan det

tenkes at en del gjester velger å sette opp temperaturen i rommet for å kompensere for det kalde badegulvet.

I energisimuleringen for bygget er det antatt en tett bygningskropp med lav U-verdi. Når behovet for romoppvarming er såpass mye høyere enn prosjektert kan det tyde på at bygningskroppen i realiteten ikke er like tett som prosjekterte verdier tilsier. Det er antatt 0,3 luftskifter per time med en trykkforskjell på 50 Pa. Dersom tallet er høyere enn dette vil det føre til økt behov for energi til romoppvarming.

10.3 Kommentarer

I løpet av det første hele kalenderdriftsåret har energifordelingen mellom varmepumpen og spisslast vært tilnærmet 80/20 %, som i prosjekteringen. COPen til varmepumpen har gjennomsnittlig vært 2,2, mot en prosjektert verdi på 2,12 fra energisimuleringen for hotellet. Energidekningsgraden til varmepumpen er høyere enn det som vanligvis forventes av en luft/vann-varmepumpe.

Det er ikke registrert noen store feil ved drift av varmepumpen i løpet av den tiden anlegget har vært i bruk. I noen perioder har det vært problemer med måleutstyret i hele energisentralen, som har gjort at det ikke er mulig å se spesifikt hvordan varmepumpens bidrag har vært. Energileveransen fra og COPen til varmepumpen har i dette tidsintervallet blitt akkumulert og ut i fra dataene som eksisterer er det rimelig å anta at varmepumpens leveranse har vært akseptabel.

I fordelingsnettets kjøres det konstant vannmengde. Dette fører til at returtemperaturen på vannet er høy når romoppvarmingsbehovet er lavt. I tillegg er det konstant turtemperatur på vannet ut til rommene. Dette ble bestemt av prosjekterende ingeniør.

Ventilasjonsystemet på hotellet er designet med to ventilasjonsaggregater per etasje. Dette gjør det mulig å booke strategisk for å kun starte opp et aggregat av gangen. Ved å følge med på SD-anlegget er det klart at dette ikke gjennomføres i praksis. Konsekvensen av dette er at flere aggregater enn nødvendig må kjøre for å ventilere rommene som er i bruk.

I funksjonsbeskrivelsen er varmepumpen beskrevet på følgende måte: «VP lever sitt eget liv og styres med fast temp 43/38 °C». På grunn av fast settpunktstemperatur for varmepumpen er det ikke behov for utekompensering, og eventuelle problemer med dette unngås.

I systemet 350.001 – ventilasjonskjøling/-varme er varmeveksler LV101 en nødvendig komponent fordi varmepumpeaggregatet er plassert ute. Denne varmeveksleren gir ekstra eksergitap, men sikrer at problemer med frysing unngås. Mediet mellom veksleren og varmepumpen er en glykolblanding som ikke fryser – hadde det vært brukt vann rett ut til aggregatet hadde dette vært en risiko.

Opplysninger fra leverandøren av anlegget bekrefter at denne typen aggregat er mye brukt og at de har levert det samme til over 100 andre bygg. Det er ikke vanlig at de får tilbakemeldinger på hvordan aggregatene har fungert, så det finnes ingen opplysninger om dette.

11 Forslag til hvordan termiske energisystemer med solfanger og luft/vann-varmepumpe i hoteller av passivhus- eller ZEB-standard bør utformes

Basert på arbeidet med denne oppgaven er det blitt utarbeidet noen veiledende retningslinjer for hvordan solfangere og luft/vann-varmepumper i hoteller med ZEB eller passivhusstandard bør utformes. Disse anbefalingene er basert på opparbeidet kunnskap om termisk energiforsyning til hoteller/bygg med lignende «energiprofil» og vil i all hovedsak omhandle utforming av energisentralen.

For solfangeranlegg som brukes til tappevannsoppvarming anbefales følgende:

- Lage en grundig simuleringsmodell med programvare som tar hensyn til lokale klimaforhold, for eksempel Polysun.
- For norske forhold anbefales plane solfangere, da dette er den mest robuste typen.
- Dimensjonere akkumuleringsvolumet for en maksimal vanntemperatur på 90 °C.
- Orienter solfangerne med en asimutvinkel mellom 0° og -10°, og en helningsvinkel mellom 40° og 75°. Ideell vinkel for lokasjonen bør undersøkes ved hjelp av simuleringer.
- Bruk solarvæske med så lav prosentandel av glykol som mulig. Ca. 35 % vil være passe for områder med minimumstemperaturer på ca. -20 °C.
- Det er viktig med tilstrekkelig tilgjengelig areal for installasjon av solfangerne for å unngå at panelene skyggelegger hverandre. I tillegg er det en fordel med installasjon så høyt over bakkeplan som mulig slik at skygge fra trær og omkringliggende bygninger unngås.
- Benytte «plug and play» løsninger der det er mulig, som for eksempel mellom solfanger og akkumuleringstanker og mellom akkumuleringstanker og tappevannskrets (for eksempel soloverføringsstasjoner av typen PAW Solex og integrert pumpe og varmevekslerløsning av typen AquaEfficiency).
- Benytte nettvann direkte inn på kald side av varmeveksler mellom akkumuleringstanker og tappevannskrets, for å både sikre god energioverføring i varmeveksleren og god effektivitet for solfangerne.
- Reguleringen av systemet må sørge for at så kaldt vann som mulig inn på sekundærsiden til varmeveksler(e) mellom solfangere og akkumuleringstanker.
- Ved bruk av varmegjenvinning fra kjøle- og fryserom bør denne varmekilden parallellkobles med solfangeranlegget.
- Installere tilstrekkelig antall målere. Det må være mulig å verifisere hvor stort energiutbyttet fra solfangerne er.
- Viktig å regulere pumpene i systemet slik at temperatursjiktning i akkumuleringstankene opprettholdes.
- Ved bruk av flere akkumuleringstanker bør varierende tankvolum med hensyn på tilgjengelig solenergi og forbruk av varmt tappevann vurderes.

For luft/vann-varmepumpe som brukes til romoppvarming anbefales følgende:

- Dersom det er praktisk mulig bør en annen varmekilde enn uteluft vurderes. For eksempel jord- eller bergvarme vil gi varmepumpen en høyere COP og dermed mer energisparing. Uteluft som varmekilde fører også til mer bruk av spisslast i de kaldeste periodene på året, når en varmepumpe med uteluft som varmekilde ikke lenger klarer å levere varme.

Generelle anbefalinger for prosjektering av termiske energisystemer:

- Rett utforming av systemene er kritisk. Å gjøre endringer etter at bygget er fullført kan være både dyrt og utfordrende.
- Bruke tilstrekkelig med tid for å beregne dimensjonerende effekt og årlig energibehov til oppvarming og eventuell kjøling.
- Sørge for at alle leverandører av komponenter til systemet har god nok innsikt i prosjektet til å gjennomføre realistiske simuleringer.
- Kvalitetskontroll/-sikring: verifisere at systemet i sin helhet vil fungere som prosjektert.
- Hoteller har høyt forbruk av varmtvann, så det er fornuftig å investere i energieffektive løsninger til tappevannsoppvarming (som for eksempel solfanger).
- Benytte godt gjennomtenkte systemløsninger: det kan hende at løsningen med en noe høyere investeringskostnad er den løsningen som vil lønne seg med tanke på god energiutnyttelse.
- Begrense antall varmevekslere om mulig. På denne måten unngås varmetap og eventuelt underdimensjonerte vekslere, i tillegg til at feildrift av pumper i størst mulig grad unngås.

12 Diskusjon

I dette kapittelet vil resultatene fra oppgaven diskuteres med spørsmålene fra problemstillingen som bakgrunn.

1. Hvorfor avviker energiforbruket på Hotell Scandic Lerkendal fra prosjekterte verdier?
2. Hvilke endringer kan gjøres i systemet for at man på en lønnsom måte kan redusere dagens energibruk?

12.1 Systemet for oppvarming av tappevann

Totalt energibehov til tappevannsoppvarming har vært ca. 20 % høyere enn prosjektert. Dette avviket kan skyldes flere faktorer, men det største avviket er fordelingen av energidekningsgrad fra de ulike energikildene. Varmegjenvinningen og solfangeranlegget har begge dekket ca. 17 % av energibehovet hver, med prosjekterte verdier på henholdsvis 30 % og 50 %. Spisslast fra fjernvarme har dekket de resterende 66 % av energibehovet til tappevann, mot en prosjektert verdi på 20 %.

At varmegjenvinningen fra kjøle- og fryserom er plassert før solfangeranlegget, i tillegg til feilstyring av pumpe JP401 fører til at den termiske energien hentet ut fra solfangeranlegget er lavere enn prosjektert. I tillegg er det en utfordring at varmeveksleren mellom akkumuleringstankene og tappevannskretsen har for liten overføringskapasitet.

Det å bruke varmegjenvinning til forvarming av tappevann er en enkel og billig løsning som gir relativt god uttelling (foreløpig like mange kWh levert energi som solfangeranlegget). En alternativ utforming av systemet, hvor varmegjenvinningen ikke kommer før solfangeranlegget, men er parallellkoblet i stedet for seriekoblet kan gi en bedre uttelling, fordi det da er mulig å få en bedre virkningsgrad fra solfangeranlegget. Denne løsningen er vurdert men vil ikke anbefales for gjennomføring.

Simuleringer av solfangeranlegget viser at dersom leverandøren av anlegget hadde hatt mer innsyn i prosjektet i forbindelse med sin simulering, burde det vært oppdaget at solfangeranlegget ikke ville være i stand til å oppnå prosjektert energileveranse med dagens systemutforming.

Simulerte endringer av både helnings- og asimutvinkel viste at det ikke var mulig å oppnå noen nevneverdig forbedring av energiutbytte ved å endre vinklingen av solfangerne.

I løpet av det siste året har det største tappevannsbehovet forekommet i sommermånedene. Det er en fordel at behovet for varmt tappevann har vært såpass stort i de månedene hvor det er best muligheter for utnyttelse av solfangeranlegget. Dersom det skal være mulig å utnytte denne fordelene forutsetter det at reguleringen av anlegget optimaliseres, slik termisk energi fra solfangerne overføres til tappevannet.

For å kunne utnytte systemet på en bedre måte har det blitt sett på ulike typer endringer det kan være mulig å gjøre i systemet. De to løsningene som eventuelt er aktuelle å utføre på dagens system innebærer begge endringer på dagens varmeveksler og pumpestyring og diskuteres videre i kapittel 12.3 Alternativ utforming av systemet.

En løsning med tappevannsspiraler hadde vært en god investering sammenlignet med den nåværende systemutformingen, hvis den ble valgt fra prosjekteringsstadiet. Dette hadde medført en ekstra kostnad per tank, men samtidig unngås kostnaden for varmeveksler og pumpe. Denne løsningen er mye tryggere med tanke på rett drift, men det er viktig med tilstrekkelig coliareal for å få optimal energioverføring. I tillegg unngås det en ekstra pumpe med risiko for feilstyring. Løsningen bør benyttes dersom det er mulig med nettvann rett inn i coilen.

Det burde vært mulig å måle energi ut av solfanger for å se hvor godt de i seg selv fungerer, i tillegg til at det vil gi en bedre oversikt over tap i systemet. Sånne som målerstrukturen i systemet er på nåværende tidspunkt er det ikke mulig å vite hvor stort energiutbytte solfangerne har gitt, kun hvor mye energi som er overført til tappevannet. Det er mulig å gjøre manuelle målinger på anlegget, men historiske målinger for energiutbytte hadde vært mye mer interessant. Dette kunne blant annet gitt verdifull informasjon til bruk i fremtidige prosjekter med solfanger for tappevannsoppvarming.

12.2 Systemet for romoppvarming

Det totale energibehovet til romoppvarming har i løpet av driftstiden til hotellet vært mye høyere enn prosjektert. Totalt har behovet vært over 70 % høyere enn prosjektert. Målinger viser at varmpumpen leverer energi i henhold til prosjekterte verdier. Energidekningsgraden har foreløpig vært ca. 79 %, mot prosjektert verdi på 80 %. Dette betyr at det må være andre årsaker til økt behov for romoppvarming.

Andre faktorer som kan være med på å øke behovet for energi til romoppvarming er bygningsmessige utfordringer i form av for eksempel kuldebroer og infiltrasjon. Dette er faktorer som kan ha mye å si for varmetap, og dermed øke oppvarmingsbehovet. Denne oppgaven fokuserer på hva som skjer i energisentralen og tar derfor ikke for seg selve bygget, så dette er noe som bør ses på i videre arbeid dersom det er ønskelig å redusere det totale energibehovet til romoppvarming.

Et problem som har dukket opp og bidratt til økt behov for energi til romoppvarming er at rundremene i flere av ventilasjonsaggregatene har røket. Dette har ført til at varmegjenvinnerne har stoppet. Med en virkningsgrad på over 85 % har dette medført perioder med økt energibehov for romoppvarming.

Når det gjelder oppvarming på rommene er manglende varmekabler på badene en mulig medårsak til større energibehov for romoppvarming. En gjennomgang av kundeomtaler fra bookingsider på

Internett viser at dette er noe en del gjester er misfornøyde med. Valget om å ikke bruke varmekabler på badene for å spare energi kan se ut til å påvirke en del gjester såpass negativt at de ikke ønsker å komme tilbake til hotellet. Et alternativ for å løse dette problemet kunne vært å la gjestene selv styre varmekablene. Energibruken hadde gått opp noe, men flere gjester hadde blitt fornøyde.

Det er lagt til rette for bruk av romkjøling, som per i dag ikke benyttes. Noen få gjestekomtaler nevner varme rom om nettene som et problem, men det er snakk om en meget lav andel. Derfor er det på nåværende tidspunkt ikke nødvendig å ta i bruk romkjøling.

En idé for å få kundene fornøyde kan være å benytte seg av en informasjonsbrosjyre eller lignende som var tilgjengelig på Internett i forbindelse med booking av hotellrom. På denne måten kunne kundene bli informert på forhånd om energikonseptet til hotellet, og hvorfor valget om å for eksempel ikke bruke varme i badegulvene er gjort. Dette hadde forberedt folk på hva de gikk til, og dersom noen var spesielt skeptiske til løsningen hadde de hatt mulighet til å bestille rom på et annet hotell.

Forslaget om å fjerne krav til fornybardelen til oppvarmingsbehov fordi nye bygg har så lavt behov for energi til oppvarming, ble ikke gjennomført. Hotell Scandic Lerkendal er et eksempel som viser at det prosjekterte lave energibehovet ikke alltid er realiteten. Det reelle behovet for energi til romoppvarming er vesentlig høyere, og det understreker viktigheten av å bruke fornybare energikilder.

Varmepumpen har levert over 300 000 kWh i løpet av det første hele kalenderdriftsåret, mens solfangeranlegget har levert ca. 47 000 kWh i den samme perioden. Det kan da vurderes hvor god investeringen i solfangeranlegget har vært. Den totale investeringskostnaden for solfangeranlegget var 2,3 millioner kroner. En interessant sammenligning ville vært å se hvilken energidekningsgrad en CO₂-varmepumpe med uteluft som varmekilde hadde hatt for tappevannsoppvarming. Slike varmepumper kan oppnå en COP på 3 for en gjennomsnittlig utelufttemperatur på 5 °C, og med muligheter for akkumulering av varmtvann vil energidekningsgraden for oppvarming av tappevann være langt over 50 %. Det som må undersøkes er hvilken investeringskostnad en slik varmepumpe vil ha. Et solfangeranlegg er mer innovativt og nytt en CO₂-varmepumpe, som var med på å gjøre valget med denne løsningen på Hotell Scandic Lerkendal.

12.3 Alternativ utforming av systemet

Denne oppgaven har tydeliggjort at prosjekteringen av det termiske energisystemet på Hotell Scandic Lerkendal ikke er ideell. Det har derfor blitt gjennomgått en alternativ utforming av systemet som vil føre til bedre utnyttelse av energien fra solfangeranlegget. Den alternative utformingen vil medføre at energien hentet fra solfangeranlegget er i nærheten av den prosjekterte verdien fra leverandør av anlegget.

Flere løsninger har blitt vurdert, men det har blitt lagt vekt på å gå videre med løsninger som vil være mulige og aktuelle å gjennomføre på nåværende tidspunkt. Dette setter visse begrensninger på hva som er mulig å gjøre, sammenlignet med løsninger som kunne lønt seg dersom de ble gjennomført fra prosjekteringsstadiet. De alternative utformingene som er undersøkt og vurdert økonomisk er:

- Fjerne varmeveksler LV001T og pumpe JP401 i system 310.004 og installere AquaEfficiency
- Bytte ut varmeveksler LV001T med en som har større kapasitet og rette opp i styringen av pumpe JP401 i system 310.004

Etter å ha vurdert disse løsningene med tanke på energidekningsgrad og økonomi er det klart at begge løsningene vil lønne seg etter kort tid (henholdsvis 1,9 og 1 år). Begge løsningene har potensiale til å utnytte en vesentlig større andel av den termiske energien det er mulig å hente ut fra solfangerne, og har i tillegg en relativt lav investeringskostnad.

Fordelen med å bruke AquaEfficiency-løsningen er at dette er en såkalt «plug and play»-løsning med ferdigprogrammert pumpe. Dersom denne installasjonen fungerer slik den skal er det svært få muligheter for feil og det potensielle energiutbyttet det vil være mulig å hente ut fra solfangeranlegget er stort.

Når det gjelder løsningen med økt varmevekslereffekt og endret pumperegulering vil dette potensielt øke energiutbyttet fra solfangeranlegget mye, men det er forutsatt at ting faktisk gjøres riktig.

En omgjøring av anlegget er realistisk å gjennomføre. Det vil være stort potensiale for innsparing av benyttet spisslast og investeringen vil derfor lønne seg etter kort tid.

13 Konklusjon

Denne oppgaven har undersøkt systemene for tappevanns- og romoppvarming på Hotell Scandic Lerkendal. Avvikene mellom prosjektert og virkelig energibruk er relativt store, og det har blitt sett på mulige årsaker til dette. I tillegg har det blitt undersøkt hvilke endringer det kan være mulig å gjennomføre for at energibruken skal komme nærmere de prosjekterte verdiene, både når det gjelder totalforbruk og fordeling av energidekningsgrad fra de ulike energikildene.

Energidekningsgraden til solfangeranlegget avviker med ca. 60 %. Årsakene til dette er:

- Varmeveksler LV001T er underdimensjonert. Utrekninger basert på maksimal samtidig vannmengde viser at veksleren burde hatt en dobbelt så stor kapasitet for dimensjonerende ΔT .
- Pumpe JP401 styres feil. Denne pumpen er på kontinuerlig, men burde vært mengderegulert, for eksempel avhengig av temperatur ut av veksleren på varm side (temperaturen tilbake til akkumuleringstank NU104, denne bør være så lav som mulig).
- Plassering av varmegjenvinningsanlegget før solfangeren reduserer effektiviteten til varmeveksler LV001T. I perioder med mye tapping er problemet minimalt, men ved lite tapping er vanntemperaturen inn på kald side av veksleren ofte over 30 °C.
- Leverandøren av anlegget hadde ikke fullt innsyn i prosjektet ved sine simuleringer, noe som har ført til feilprosjektering av anlegget.

Det har gjennom arbeidet med denne oppgaven kommet frem at det er relativt små endringer i systemet for tappevannsoppvarming som skal til for å utnytte energien fra solfangeranlegget bedre. Etter å ha gjennomført energimessige og økonomiske analyser anbefales det å bytte ut dagens løsning med varmeveksler LV001T og pumpe JP401 med en AquaEfficiency-installasjon.

Til romoppvarming er det totale avviket når det gjelder energibehov over 70 %. Varmepumpen og spisslast fra fjernvarme har oppfylt de prosjekterte energidekningsgradene på 80 % og 20 %.

Det er viktig å se på årsaker til hvorfor energibehovet til romoppvarming har vært så høyt. Denne oppgaven har vært begrenset til å se på energiforsyning og det som skjer i energisentralen, men det har allikevel kommet frem at det er store utfordringer med den termiske energiforsyningen utenfor denne grensen. Det er snakk om et stort bygg med mange komponenter og mye som skal fungere sammen så en studie på hva som skjer ute i bygget, spesielt for å finne ut av hvorfor energibruk til oppvarming er så mye høyere enn prosjektert, bør gjennomføres.

14 Forslag til videre arbeid

Arbeidet med denne oppgaven har tatt for seg deler av det termiske energisystemet på Hotell Scandic Lerkendal. Det har vært en begrensning på hvilke deler av systemet oppgaven har tatt for seg, både på grunn av begrenset tid og for å begrense omfanget av oppgaven. Dette har ført til at det har blitt oppdaget noen komponenter og faktorer som bør undersøkes videre. Følgende liste oppsummerer forslag til videre arbeid som bør gjøres i forbindelse med bygget:

- Undersøke hvordan bygningsmessige faktorer påvirker energibehovet til romoppvarming.
- Vurdere distribusjonssystemet for romoppvarming og forutsetningene bak prosjekteringen av dette.
- Dersom det gjennomføres en ombygging i systemet er det viktig å verifisere at denne løsningen fungerer som ønsket og at energidekningsgraden til solfangeranlegget forbedres.
- Se på varmevekslerne i systemet for romoppvarming og undersøke om disse to har tilstrekkelig overføringskapasitet for prosjektet oppvarming av vannet som sirkulerer i varmedistribusjonsnettet.

Kildeliste

- Alfa Laval. 2016. Alfa Laval AquaEfficiency.
<http://www.alfalaval.com/globalassets/documents/products/heat-transfer/hvac-solutions/tap-water-systems/product-leaflets/aquaefficiency-en-ecf00394en-1512.pdf> 11 May 2016.
- DIBK. 2013a. Byggteknisk forskrift med veiledning (TEK10) - Direktoratet for byggkvalitet.
<http://dibk.no/no/BYGGEREGLER/Gjeldende-byggeregler/Veiledning-om-tekniske-krav-til-byggverk/> 22 November 2015.
- DIBK. 2013b. Byggteknisk forskrift med veiledning (TEK10) - Direktoratet for byggkvalitet, § 14-4. Energirammer. <http://dibk.no/no/BYGGEREGLER/Gjeldende-byggeregler/Veiledning-om-tekniske-krav-til-byggverk/?dxp=/dyp/content/tekniskekrav/14/4/> 14 November 2015.
- DIBK. 2016. Byggteknisk forskrift med veiledning (TEK10), Kapittel 14 Energi - Direktoratet for byggkvalitet. <http://dibk.no/no/byggeregler/tek/3/14/innledning/> 1 June 2016.
- DIBK. 2015. Energi, Direktoratet for byggkvalitet. <https://dibk.no/no/Tema/Energi/> 14 November 2015.
- Elvebakk, K. 2014. Resultater årssimulering SIMIEN.
- Enova. 2003. Brukerveiledning for Enøk Lønnsomhet.
- Enova. 2014a. Enovas byggstatistikk, 1. Om Enovas byggstatistikk 2014.
<http://www.enova.no/innsikt/rapporter/byggstatistikk-2014/1-om-enovas-byggstatistikk-2014/1061/0/> 17 November 2015.
- Enova. 2014b. Enovas byggstatistikk, 4.3 Energibruk i ulike bygningstyper 2014.
<http://www.enova.no/innsikt/rapporter/byggstatistikk-2014/4-energibruk-2014/43-energibruk-i-ulike-bygningstyper/1067/0/> 16 September 2015.
- Enova. 2015. Enova SF Resultat- og aktivitetsrapport 2014.
<http://viewer.zmags.com/publication/94e9a13c#/94e9a13c/1>.
- European Commission, J.R.C. 2016. PV potential estimation utility.
<http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/apps4/pvest.php> 18 April 2016.
- Fornybar.no. 2015. Solenergi, Teknologi - Fornybar.no.
<http://www.fornybar.no/solenergi/teknologi#sol2.2>.
- Ghaddar, N.K. 1994. Stratified storage tank influence on performance of solar water heating system tested in Beirut. *Renewable Energy*, 4(8): 911–925.
- Han, Y.M., Wang, R.Z. & Dai, Y.J. 2009. Thermal stratification within the water tank. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(5): 1014–1026.
- Høili, L. & Lindø, L. 2015. Presentasjon Scandic Lerkendal.

- Klinski, M., Thomsen, J., Hauge, Å.L., Jerkø, S. & Dokka, T.H. 2012. Systematisering av erfaringer med passivhus.
https://www.regjeringen.no/globalassets/upload/krd/rapporter/rapporter2013/sintef_byggforsk_rapport113_systematisering_erfaringer_passivhus_oppfolging.pdf?id=2085070 13 May 2016.
- Kommuneforlaget. 2008. *Standard abonnementsvilkår for vann og avløp, Tekniske bestemmelser*.
- Meteorologisk institutt. 2009. Soltid - Meteorologileksikon. <https://metlex.met.no/wiki/Soltid> 15 April 2016.
- Nilsen, J. 2016. Her er kartet som skal vise hvor det EGENTLIG lønner seg å ha solceller på taket.
Tu.no. <http://www.tu.no/artikler/her-er-kartet-som-skal-vise-hvor-det-egentlig-lonner-seg-a-ha-solceller-pa-taket/345989> 4 April 2016.
- Novakovic, V., Hanssen, S.O., Thue, J.V., Wangensteen, I. & Gjerstad, F.O. 2007. *ENØK I BYGNINGER - Effektiv energibruk*. 3. utgave, 2. opplag 2014.
- PAW. 2008. SolexMax-Kaskade Innovative system technology for modern heating and solar thermal systems. http://www.paw.eu/en/service/documents/PAW_SolexMAX_Kaskade_GB.pdf 13 April 2016.
- ProgramByggerne. 2013. *SIMIEN*.
- Røine, J.E. 2016. Stortinget skjerper energikravene. *Norsk VVS*.
<http://www.norskvvs.no/aktuelt/stortinget-skjerper-energikravene/> 18 May 2016.
- Scandic Hotels. 2016. Hotell Trondheim | Scandic Lerkendal | Scandic Hotels.
<http://www.scandichotels.no/Hotels/Norge/Trondheim/Lerkendal/#.VvzxDPmLRD8> 31 March 2016.
- SGP Varmeteknikk AS. 2009. Installasjons og igangkjøringsinstruks SolexMax-Kaskade.
- SGP Varmeteknikk AS. 2016. Produktark C250 Solfanger.
<http://wpstatic.idium.no/www.sgp.no/2014/09/Produktark-C250-solfanger.pdf> 28 April 2016.
- Solar365. 2016. Using Propylene Glycol in Solar Thermal Systems | Solar365.
<http://www.solar365.com/solar/thermal/glycol-in-solar-thermal-systems> 20 May 2016.
- Standard Norge. 2012. *NS 3701:2012*.
- Standard Norge. 2015. *prNS 3031 Bygningers energiytelse - Beregning av energibehov og energiforsyning*.
- Stene, J. 2015a. Forelesning om CO2 som arbeidsmedium i varmepumper.
- Stene, J. 2015b. Forelesning om termiske behov og dimensjonering av varmepumper.
- Stene, J. 2016. Forelesning om termodynamikk for varmepumpeprosessen.
- Stene, J. & Smedegård, O.Ø. 2013. *Hensiktsmessige varme- og kjøleløsninger i bygninger*.

Systemair. 2013. Testkjøringer for varmepumpeaggregatet.

Vela Solaris. 2016. Features - Product - Vela Solaris AG | Polysun Simulation Software.
<http://www.velasolaris.com/english/product/features.html> 16 May 2016.

Zijdemans, D. 2014. *Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer*. Skarland Press AS.

Vedlegg

A1: Modell i Polysun med en akkumuleringstank, 5000 L

A2: Modell i Polysun med to akkumuleringstanker, 10 000 L

A3: Modell i Polysun med tre akkumuleringstanker, 15 000 L

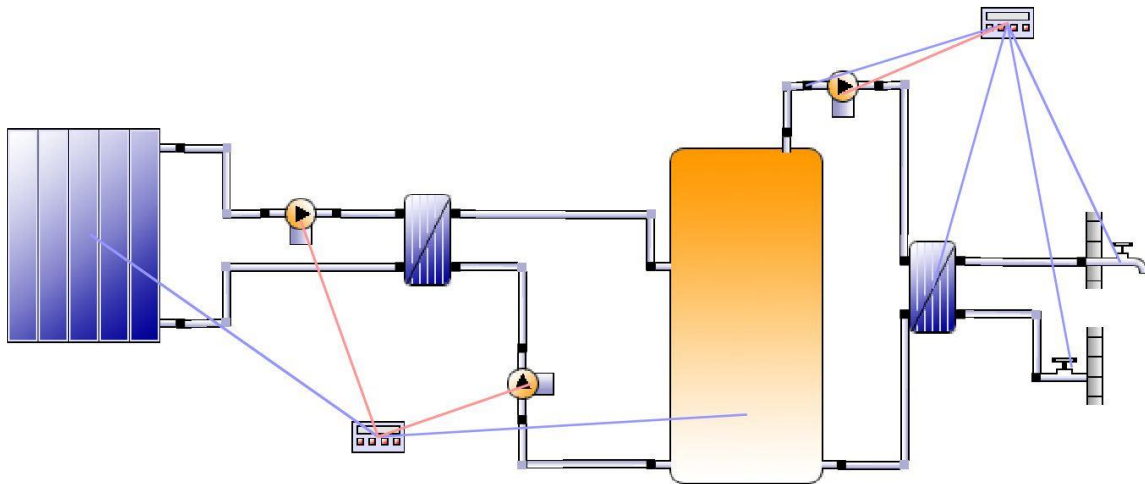
A4: Modell i Polysun med fem akkumuleringstanker, 25 000 L

A5: Modell i Polysun uten varmeveksler LV001T

A6: Temperatur i akkumuleringstanker i mai

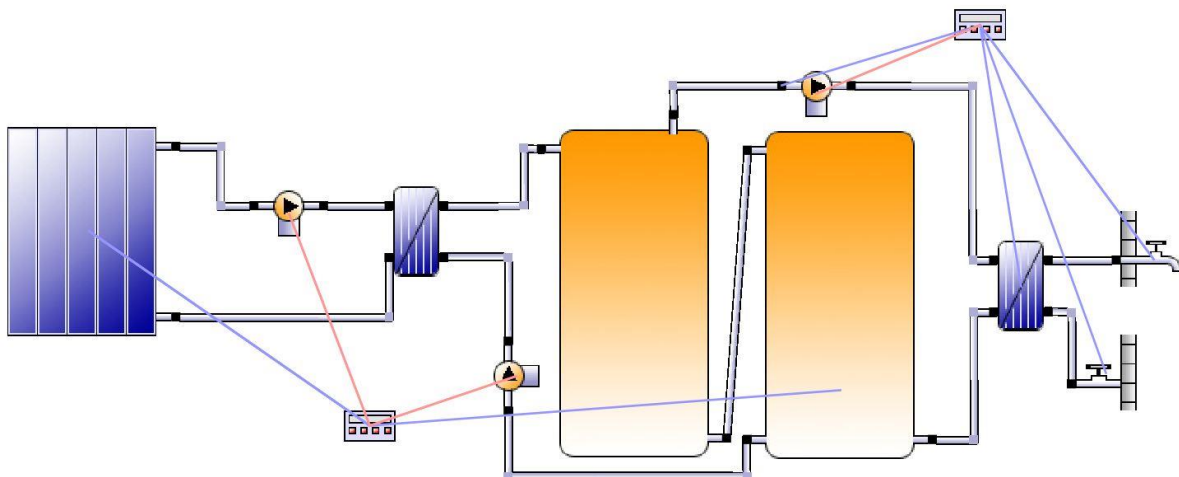
A7: Hotelletasje med inndeling aggregatsoner

A1: Modell i Polysun med en akkumuleringstank, 5000 L



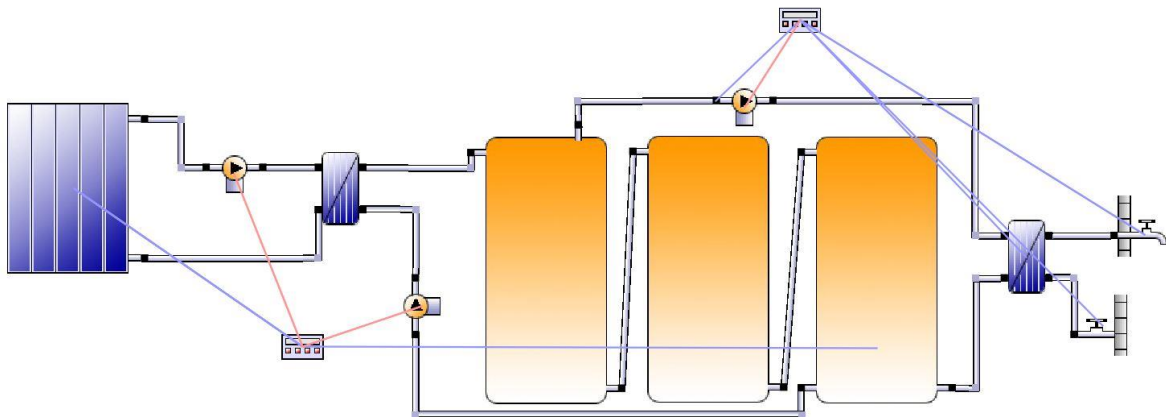
Modellen i Polysun med en akkumuleringstank, benyttet for å simulere energiutbyttet med et totalt akkumuleringstankvolum på 5000 L. Modellen er ellers lik som originalmodellen.

A2: Modell i Polysun med to akkumuleringstanker, 10 000 L



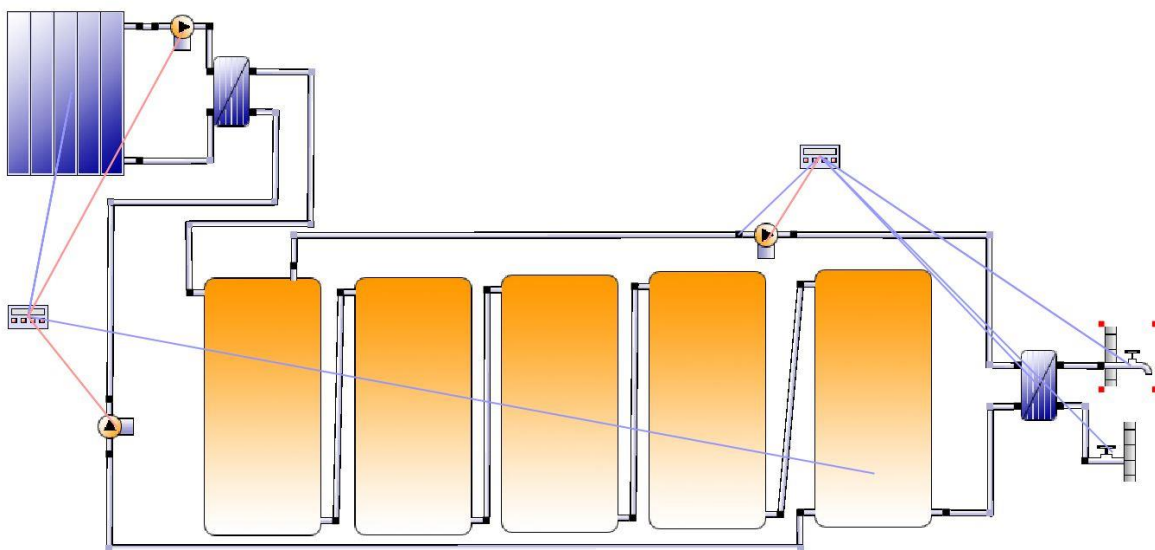
Modellen i Polysun med to akkumuleringstanker, benyttet for å simulere energiutbyttet med et totalt akkumuleringstankvolum på 10 000 L. Modellen er ellers lik som originalmodellen.

A3: Modell i Polysun med tre akkumuleringstanker, 15 000 L



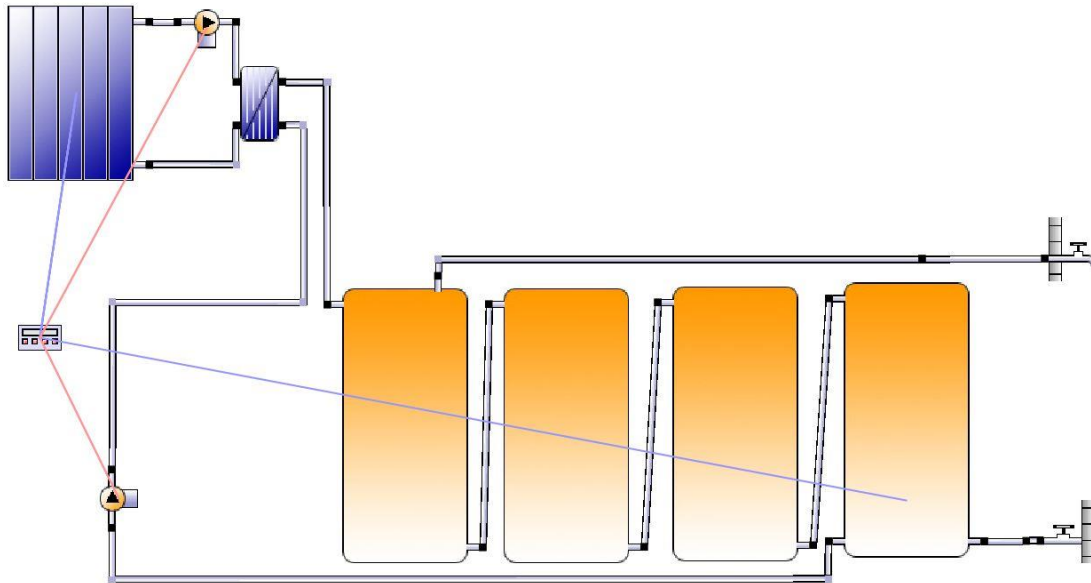
Modellen i Polysun med tre akkumuleringstanker, benyttet for å simulere energituttet med et totalt akkumuleringstankvolum på 15 000 L. Modellen er ellers lik som originalmodellen.

A4: Modellen i Polysun med fem akkumuleringstanker, 25 000 L



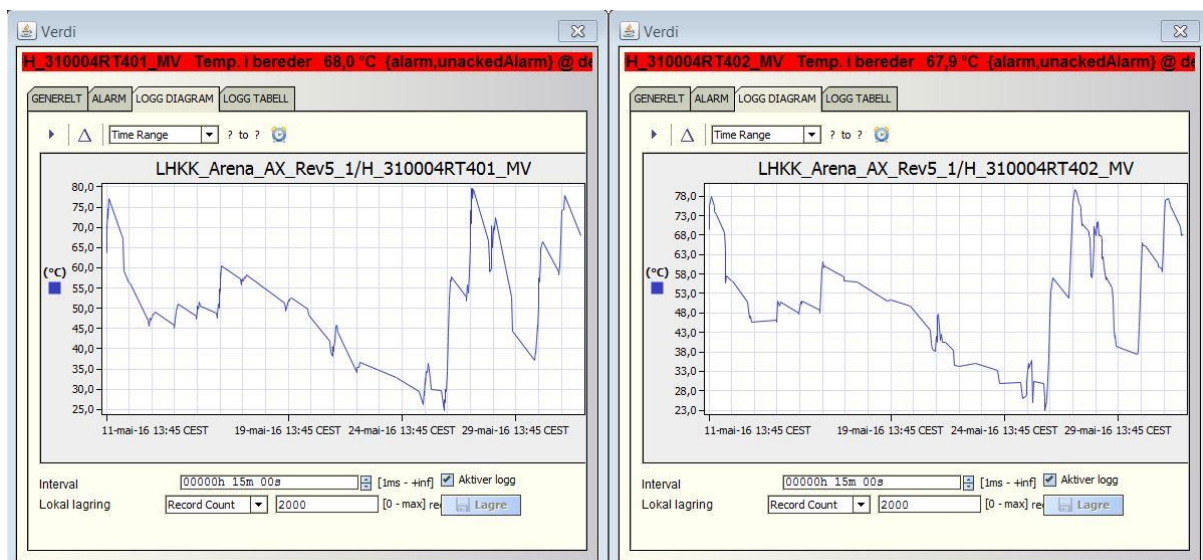
Modellen i Polysun med fem akkumuleringstanker, benyttet for å simulere energituttet med et totalt akkumuleringstankvolum på 25 000 L. Modellen er ellers lik som originalmodellen.

A5: Modell i Polysun uten varmeveksler LV001T



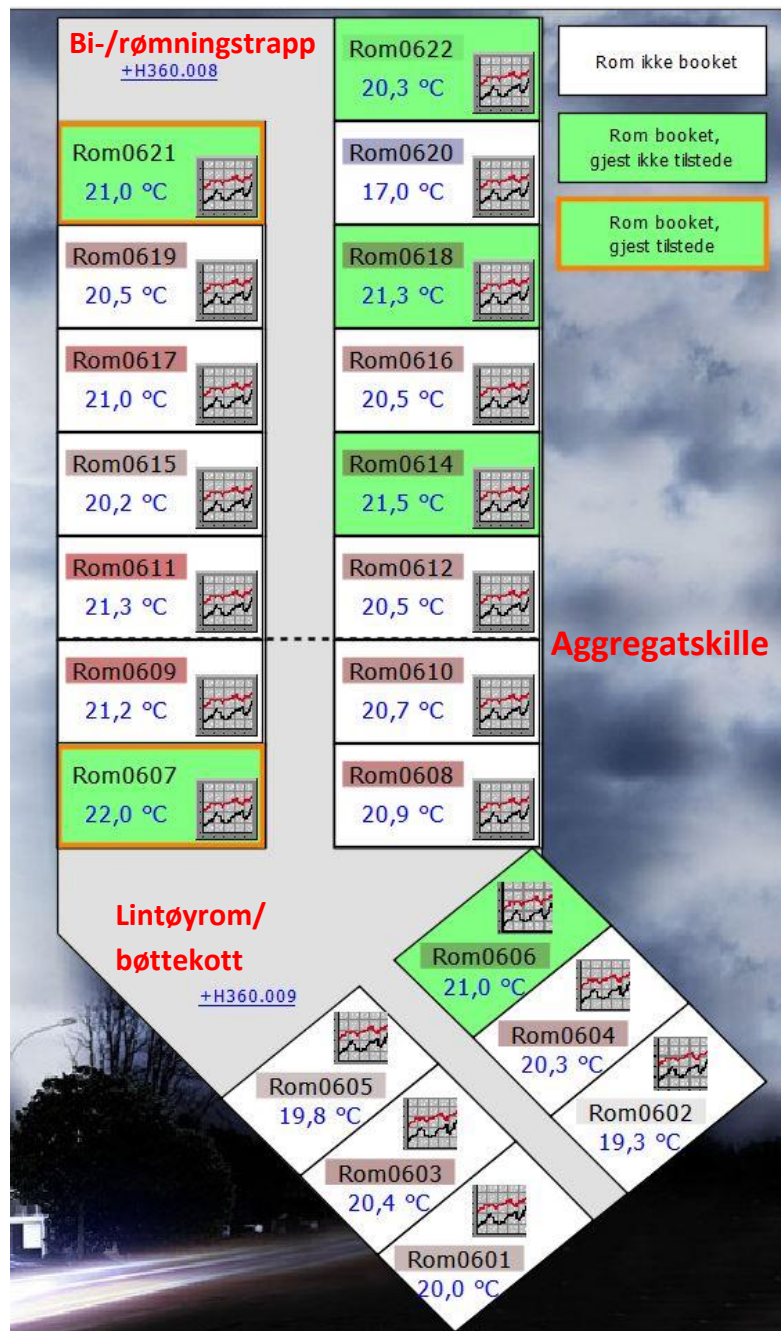
Modellen i Polysun uten varmeveksler LV001T og pumpe JP401. Solfanger, kaskadevekslere, akkumuleringstanker og styring av disse er lik som i originalmodellen.

A6: Temperaturer i akkumuleringstanker i mai



Her vises temperaturplott for måler RT401 i RT402 i akkumuleringstankene i solfangeranlegget, plottene er hentet fra SD-anlegget og måleperioden er 11.05.15-01.06.15. Disse grafene viser hvordan temperaturen i tankene stort sett er lik. I løpet av denne måleperioden var hotellet delvis stengt på grunn av streik blant de ansatte.

A7: Hotelletasje med inndeling av aggregatsoner



Denne figuren viser plantegningen av en hotelletasje og hvordan etasjen er delt inn i to soner med et ventilasjonsaggregat i hver sone. Ventilasjonsaggregatene er plassert i henholdsvis bi-/rømningstrapp og på lintøyrom/bøttekott. De aggregatene som er plassert i trappen er montert hengende.